

Möglichkeiten zur Verbesserung des Klopfverhaltens bei direktgezündeten Großgasmotoren

Dissertation

von

Peter Christiner

Ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz

WS 2010/2011

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Strategien mit dem Ziel beschrieben, das Klopfverhalten eines Gasmotors zu verbessern. Die Schwerpunkte der Arbeit liegen auf der Untersuchung des Einflusses von Geometrieparametern auf die Verbrennung und das Klopfverhalten, sowie auf der Beschreibung des Einflusses von Brennraumablagerungen und möglichen Ansätzen zu ihrer Vermeidung.

In der Arbeit wird gezeigt, wie die Klopfgrenze durch geometrische Modifikationen an der Kolbenmulde mit einem kombinierten Ansatz aus Messung und 3D-CFD-Simulation verschoben werden kann, ohne dabei Nachteile im Betriebsverhalten und Wirkungsgrad in Kauf nehmen zu müssen. Die wesentlichsten untersuchten Parameter sind das Spaltmaß, die Drallzahl und die Muldenform. Durch Abstimmung aller Parameter kann die Flammenausbreitung im Brennraum verändert werden, so dass hinsichtlich der Klopfentstehung kritische Bereiche früher von der Flammenfront erfasst werden. Es werden verschiedene Beurteilungskriterien vorgestellt, die eine Bewertung von Geometriemodifikationen in ihrer Auswirkung auf das Verbrennungs- und Klopfverhalten vorab möglich machen. Die Kriterien werden hinsichtlich ihrer Aussagekraft messtechnisch verifiziert.

Daneben werden die Quellen der Ablagerungsbildung im Gasmotor untersucht. Als Haupteinflussgröße kann der Schmierölverbrauch identifiziert werden. Zudem werden verschiedene Ansätze zur Reduktion der Anwachsrate der Ablagerungsschicht beschrieben, wobei die Reduktion von Strömungsgeschwindigkeit, Gas- und Oberflächentemperatur und der Oberflächenrauigkeit sowie das Beschichten mit Antihafschichten als wirksam bewertet werden.

Abstract

The present work describes various strategies for the improvement of engine knock behaviour of a gas engine. Due to increasing awareness regarding engine efficiency and tailpipe emissions it is necessary to exploit the full potential of an existing combustion concept.

The work mainly focuses on the investigation of the influence of various geometry parameters on combustion and engine knock as well as on the influence of combustion chamber deposits and appropriate measures for their reduction.

A combined approach of 3D CFD simulation and measurements on a single-cylinder research engine (SCE) is described to optimize combustion and knock behaviour. The main goal is the reduction of hot zones within the combustion chamber. Therefore, a number of criteria for the selection of possible modifications of the piston bowl shape by 3D-CFD-simulation are established and verified by measurement.

Additionally, the formation of combustion chamber deposits is investigated. Engine oil is established as main source for deposit formation. Various measures for the reduction of combustion chamber deposits are investigated. The most appropriate measures for deposit reduction are reductions of oil consumption, surface and gas temperature, gas velocity within the combustion chamber, surface roughness as well as the use of anti-stick coatings.

Vorwort

Die hier vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit am Kompetenzzentrum für umweltfreundliche Stationärmotoren und in Folge am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Forschungsbereich LEC der TU Graz.

Für die Möglichkeit, eine Dissertation durchführen zu können, sowie für die Betreuung der Arbeit möchte ich mich beim Leiter des Forschungsbereiches, Hrn. Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Wimmer, besonders bedanken.

Daneben gebührt mein Dank auch dem Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik Hrn. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder.

Für die Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit möchte ich mich auch besonders bei Hrn. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Chmela bedanken. Zum einen war es mir in den ersten Jahren meiner beruflichen Tätigkeit möglich, von seiner fachlichen Erfahrung zu profitieren, zum anderen konnte ich durch wertvolle Gespräche und Anregungen während der Durchführung der Arbeit zusätzliche Aspekte einfließen lassen und immer wieder neue Motivation gewinnen.

Darüber hinaus möchte ich mich bei den Kollegen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik für die gute Zusammenarbeit bedanken, vor allem bei Hrn. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Kogler, Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Pirker, Dipl.-Ing. Dr.techn. Hubert Winter und Dipl.-Ing. Harald Schlick.

Des Weiteren möchte ich mich bei verschiedenen Mitarbeitern von GE-Jenbacher für die gute Zusammenarbeit und die Unterstützung bei der Durchführung der Feldversuche bedanken. Hier sollen namentlich die Herren Dipl.-Ing. Jochen Fuchs, Josef Hintner und Dipl.-Ing. Herbert Schaumberger genannt werden.

Nicht zuletzt möchte ich auch meiner Familie für die Unterstützung und das Verständnis danken.

Graz, März 2011

Peter Christiner

INHALT

1.	Einleitung und Aufgabenstellung	6
2.	Grundlagen der klopfenden Verbrennung	10
2.1.	Beschreibung des Klopfens.....	10
2.2.	Detektion von Klopfen	14
2.3.	Maßnahmen zum Vermeiden von Klopfen	17
3.	Simulation der klopfenden Verbrennung	27
3.1.	Grundlagen der Beschreibung.....	27
3.2.	Eingesetzte Modelle	29
3.2.1.	Verbrennungsmodell.....	29
3.2.2.	Klopfmodell	32
3.3.	Einflussgrößen auf die Beschreibung.....	36
4.	Versuchsträger und eingesetzte Messtechnik für die Verifikation	38
4.1.	Grundlagen.....	38
4.2.	Versuchsträger	40
4.2.1.	Einzylinder Forschungsmotor	40
4.2.2.	VisioKnock Adapter	41
5.	Verbesserung des Klopfverhaltens durch Optimierung der Kolbenmuldenform	43
5.1.	Analyse der Klopfursachen bei einer Basisgeometrie	44
5.1.1.	Untersuchung von Klopfursachen auf Basis der 3D-CFD-Methode	44
5.1.2.	Messergebnisse zu Verifikation der 3D-CFD-Simulation.....	47
5.2.	Optimierung der Kolbenmuldengeometrie.....	53
5.2.1.	Der Einfluss von Spaltmaß, Drallzahl und Muldenform auf die Brennraumturbulenz und die Verbrennung	53
5.2.2.	Optimierung von Brennraummulden in Hinblick auf Verbrennung und Klopfverhalten.....	60
5.2.3.	Verifikation der Simulationsergebnisse	68
5.2.4.	Grenzen der Beschreibung.....	76
5.2.5.	Weitere Verbesserungsmöglichkeiten des Klopfverhaltens	77
5.3.	Resümee	78

6.	Brennraumablagerungen.....	79
6.1.	Der Einfluss von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten	79
6.1.1.	Beschreibung der Auswirkungen von Brennraumablagerungen.....	79
6.1.2.	Simulation des Einflusses von Ablagerungen auf die Verbrennung und das Klopfverhalten	87
6.1.3.	Verifikation der Simulationsergebnisse	93
6.2.	Bildungsmechanismen von Brennraumablagerungen.....	99
6.2.1.	Grundlagen der Entstehung und Charakterisierung von Ablagerungen	99
6.2.2.	Ermittlung der Stoffwerte von Ablagerungen	111
6.3.	Vermeidung von Brennraumablagerungen.....	116
6.3.1.	Einflüsse auf die Bildung von Ablagerungen	116
6.3.2.	Abgeleitete Maßnahmen zur Vermeidung von Ablagerungen	147
7.	Abgeleitete Schlussfolgerungen und Empfehlungen.....	148
8.	Abbildungsverzeichnis.....	151
9.	Tabellenverzeichnis.....	155
10.	Formelzeichen und Abkürzungen	155
11.	Literaturverzeichnis	156
12.	Anhang.....	162
12.1.	Zeichnungen Optimierte Kolbenmulden.....	162
12.2.	Herleitungen.....	165

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Als Folge des globalen Wirtschaftswachstums insbesondere in den Ländern Asiens und Südamerikas ergibt sich ein ständig steigender Bedarf an Primärenergie. Dieser Bedarf wird heute aus unterschiedlichen Quellen gedeckt. In Abbildung 1 ist der Anteil verschiedener Primärenergieträger an der insgesamt produzierten elektrischen Energie für die 27 EU-Mitgliedsstaaten dargestellt. Hier macht die Produktion auf Basis flüssiger, fester und gasförmiger fossiler Brennstoffe den weitaus größten Anteil aus.

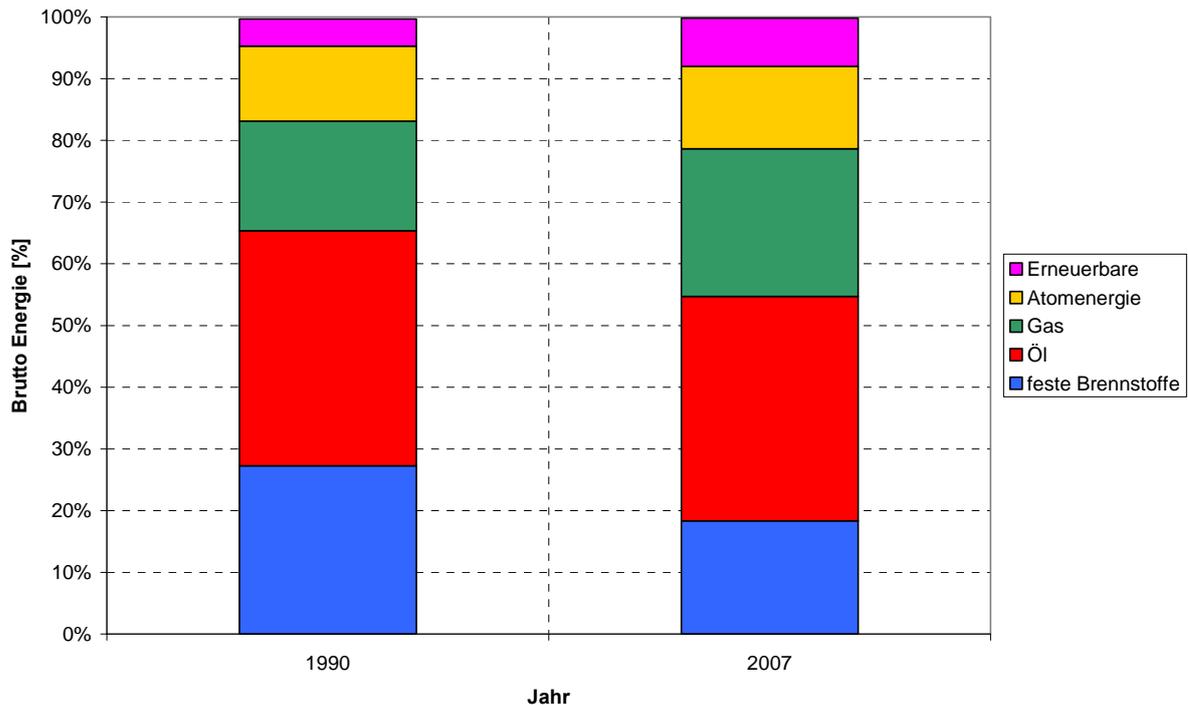


Abbildung 1: Energieproduktion in der europäischen Union [96]

In naher Zukunft wird eine völlige Abkehr von fossilen Brennstoffen aufgrund fehlender Alternativen nicht einfach zu realisieren sein. Umso wichtiger ist es, mit den beschränkten Vorkommen verantwortungsvoll umzugehen und auch im Hinblick auf die möglichen Folgen einer globalen Erderwärmung eine möglichst effiziente und umweltschonende Nutzung der vorhandenen Ressourcen zu gewährleisten.

Das steigende Bewusstsein über die schwindenden Rohstoffvorräte und die wachsenden Kosten für deren Bereitstellung führt dazu, dass die Hersteller von Verbrennungsmotoren von Kundenseite mit zunehmenden Anforderungen an den erzielbaren Motorwirkungsgrad konfrontiert werden. Die Folge ist ein wachsendes Bemühen der Motorenindustrie durch besser entwickelte Produkte den Wirkungsgrad bei der Energieumsetzung anzuheben und damit gegenüber Mitbewerbern einen Wettbewerbsvorteil zu erzielen.

Dieser Umstand kann anhand Abbildung 2 illustriert werden. Hier ist der effektive Wirkungsgrad der BR6 von GE Jenbacher im Verlauf der vergangenen 10 Jahre dargestellt [97]. Durch eine Vielzahl von Optimierungsschritten wurde die dargestellte signifikante Steigerung des effektiven Wirkungsgrades ermöglicht, wobei die

wichtigsten Entwicklungsmaßnahmen das Verbessern des Klopfverhaltens und das nachfolgende Anheben des Verdichtungsverhältnisses darstellen [97].

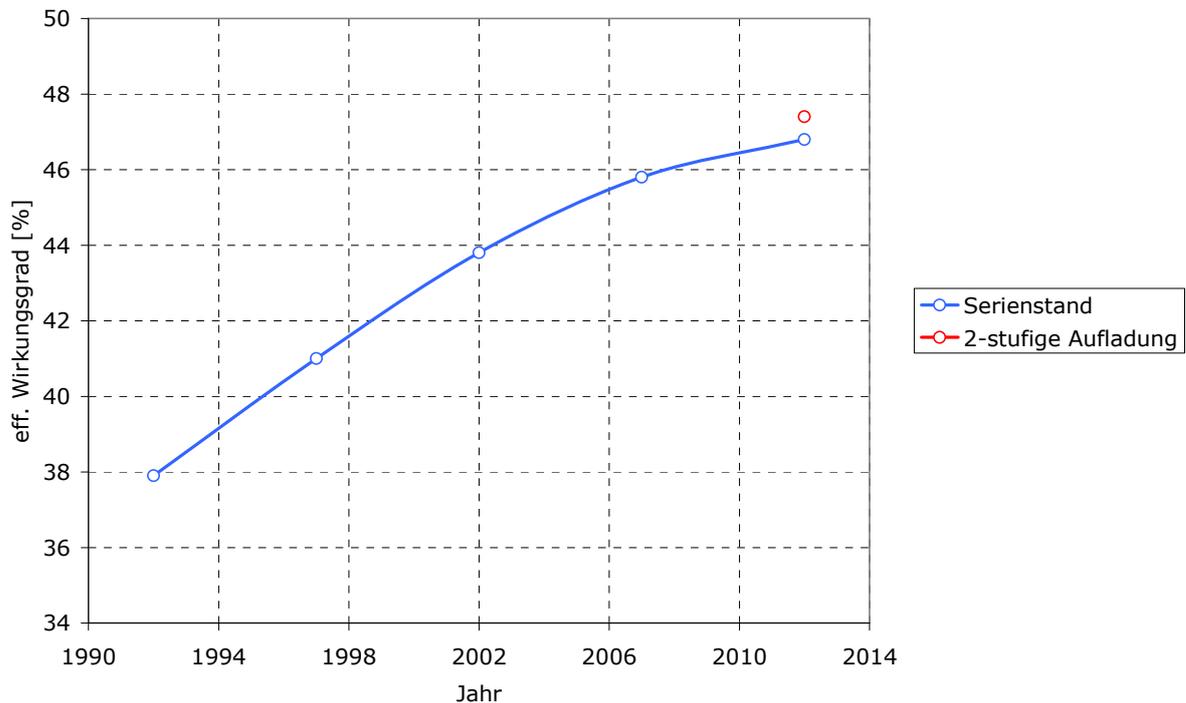


Abbildung 2: Wirkungsgradsteigerung bei Gasmotoren der BR6 von GE Jenbacher [97]

Durch die klopfende Verbrennung ergibt sich eine natürliche Schranke bei der Steigerung des Wirkungsgrades. Die Klopfgrenze ist die Schwelle, ab welcher ein weiteres Steigern des Verdichtungsverhältnisses und damit des Wirkungsgrades durch die bei weiterer Erhöhung des Ladungstemperatur- und Druckniveaus auftretenden Verbrennungsanomalien unmöglich wird [5],[18]. Eine genaue Beschäftigung mit den Ursachen der klopfenden Verbrennung ermöglicht hier das Ausnutzen vorhandener Entwicklungspotentiale. Dieser Zusammenhang lässt sich anhand der Definition des thermodynamischen Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses $\eta_{th,v}$ erklären [1].

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.1)$$

Wie in Glg. (1.1) gezeigt, hängt $\eta_{th,v}$ unter der vereinfachenden Annahme einer Energieumsetzung bei konstanten Volumen und konstanter spezifischer Wärmekapazitäten, nur vom Verdichtungsverhältnis ab.

In Gleichung (1.2) wird der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses ε auf die Temperatur T_2 bei Kompressionsende abhängig von der Temperatur bei Einlassschluss T_1 dargestellt [1].

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.2)$$

In Gleichung (1.3) wird die Wirkung des Verdichtungsverhältnisses ε auf den Druck p_2 bei Kompressionsende abhängig vom Druck bei Einlassschluss p_1 dargestellt. Wie auch Gleichung (1.2) beruht diese auf der Annahme eines adiabaten Brennraums und der isentropen Verdichtung eines idealen Gases mit konstanten Wärmekapazitäten [1].

$$p_2 = p_1 \varepsilon^\kappa \quad (1.3)$$

Die Gleichungen 1.2 und 1.3 belegen, dass eine Steigerung des Verdichtungsverhältnisses zu einer Anhebung des Temperatur- und Druckniveaus im Brennraum führt. Daneben üben das Niveau des Drucks p_1 und der Temperatur T_1 einen wesentlichen Einfluss aus.

Dieser Zusammenhang ist auch in Abbildung 3 dargestellt [97]. Wie hier gezeigt ist, nimmt mit zunehmendem Mitteldruck der Betriebsbereich des Motors deutlich ab. Durch eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses wird dieser Umstand noch verstärkt. Um den effektiven Wirkungsgrad durch eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses zu steigern, sind daher Maßnahmen zur Verbesserung des Klopfverhaltens notwendig [97].

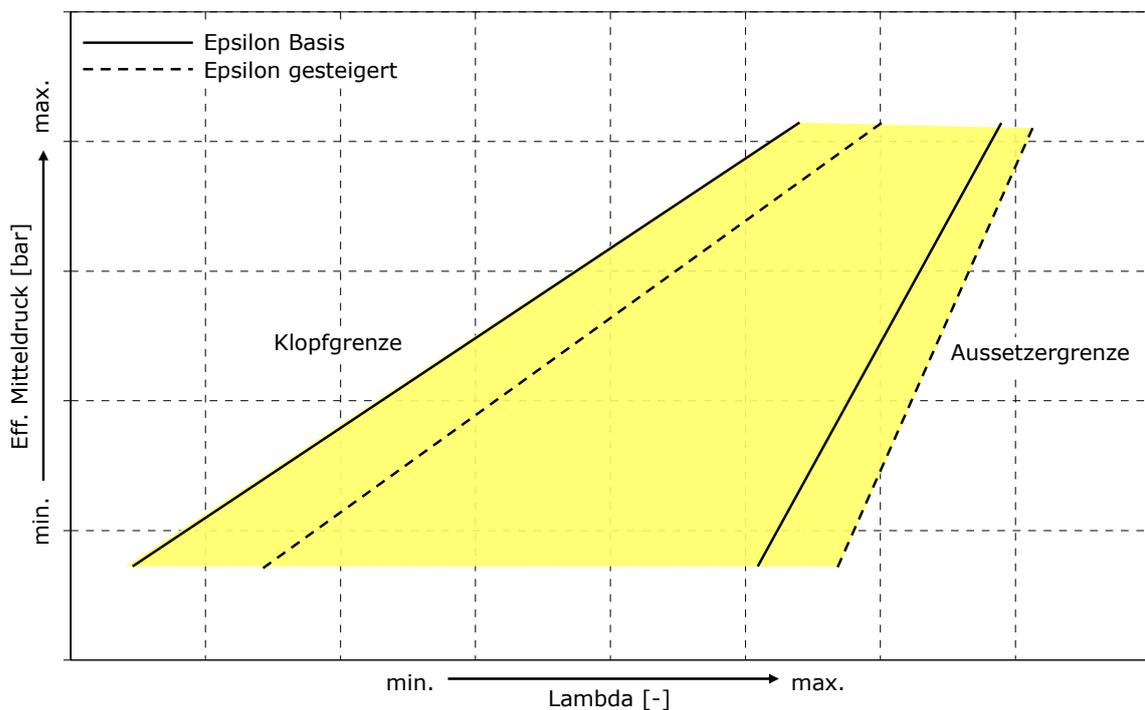


Abbildung 3: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Klopfgrenze [97]

Aus dem beschriebenen Sachverhalt wurde die Aufgabe abgeleitet, verschiedene Einflussgrößen auf das Klopfen zu untersuchen und Ansätze zur Verbesserung des Klopfverhaltens abzuleiten, mit der Zielsetzung, vorhandene Wirkungsgradpotentiale so besser ausnutzen zu können.

Zu diesem Zweck wurde bewertet, wie durch die Gestaltung des Brennraums Einfluss auf die Flammenausbreitung und Verbrennung genommen werden kann. In einem ersten Schritt wurde der Einfluss der Brennraumgeometrie auf die Turbulenzdichte untersucht. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden verschiedene Maßnahmen abgeleitet, um den Verlauf der Verbrennung und das Klopfverhalten zu beeinflussen. Die Maßnahmen wurden durch Messungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor mittels konventioneller Messtechnik und durch optische Messungen mit einem AVL-VisioKnock-Messsystem verifiziert. Des Weiteren wurde der Einfluss von Brennraumablagerungen auf die Verbrennung vor allem hinsichtlich der Auswirkungen

auf das Klopfverhalten bewertet. Anhand verschiedener Feldversuche wurden Maßnahmen zu Beeinflussung der Bildung und zur Vermeidung entwickelt und bewertet.

Darüber hinaus wurde der Einfluss von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten durch verschiedene Simulationen erfasst und zudem messtechnisch verifiziert.

2. Grundlagen der klopfenden Verbrennung

Bei der Entwicklung von Verbrennungskonzepten für Gasmotoren in stationärer Anwendung stehen heute insbesondere drei Zielsetzungen im Vordergrund. Neben dem Erreichen möglichst hoher Mitteldrücke bei vorgegebenem Motorhubvolumen bilden das Anheben des Wirkungsgrads sowie das gleichzeitige Einhalten der gesetzlichen Abgasvorschriften den Entwicklungsschwerpunkt [38].

Anders als am Dieselmotor, wo der Verbrennungsablauf durch den zeitlichen Verlauf der Kraftstoffeinspritzung gesteuert werden kann, ist die momentane Brenngeschwindigkeit beim Ottomotor durch das Fortschreiten einer von der Zündquelle ausgehenden Flammenfront bedingt. Durch den mit der Energiefreisetzung einhergehenden Druckanstieg erhöht sich auch die Temperatur in der noch nicht von der Flammenfront erfassten restlichen Frischladung. Bei Überschreiten einer bestimmten Temperatur kann es dann dort zur Selbstzündung mit sehr schneller Energiefreisetzung kommen. Dabei entstehen hochfrequente Druckschwingungen mit hoher Amplitude, die ein hohes Schädigungspotential für alle damit beaufschlagten Bauteile aufweisen. Wegen der als Auslöser auftretenden Ladungstemperatur werden dadurch die erreichbare Last und das für den Motorwirkungsgrad entscheidende Verdichtungsverhältnis begrenzt. Die Vermeidung von Klopfen ist daher auch für Großgasmotoren eine der wesentlichsten Randbedingungen bei der Auslegung und Optimierung von Verbrennungskonzepten [98].

2.1. Beschreibung des Klopfens

Im folgenden Kapitel soll eine kurze Übersicht über die in der aktuellen Literatur beschriebenen Theorien zum Thema der klopfenden Verbrennung gegeben werden, sowie auf bekannte Ursachen dafür genauer eingegangen werden. Abschließend sollen noch einige für die Durchführung der hier vorliegenden Arbeit relevante Quellen genauer vorgestellt und diskutiert werden.

Unter Klopfen versteht man eine abnormale Verbrennung des noch nicht von der Flammenfront erfassten Brennraumvolumens, dem sogenannten Endgas [1]. Durch die spontane Energiefreisetzung entstehen im Brennraum hochfrequente Druckschwingungen, die man als klopfendes Geräusch am Motor wahrnehmen kann [4]. Das klopfende Geräusch gibt diesem Phänomen seinen Namen. Die hochfrequenten Druckschwingungen und gesteigerten Prozesstemperaturen führen, so sie über längere Zeit auftreten, zu rapidem Anstieg der Bauteiltemperaturen und in Folge zu Schäden an den den Brennraum begrenzenden Bauteilen [5]. Dieses Phänomen soll in der vorliegenden Arbeit genauer untersucht werden. Neben Klopfen gibt es noch weitere Formen der abnormalen Verbrennung [29].

Abbildung 4 zeigt eine allgemeine Kategorisierung typischer in Ottomotoren auftretender Verbrennungsanomalien [2]. Demnach lassen sich diese in 4 Kategorien unterteilen, wobei eine Unterscheidung nach dem Zeitpunkt ihres Auftretens getroffen werden kann [3]. Neben dem Glühzünden und der Vorentflammungen, die beide vor dem eigentlichen Verbrennungsbeginn auftreten, kann es zu Klopfen sowie Extremklopfen kommen, die beide erst nach dem eigentlichen Verbrennungsbeginn auftreten. In [4] wird darüber hinaus noch eine Einteilung nach dem Verlauf des Klopfereignisses in weitere Unterkategorien getroffen.

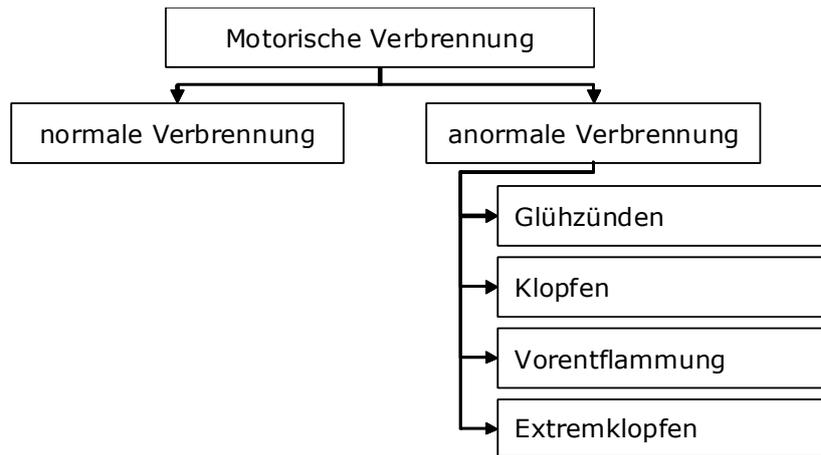


Abbildung 4: Einteilung von Verbrennungsanomalien nach Kategorien [2]

Unter Klopfen wird generell die Selbstzündung des noch nicht von der Flammenfront erfassten Endgases verstanden [1].

Unter Glühzünden versteht man die Entflammung des an heiße Bauteile grenzenden Gemischs ohne äußere Zündquelle. Ursachen hierfür ist zumeist eine mangelnde Bauteilkühlung. Daneben können aber auch klopfende Zyklen die lokale Bauteiltemperatur durch den auftretenden gesteigerten Wärmeübergang soweit anheben, dass in Folge Glühzünden auftritt. Durch den Einfluss der heißen Bauteiloberflächen auf das angrenzende Gemisch im Brennraum besitzt Glühzünden eine selbstverstärkende Wirkung [2], [3].

Bei dem Phänomen des Extremklopfens handelt es sich um sporadisch auftretende klopfende Zyklen mit besonders hohen Druckamplituden. Während das normale Klopfen zumeist sukzessive bei Verlagerung des Betriebspunktes auftritt und daher durch ein Verstellen des Zündzeitpunkts durch die Klopfregelung zu beherrschen ist, sind derartige Regeleingriffe bei Extremklopfen wegen des stochastischen Charakters nicht möglich [5].

Unter dem Begriff der Vorentflammung wird eine stochastisch auftretende Entflammung des Endgases vor dem eigentlichen Zündzeitpunkt verstanden. Dieser Effekt tritt insbesondere bei hochaufgeladenen kleinvolumigen Ottomotoren auf. Im Unterschied zum normalen Klopfen besitzt dieses Phänomen stochastischen Charakter wie das Extremklopfen. Anders als das Glühzünden besitzt es keine selbstverstärkende Wirkung, so dass nach klopfenden Zyklen wieder eine reguläre Verbrennung auftritt [2].

In der hier vorliegenden Arbeit wurde vor allem die normale klopfende Verbrennung untersucht. Die hier angeführten Sonderformen blieben von der Untersuchung ausgespart.

Hinsichtlich der Entstehung und des Ablaufs der klopfenden Verbrennung wurden im Laufe der Entwicklung des Ottomotors unterschiedliche Theorien entwickelt, die das Phänomen Klopfen zu beschreiben versuchen [1]. Es können hierbei grundsätzlich zwei Arten von Theorien unterschieden werden. Bei der ersten Gruppe handelt es sich um Theorien, die keine Selbstzündung im Endgas annehmen, bei der zweiten um die gerade gegenteiligen Selbstzündungstheorien [9].

Die erste Gruppe von Theorien erklärt die klopfende Verbrennung ohne eine Selbstzündung im Endgas anzunehmen. Vielmehr ist eine Beschleunigung der Primärflamme Grund für die raschere Verbrennung [12]. Als Ursache für die Zunahme des Kraftstoffumsatzes wird eine Zunahme der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront durch die Rückwirkung von durch den Brennraum laufenden Druckwellen oder eine lokale Beschleunigung der Vorreaktionen im Endgas angenommen [9], [28].

Die Selbstzündungstheorien hingegen beschreiben die Klopfende Verbrennung durch Selbstzündung des noch nicht von der Flammenfront durchlaufenen Endgases, wodurch es zur Ausbildung einer zweiten Flammenfront kommt [5]. Es lassen sich nach [9] drei Unterkategorien unterscheiden:

Bei der Verdichtungstheorie führt der Druck- und Temperaturanstieg im Endgas durch die Kompressionswirkung des Kolbens sowie die fortschreitende Verbrennung selbst zum Erreichen des Selbstzündungszustands. Die inhomogene Verteilung des Drucks und der Temperatur im Endgas bedingt dann lokale Unterschiede im Beginn der Selbstzündung. Nach erfolgter Selbstzündung führt die sich ausbreitende Druckwelle zu einer Beschleunigung der Selbstzündung des restlichen Endgases [9].

Bei der Detonationstheorie wird davon ausgegangen, dass die Flammenfront der regulären Verbrennung bei ihrer Ausbreitung im Brennraum zur Bildung einer Stoßwelle führt. Die Stoßwellen sorgen dann im Endgas lokal für Bedingungen, die eine Selbstzündung ermöglichen. Dies ist auch der Unterschied in der Modellannahme zu den Detonationstheorien. Für das Ausbilden der Stoßwellen ist ein Mindestabstand zur Flammenfront nötig, der das Auftreten der spontanen Selbstzündung in einem bestimmten Abstand von der Flammenfront erklärt. Der Unterschied zur Detonationstheorie besteht darin, dass als Ort das Endgas angesehen wird [9], [29].

Die Kombinationstheorie schließlich verbindet die Verdichtungs- und Detonationstheorie. Hier wird davon ausgegangen, dass die Verdichtungswirkung der Kompression und der Flammenfront zum Auftreten einer ersten Klopfreaktion führt [9]. Diese wiederum verursacht dann Stoßwellen und die Entflammung des restlichen Endgasbereichs [1].

Anhand aktuellerer Forschungsergebnisse Jahre scheint die Selbstzündungstheorie und hier die Kombinationstheorie vor allem aufgrund von Ergebnissen mit Lichtleitermesstechnik im Brennraum erwiesen zu sein [8], [5], [12]. Neuere Erkenntnisse gehen zudem vom Einfluss sogenannter „Hot-spots“ aus. Damit werden kleine Bereiche im Endgas gemeint, die zu einer geringfügigen lokalen Temperaturzunahme im Endgas führen und dadurch Selbstzündung des Gemischs auslösen [11], [14], [32].

Einen wesentlichen Einfluss auf das Klopfverhalten eines Motors hat die Entflammungsneigung des jeweilig verwendeten Kraftstoffs. Sie bestimmt die Zeitspanne, bis es zur Selbstzündung im Endgas kommt, der sogenannten Zündverzugszeit, und ist dabei stark von dem lokalen Druck- und Temperaturverlauf abhängig [28]. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 5 dargestellt [6]. Bei der Selbstzündung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen handelt es sich um eine sogenannte Radikalkettenexplosion. Abhängig von Druck und Temperatur kommt es im Gemisch zu Kettenbildungs- und Kettenabbruchreaktionen. Eine Beschleunigung

der ablaufenden Reaktionen und damit Zündung kann nur eintreten, wenn die Kettenbildungsreaktionen gegenüber den Kettenabbruchsreaktionen überwiegen [6].

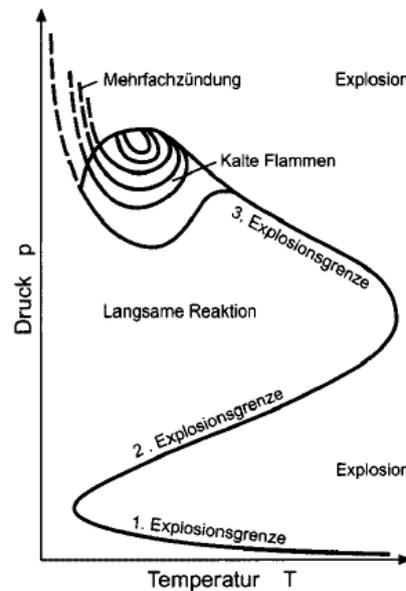


Abbildung 5: Zünd- oder Explosionsdiagramm für Kohlenwasserstoff- Luftgemische [6]

Unter der Voraussetzung, dass sich das Gemisch innerhalb seiner Zündgrenzen befindet, kommt es abhängig von Druck und Temperatur zu unterschiedlichen Reaktionen [6]. Im Bereich niedriger Drücke und Temperaturen werden die in der Gasphase gebildeten Radikale sofort wieder am Brennraumrand in stabile Moleküle umgewandelt. Es ist keine Zündung möglich. Werden Brennraumdruck und Temperatur weiter gesteigert, so wird die 1. Explosionsgrenze überschritten. Die Produktion der Radikale überwiegt und es tritt spontane Zündung ein [1]. Wird der Druck weiter gesteigert, überwiegen die Kettenabbruchsreaktionen in der Gasphase die Kettenbildungsreaktionen und es wird die 2. Explosionsgrenze überschritten, ab welcher keine Selbstzündung mehr eintritt. Bei einer weiteren Anhebung des Drucks wird die 3. Explosionsgrenze überschritten, ab welcher die Wärmeerzeugung durch die chemische Reaktion jedenfalls größer ist als der Wärmeverlust an der Wand. Es kommt zu einer thermischen Explosion, einer sofortigen Zündung ohne Zündverzugszeit [1]. Daneben kann es noch zum Phänomen einer Verbrennung mit kalten Flammen und einer Mehrfachzündung kommen [1], [6].

Kraftstoffe für ottomotorische Anwendung sollen eine geringe Selbstzündungsneigung besitzen, damit ein stabiler, klopfreier Betrieb gewährleistet werden kann. Um die Vergleichbarkeit verschiedener Kraftstoffe zu ermöglichen wurde als Kennzahl die Oktanzahl eingeführt. Sie charakterisiert die Klopfneigung eines bestimmten Kraftstoffs. Dabei werden unter genormten Bedingungen in einem Einzylindermotor die Klopfeneigenschaften des zu prüfenden Kraftstoffs mit jenen eines Gemischs aus Iso-Oktan C_8H_{18} (zündunwillig – klopfest) und n-Heptan C_7H_{16} (zündwillig – klopfreudig) verglichen [1], [4].

Für gasförmige Kraftstoffe wird das Klopfverhalten durch die Methanzahl beschrieben. Hier wird das zu untersuchende Gas oder Gasgemisch unter genormten Bedingungen mit einem Gemisch aus Methan (Methanzahl 100, klopfest) und Wasserstoff (Methanzahl 0, klopfreudig) verglichen. Die Methanzahl des untersuchten Kraftstoffs

bezeichnet per Definition den Volumenanteil von Methan in einem Methan-Wasserstoff-Gemisch, der nötig ist um dasselbe Klopfverhalten wie mit dem zu untersuchenden Gas zu erreichen. Durch Anteile von besonders klopfesten Komponenten kann die Methanzahl auch Werte größer 1 annehmen [7].

2.2. Detektion von Klopfen

Eine wesentliche Voraussetzung für die Untersuchung des Phänomens der klopfenden Verbrennung im Ottomotor stellt die verlässliche Unterscheidung von klopfenden und nicht klopfenden Arbeitsspielen da. Es können hier verschiedene Methoden zur Klopfkennung nach den verwendeten Messsignalen unterschieden werden [29], [19], [22], [23], [24], [25], [26], [26], [27]:

- Zylinderdruckverlauf
- Lichtemission (optische Sensoren im Brennraum)
- Ionenstrom
- Körperschall (piezoelektrischen Beschleunigungssensoren)
- Kurbelwellendrehzahl
- Abgastemperatur

Unter den genannten Methoden ist die Bestimmung anhand des gemessenen Zylinderdrucksignals bei der Brennverfahrensentwicklung die wohl gebräuchlichste, vor allem weil der Druckverlauf zumeist als Signal zu Verfügung steht und zudem moderne Motoren verstärkt mit Zylinderdrucksensorik ausgestattet werden [18]. Die Bestimmung anhand optischer Sensoren und mittels Ionenstromsonde ermöglicht neben dem Erkennen klopfender Zyklen auch eine genauere Analyse des Ortes der Klopfentstehung, da es sich hier um lokal aufgelöste Signale handelt. Die Bestimmung anhand des durch die hochfrequenten Zylinderdruckschwingungen induzierten Körperschalls am Motorblock ist heute Stand der Technik [17], [20].

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Abstimmungsarbeiten am Forschungsmotor war es nötig, ein Kriterium zu definieren, um klopfenden Zyklen von nicht klopfenden Zyklen zu unterscheiden. Das Kriterium basiert auf dem gemessenen Zylinderdruckverlauf und wurde in die Programmumgebung des in Kapitel 4 beschriebenen Motorprüfstands implementiert, um eine echtzeitfähige Bewertung des Betriebszustands hinsichtlich des Klopfens zu ermöglichen. Es kombiniert verschiedene Kriterien, die in Kombination das Erkennen eines klopfenden Zyklus ermöglichen. Seine Entwicklung wurde im Rahmen vorangegangener Arbeiten durchgeführt vgl. [15] und basiert im Ansatz auf dem bei Worret [18] entwickelten Klopfkennungsalgorithmus. Für die hier vorgestellte Arbeit erfolgte lediglich eine Anwendung des bereits ermittelten Klopfkriteriums am Prüfstand zur Detektion der klopfenden Zyklen.

Als Datenbasis für die Abstimmung der für den Algorithmus nötigen Schwellwerte dienten gemessene Zylinderdruckverläufe, die subjektiv in klopfende und nicht klopfende Zyklen kategorisiert wurden. Die Schwellen im Algorithmus wurden so gewählt, dass sich eine zufriedenstellende Erkennung der einzelnen klopfenden Zyklen ergab. Kritisch ist hier anzumerken, dass die Kategorisierung selbst schon rein subjektiv erfolgte und es dadurch auch in der Datenbasis zur Unsicherheiten kam.

Bei dem konkret verwendeten Algorithmus müssen, damit ein Zyklus als klopfend erkannt wird, drei Kriterien gleichzeitig erfüllt sein [15], [39], [18].

1. Kriterium eines detektierten Klopfbeginns
2. Energiekriterium
3. Kriterium der Klopfhärte

In einem ersten Schritt wird mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik und der idealen Gasgleichung aus dem Zylinderdrucksignal ein Heizverlauf errechnet [1]. Mit einem Hochpassfilter wird aus dem ermittelten Heizverlauf dessen hochfrequenter Anteil bestimmt. Dann wird jene positive Amplitude gesucht, die als erste zwei Drittel der maximalen Amplitude erreicht. Der Nulldurchgang des ermittelten Verlaufs direkt vor der Amplitude kennzeichnet den Klopfbeginn. Das grundsätzliche Vorgehen ist in Abbildung 6 dargestellt. Die obere Kurve zeigt hier den hochpassgefilterten Heizverlauf. Wird der Klopfbeginn erkannt, so ist das erste der drei Kriterien für eine klopfende Verbrennung positiv erfüllt. Zur Absicherung, dass es sich nicht um ein Störsignal am Zylinderdruckverlauf handelt, wie es etwa beim Schließen der Einlassventile entsteht, wird die Lage des Klopfbeginns auf Plausibilität hin überprüft. Nur wenn der Klopfbeginn im Kurbelwinkelbereich um den ZOT liegt, gilt das erste Kriterium als erfüllt [15], [18].

Um das Klopfereignis weiter zu verifizieren, werden die hochfrequenten Schwingungen über den Bereich von 10°KW vor und nach dem ermittelten Klopfbeginn integriert und die ermittelten Flächen unterhalb der Kurve ins Verhältnis gesetzt. Hier muss ein Schwellwert überschritten werden, damit der Zyklus als klopfend erkannt wird. So soll verhindert werden, dass es sich um eine dem ganzen Drucksignalverlauf überlagerte Schwingung handelt. Hier würde das Verhältnis der integralen Werte 1 liefern.

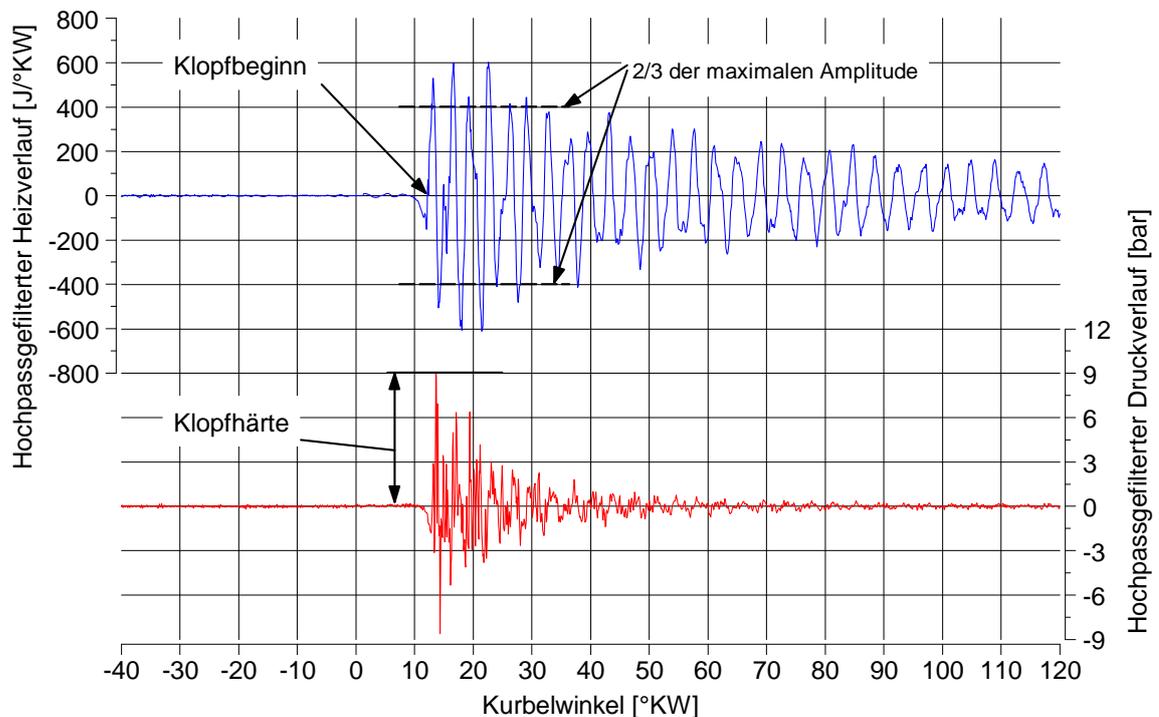


Abbildung 6: Detektion einer klopfenden Verbrennung aus dem Zylinderdrucksignal [15]

Zusätzlich zum ermittelten Beginn des Klopfereignisses wird als drittes Kriterium die Klopfhärte ermittelt, deren Ermittlung in Abbildung 6 dargestellt wird. Die Klopfhärte wird aus der maximalen Amplitude des durch die rote Kurve dargestellten hochfrequenten Zylinderdruckverlaufs ermittelt. Erst wenn auch hier ein Schwellwert überschritten wird und damit alle drei Kriterien erfüllt sind, wird der einzelne Zyklus als klopfend erkannt. Die Schwellenwerte wurden anhand der vorhandenen Datenbasis abgestimmt. Für zwei untersuchte Verbrennungskonzepte und an zwei Motoren erwies sich dieser Klopfkennungsalgorithmus als sehr gut brauchbar. Die Anwendbarkeit bei anderen Motoren mit veränderter Position des Drucksensors, oder anderen Verbrennungskonzepten, Brennraumabmessungen und Betriebspunkten wurde nicht untersucht. Es muss aber damit gerechnet werden, dass die Schwellenwerte der einzelnen Kriterien angepasst werden müssen [15], [18].

Neben dem für die vorliegende Arbeit verwendeten Ansatz gibt es in der Literatur eine Reihe von weiteren Ansätzen, um eine klopfende Verbrennung auf Basis des Zylinderdruckverlaufs zu detektieren [17], [20], [21], [18]. Im Folgenden werden die verwendeten Ausgangssignale aufgelistet [18]:

- Hoch- oder bandpassgefilterter Druckverlauf
- 1. Ableitung des Druckverlaufs
- 3. Ableitung des Druckverlaufs
- Frequenztransformierter Druckverlauf

In [19], [17], [23] werden die gängigsten Algorithmen verglichen. In [18] werden die einzelnen Methoden detailliert beschrieben und in Hinblick auf die Detektion des Klopfbeginns und der Feststellung der Klopfhärte bzw. Klopfintensität verglichen.

Es wird in [18] darauf hingewiesen, dass der Klopfbeginn anhand des hochpassgefilterten Druckverlaufs zwar gut bestimmt werden kann, dass aber die allgemein üblich Methode der Bestimmung der Klopfhärte oder Klopfintensität als maximale Amplitude des Signals aufgrund des stochastischen Charakters des Klopfens nicht ausreichend geeignet ist. Besser geeignet sind integrierende Methoden [18]. Zudem ergibt sich eine Abhängigkeit von der Drucksensorposition relativ zu den Knotenpunkten der angeregten Brennraummoden [21]. Bessere Ergebnisse hinsichtlich der Klopfintensität lassen sich durch Verwendung eines Energiekriteriums durch Integration des Signals über einen charakteristischen Zeitraum erreichen [20], [21]. Die Integrationsgrenzen sind hier abhängig von der Lage und Dauer der jeweils untersuchten Verbrennung zu wählen [18].

Durch die Verwendung der 1. oder 3. Ableitung des Zylinderdruckverlaufs lassen sich hinsichtlich der Erkennung des Klopfbeginns deutliche Verbesserungen erzielen, wobei in [21] auf die Anhängigkeit diese Kriteriums von der Signalauflösung hingewiesen wird. Eine Aussage hinsichtlich der Klopfhärte kann bei der ersten Ableitung des Drucksignals wiederum durch Verwendung eines Energiekriteriums (Integraler Wert unter der Kurve) oder durch Auswertung des maximalen Werts erzielt werden. Bei der 3. Ableitung des Drucksignals kann der negative Wert der Kurve herangezogen werden [18]. Nach [20] empfiehlt sich das generelle Verwenden eines Energiekriteriums.

Bei der Verwendung des hochpassgefilterten Heizverlaufes ergeben sich durch die Verwendung der Ableitung des Drucks nach dem Kurbelwinkel Vorteile bei der

Klopferkennung hinsichtlich des Einflusses von überlagerten hochfrequenten Schwingungen[18]. Der Vergleich von Klopferkennungsmethoden auf Basis des Zylinderdruckverlaufs und auf Basis des Heizverlaufs zeigt ähnlich gute Ergebnisse. Als Kriterium für die Klopfhärte kann bei der Verwendung des Heizverlaufs zur Erkennung des Klopfbeginns die maximale Amplitude des hochpassgefilterten Heizverlaufs oder die maximale Amplitude des hochpassgefilterten Druckverlaufs verwendet werden [20].

Auf Basis dieser Quellen lässt sich zusammenfassend feststellen, dass die Detektion rein auf Basis des Druckverlaufs ohne weitere Signalverarbeitung wenig geeignet scheint und Algorithmen wie die Ableitung des Druckverlaufs oder besser noch auf Basis des Heizverlaufs bessere Ergebnisse liefern. In [17] wird zudem eine gleichzeitige Kombination mehrerer Kriterien empfohlen, wie dies auch bei dem für die Durchführung dieser Arbeit verwendeten Algorithmus der Fall war. Durch die Kombination mehrerer Kriterien lässt sich die Anzahl der richtig erkannten Zyklen signifikant steigern. Zudem müssen bei der Wahl eines Klopferkennungsalgorithmus Kriterien wie die Verwendbarkeit bei schwach klopfenden Zyklen, eine möglichst exakte Erkennung des Klopfbeginns und die Anwendbarkeit bei verschiedenen Motorbetriebspunkten berücksichtigt werden [20].

Neben der Wahl eines geeigneten Klopferkennungsalgorithmus spielt auch die Signalqualität eine entscheidende Rolle bei der Detektion einer klopfenden Verbrennung. Aus der Literatur sind hier einige Anforderungen hinsichtlich der Position und Einbausituation des Zylinderdrucksensors sowie der Randbedingungen bei der Messung bekannt. Diese sind nach [21], [29], [30], [31]:

- Zentrale Sensorposition
- Vermeiden von Kavitäten vor der Membrane
- Optimale Sensorkühlung
- Ausreichende Signalauflösung
- Ausreichende Anzahl von Zyklen zur Bewertung des Betriebszustands

Es muss mit einer Beeinflussung des Drucksignals durch Sensorposition, Brennraumgeometrie und Einbausituation des Sensors gerechnet werden. Als allgemeingültige Empfehlung soll ein Einbau im Quetschspalt vermieden und eine zentrale Positionierung des Drucksensors im Brennraum angestrebt werden, um das Drucksignal zufolge der klopfenden Verbrennung unbeeinflusst von dem Entstehungsort zu detektieren [30], [31]. Bezüglich der Einbausituation des Drucksensors selbst gilt es, ausreichende Wärmeabfuhr und das Vermeiden von unnötigen Volumina in der Zylinderdrucksensorbohrung zu beachten. Einerseits wird hier auf die Problematik der Sensortemperatur und andererseits auf das Entstehen von Pfeifenschwingungen in der Drucksensorbohrung hingewiesen [30], [31]. Für eine aussagekräftige Bewertung des Betriebszustandes ist zudem eine ausreichende Anzahl an klopfenden Zyklen nötig. In der Literatur [21] werden hier bis zu 1000 Zyklen genannt, um einen Betriebspunkt eindeutig hinsichtlich Klopfen bewerten zu können.

2.3. Maßnahmen zum Vermeiden von Klopfen

Zahlreiche Arbeiten befassen sich mit dem Thema Klopfen und möglichen Ansätzen zur Verbesserung des Klopfverhaltens bzw. mit der Vermeidung der klopfenden

Verbrennung [13], [32], [10]. Im vorliegenden Kapitel soll eine kurze Übersicht über den aktuellen Kenntnisstand der einzelnen Einflussparameter auf das Klopfverhalten aus verschiedenen Literaturquellen gegeben werden. Danach soll auf einige für die weitere Arbeit besonders relevante Forschungsergebnisse eingegangen werden. Abschließend sollen die in dieser Arbeit untersuchten Einflussgrößen und Abhilfemaßnahmen konkret beschrieben werden.

Nach [1] tragen folgende Kriterien zu einer Verminderung der Klopfneigung eines Motors bei:

- Verwenden von Kraftstoffen mit hoher Oktan- oder Methanzahl
- Niedrige Ansauglufttemperatur
- Abgasrückführung
- Gute Kühlung (Bauteilkühlung, Gemischkühlung)
- Vermeidung von Ablagerungen
- Hohe Strömungs- und Flammgeschwindigkeiten durch gezielte Ladungsbewegung
- Möglichst hohes Luftverhältnis
- Kompakte Brennraumform (zentrale Zündkerze, optimierte Quetschspalte)

Diese Kriterien decken sich mit den meisten anderen Veröffentlichungen hinsichtlich Ansätzen zur Klopfvermeidung [13], [10], [14], [11] und sollen hier kurz diskutiert werden.

Wie schon in Kapitel 2.1 erwähnt, wird je nach verwendetem Kraftstoff die Klopfneigung auf Basis der Methan, Oktanzahl beschrieben. Während die Kraftstoffe für mobile Anwendungen in Industriestaaten weitestgehend genormt sind, stellt sich gerade bei Gasmotoren für stationäre Anwendungen die Problematik der Anwendbarkeit von Verbrennungskonzepten für verschiedene Methanzahlen. Mögliche Lösungsansätze sind hier zum einen die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses und damit verbunden auch des Wirkungsgrades oder der Betrieb des Motors bei reduziertem Mitteldruck [5].

Die Temperatur der unverbrannten Zone kann für einen Motor als Grenze angesehen werden, bei deren Erreichen eine klopfende Verbrennung auftritt. Bleibt die Temperatur unter einen motorspezifischen Grenzwert, tritt kein Klopfen auf. Mit der Abnahme der Temperatur geht auch eine Abnahme der NO_x-Emissionen einher, da diese in ihrer Entstehung an die Verbrennungstemperatur gekoppelt sind.

Niedrige Ansauglufttemperaturen führen unter der Randbedingung eines Betriebes bei derselben Last und damit derselben Ladungsmasse im Brennraum zu einer Abnahme der Verbrennungsendtemperatur und damit auch der lokalen Temperatur im Endgas.

Die Wirkung der Abgasrückführung kann am besten anhand der Beziehung für die adiabate Flammenendtemperatur in Gleichung (12.4) erklärt werden. Hier steht ΔT für die maximale Temperaturzunahme zufolge der Verbrennung. Wird Abgas in den Brennraum zurückgeführt ohne dabei die Gesamtmasse im Brennraum zu ändern, so ändert sich die spezifische Wärmekapazität des Gemischs im Brennraum durch die Stoffeigenschaften des Abgases. Es kommt zu einem Ansteigen von c_v und dadurch zu

einer Reduktion der maximalen adiabaten Flammenendtemperatur und daher auch der Klopfneigung.

Ein stärkerer Effekt ergibt sich, wenn zusätzlich zur normalen Ladung Restgas in den Brennraum eingebracht wird. Durch die insgesamt erhöhte Ladung muss nun mehr Masse aufgewärmt werden. Eine Temperaturabnahme und daher reduzierte Klopfneigung ist die Folge. Nach Gleichung (12.4) sinkt der Term im Nenner und dann daher die maximale adiabate Flammentemperatur.

Alle Annahmen gehen davon aus, dass die Temperatur und der Druck bei Verbrennungsbeginn nicht beeinflusst werden. Dies setzt die Zufuhr von gekühltem Restgas voraus.

Bei einer verbesserten Bauteilkühlung ergibt sich eine reduzierte Aufheizung des Gemischs am Weg zum Brennraum und im Brennraum selbst. Ansatzpunkte hierfür bieten eine Reduzierung der Kühlwassertemperatur, eine verbesserte Kühlung durch eine optimierte Konstruktion sowie das Verwenden von Werkstoffen mit erhöhter Wärmeleitfähigkeit zur Abfuhr der entstehenden Verbrennungswärme [32], [34].

Ablagerungen auf Kolbenkrone, Feuerplatte sowie Einlass- und Auslassventilen haben eine doppelt negative Wirkung hinsichtlich des Klopfverhaltens. Zum einen besitzen sie eine schlechte Wärmeleitfähigkeit und hemmen damit die Wärmeabfuhr von der Brennraumoberfläche in das Bauteilinnere. Eine Zunahme der Wandtemperatur ist die Folge [78]. Zum anderen steigern sie im Brennraum das Verdichtungsverhältnis und heben so den Druck und die Temperatur im Brennraum deutlich an. Die Ursachen für die Entstehung von Brennraumablagerungen können je nach Verbrennungskonzept unterschiedlich sein. Maßnahmen zum Vermeiden von Ablagerungen werden in 6.3.2 noch genauer beleuchtet.

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Klopfeneigenschaften sind hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum und hohe Flammengeschwindigkeiten. Gesteigerte Strömungsgeschwindigkeiten führen zu einer guten Homogenisierung der Ladung im Brennraum vor Verbrennungsbeginn. Dies vermindert die Ausbildung von Restgasnestern mit lokal gesteigerter Temperatur [9].

Hohe Strömungsgeschwindigkeiten ermöglichen andererseits bei entsprechender Brennraumgestaltung auch die gesteigerte Bildung von Turbulenz und damit die Erhöhung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit. Eine Erhöhung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit führt in Folge zu einer rascheren Verbrennung und damit zu einer Abnahme der für Vorreaktionen zu Verfügung stehenden Zeit im Endgas. Dies reduziert wiederum die Klopfneigung eines Brennraums [13].

Wichtig ist es aber, für gute Entflammungsbedingungen zu sorgen, da zu hohe Strömungsgeschwindigkeiten während der primären Phase der Flammenausbreitung zu einer Abnahme der Verbrennungsstabilität führen, was wiederum eine deutliche Verschlechterung des Klopfverhaltens bedingt [14].

Eine weitere Einflussgröße auf das Klopfverhalten stellt das Luftverhältnis da. Mager-Gasmotoren werden heute abhängig vom Betriebspunkt bereits mit einem extrem hohen Luftverhältnis von bis zu etwa 2 betrieben. Die Klopfneigung nimmt allgemein mit zunehmendem Luftverhältnis ab, weil die adiabate Flammentemperatur mit steigendem Luftverhältnis abnimmt. Gleichzeitig sinkt bei höherem Luftverhältnis die laminare Flammengeschwindigkeit, was zu einer langsameren Verbrennung führt. Dies

reduziert die Verbrennungsendtemperatur, weil die Verbrennungsdauer zunimmt. Zugleich wächst aber auch die Zeitspanne, die für Vorreaktionen im Endgas zu Verfügung steht. Insgesamt überwiegt aber der Vorteil durch die Temperaturabnahme bei der Verbrennung, weshalb ein magerer Betrieb angestrebt werden sollte [10].

Eine weitere wesentliche Einflussgröße auf das Klopfverhalten eines Motors stellt die Brennraumform da. Hier ist auf eine kompakte Formgebung mit einem möglichst großen Volumen um die Zündkerze zu achten [13]. Quetschspalte, die zu einer Verlangsamung der Flamme während der Ausbreitungsphase führen, sind zu vermeiden. Es sollte darauf geachtet werden, dass die Außenbereiche des Brennraums möglichst zeitgleich von der Flamme erfasst werden, damit in keinem Bereich die Vorreaktionen länger ablaufen können [13], [35], [17].

Eine weitere gebräuchliche Maßnahme zur Vermeidung einer klopfenden Verbrennung stellt das Verwenden von sehr frühen oder späten Einlassschlusssteuerzeiten da. Bei Verwendung von frühem Einlassschluss wird hier vom Millerverfahren gesprochen, bei spätem Einlassschluss vom Atkinsonverfahren. Beide Verfahren zielen darauf ab, durch das Absenken des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch frühes oder spätes Schließen der Einlassventile die Ladungstemperatur bei Einlassschluss zu senken und so einen Vorteil im Klopfverhalten bzw. bei den entstehenden NOx-Emissionen zu erzielen [40], [41].

Der heute genutzte Effekt beruht auf der Tatsache, dass der Liefergrad erst bei einer Einlassschlusssteuerzeit nach dem unteren Totpunkt sein Maximum besitzt. Wird der Einlassschluss früher oder später gewählt, so verringert sich bei demselben Ladedruck die Ladungsmasse im Zylinder. Dieser Effekt kann durch ein Anheben des Ladedrucks und Zwischenkühlung in einem Ladeluftkühler kompensiert werden. Als Folge ergibt sich zum Zündzeitpunkt dieselbe Ladungsmasse bei niedrigerer Temperatur und Druck [40]. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 7 dargestellt. Hier wurden einige ausgewählte Prozesswerte aus einer 1D-Ladungswechselrechnung aufgetragen, um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen.

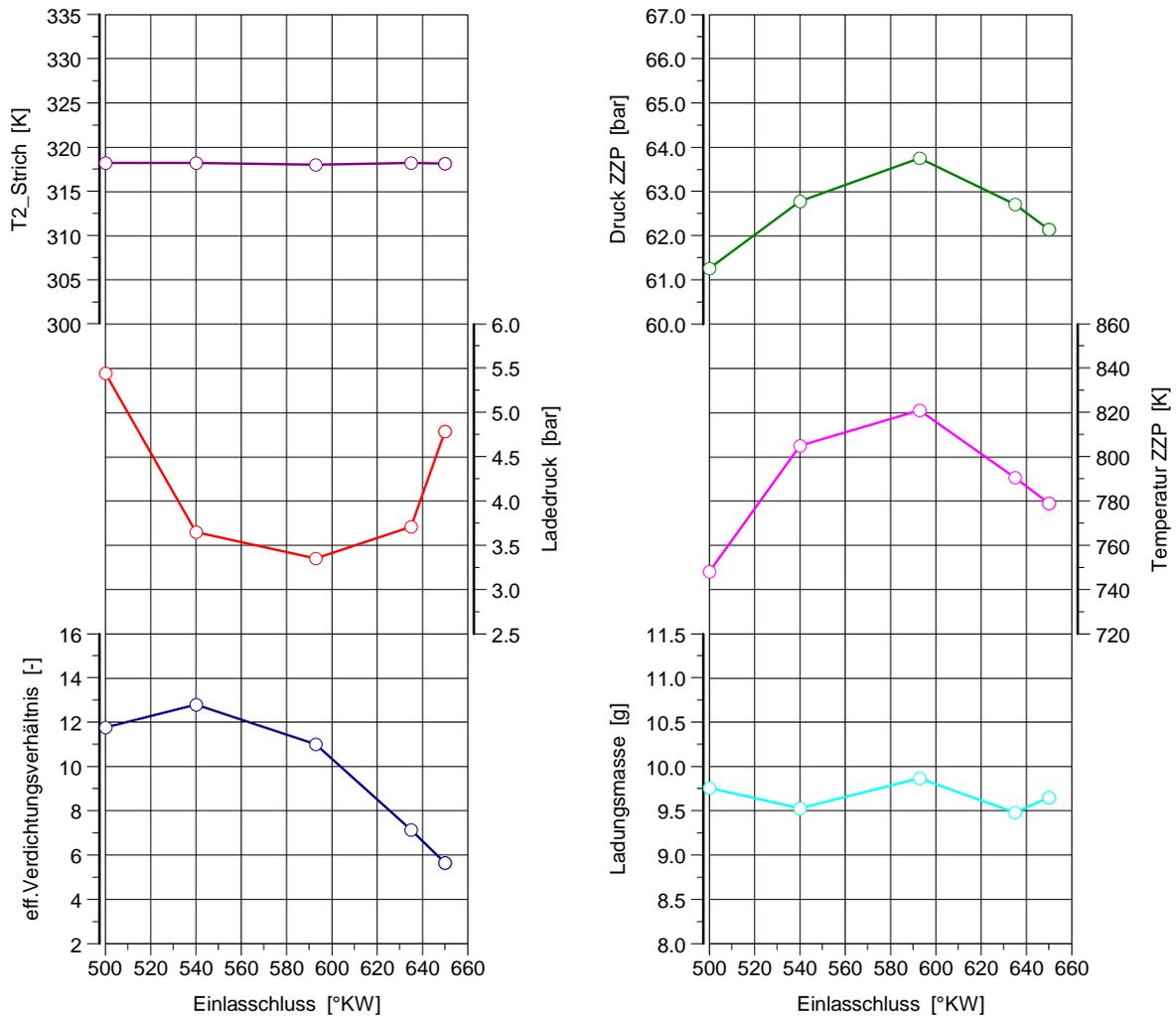


Abbildung 7: Prozesswerte abhängig vom Einlassschluss

Die Simulation erfolgte dabei an einem Vollmotormodell des in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Forschungsmotors. Als Randbedingung wurde eine Last von 21,5 bar Mitteldruck bei einem ZPP von 24 °KW vor ZOT gewählt. Es wurde ein normierter Brennverlauf vorgegeben, das Luftverhältnis wurde über ein Nachregeln auf konstante NOx-Emissionen für den TA-Luft Grenzwert bestimmt. Wie man sehen kann, nimmt das effektive Verdichtungsverhältnis bei einer Verlagerung des Einlassschlusszeitpunkts aus dem unteren Totpunkt deutlich ab. Im selben Maße steigt der notwendige Ladedruck an, wobei der minimal notwendige Ladedruck nicht exakt im unteren Totpunkt liegt. Der Vorteil des Vorgehens ist in der Ladungstemperatur zum Zündzeitpunkt und in der Temperatur der unverbrannten Zone zu sehen. Hier weisen die Miller- und Atkinsonsteuerzeiten klare Vorteile gegenüber einer konventionellen Einlassschlusssteuerzeit auf.

Der Temperaturvorteil muss durch die notwendige höhere Verdichterleistung zum Erreichen des höheren Ladedrucks sowie die erhöhte Leistung für die Zwischenkühlung des Gemischs erkauft werden. Dies setzt die Verfügbarkeit entsprechender Verdichter und Turbinen voraus [40], [4]. Die Wahl geeigneter Steuerzeiten stellt nicht nur unter dem Aspekt des Klopfverhaltens einen kritischen Aspekt bei der Auslegung eines Brennverfahrens dar [40], [41].

Beim klassischen Millerverfahren mit konventionellem näher an UT liegendem Einlassschluss führt der Schließvorgang des Einlassventils selbst gegen Ende der Expansionsphase verglichen mit einem symmetrisch zum UT liegenden Einlassschluss zu einer geringen zusätzlichen Absenkung der Ladungstemperatur [40].

Zum Einfluss der Steuerzeit auf die Ladungstemperatur kann angemerkt werden, dass neben den Vorteilen, die sich durch die verbesserte Ladungskühlung ergeben können, auch der Einfluss der Steuerzeit auf die Gemischbildung nicht vernachlässigt werden darf. Gerade bei der Entwicklung von Stationärmotoren erfolgt die Auslegung im Wesentlichen für einen Betriebspunkt, bei dem optimale Bedingungen im Brennraum angestrebt werden. Je nach Verbrennungskonzept stellt die durch den Ladungswechsel verursachte Ladungsbewegung einen starken Einflussfaktor auf die Brennraumturbulenz und damit die Verbrennung da. Daher ist die Wahl der richtigen Steuerzeit wesentlich und muss mit den Vorteilen durch die reduzierte Ladungstemperatur abgewogen werden. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 8 dargestellt.

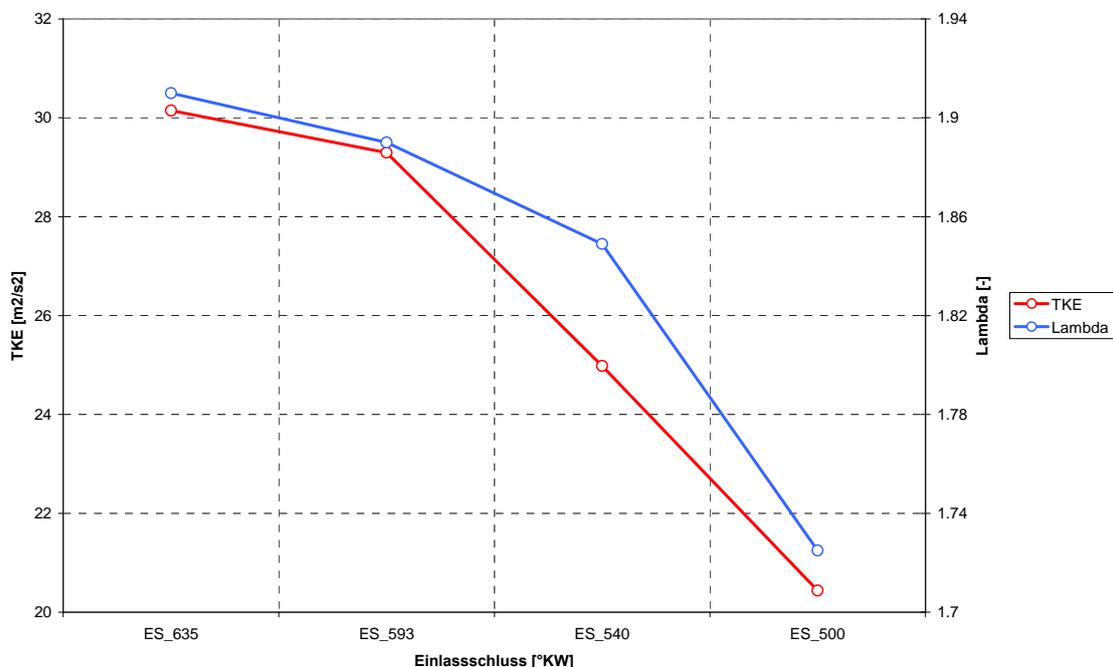


Abbildung 8: Zusammenhang Turbulenzdichte im Brennraum und Luftverhältnis für verschiedene Steuerzeiten

Hier wurde für ein Hochdrallbrennverfahren eine Steuerzeitvariation durchgeführt. Die rote Kurve zeigt die mittels 3D-CFD-Simulation ermittelte Turbulenzdichte im Brennraum gemittelt über einen Bereich zwischen 10 °KW vor bis 40 °KW nach ZOT. Die Mittelung wurde für den gesamten Brennraum durchgeführt. Die blaue Kurve zeigt das aus einer Prüfstandsmessung derselben Motorkonfiguration stammende Luftverhältnis. Dargestellt ist das Luftverhältnis für Betriebspunkte bei 21,5 bar Mitteldruck an der NO-Grenze der TA-Luft bei konstantem ZZZP von 24 °KW vor ZOT. Wie man sehen kann, muss die Abnahme der Turbulenzdichte bei frühen Steuerzeiten durch eine Reduktion des Luftverhältnisses kompensiert werden.

Eine weitere Methode zur Vermeidung von klopfender Verbrennung stellt das Anpassen des Zündzeitpunkts dar. Durch einen späteren Zündzeitpunkt beginnt die

Verbrennung später, wodurch die maximale Verbrennungstemperatur und der Verbrennungsenddruck sinken. Als Folge wird die Klopfgrenze später oder gar nicht erreicht. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 9 dargestellt. Hier wurden aus Messungen am Forschungsmotor für verschiedene Zündzeitpunkte bei einem konstanten Luftverhältnis von 1,78 und einem indizierten Mitteldruck von 21,5 bar die NO_x-Emissionen, der indizierte Wirkungsgrad, der Verbrennungsschwerpunkt und die maximale Temperatur der unverbrannten Zone dargestellt. Wie man sehen kann, verschiebt sich die Lage der Verbrennung mit einem späteren Zündzeitpunkt nach spät und damit weg von der theoretisch optimalen Lage 8° KW nach dem oberen Totpunkt. Als Folge sinkt zwar der indizierte Wirkungsgrad der Verbrennung, gleichzeitig nimmt aber auch die maximale Temperatur der unverbrannten Zone während der Verbrennung ab [7], [29].

Ein Verschieben des Zündzeitpunkts stellt damit zwar eine Möglichkeit dar, den Motor zyklus aufgelöst aus einem klopfenden Betriebspunkt zu holen, hat aber gleichzeitig eine Abnahme des Wirkungsgrads zur Folge [5].

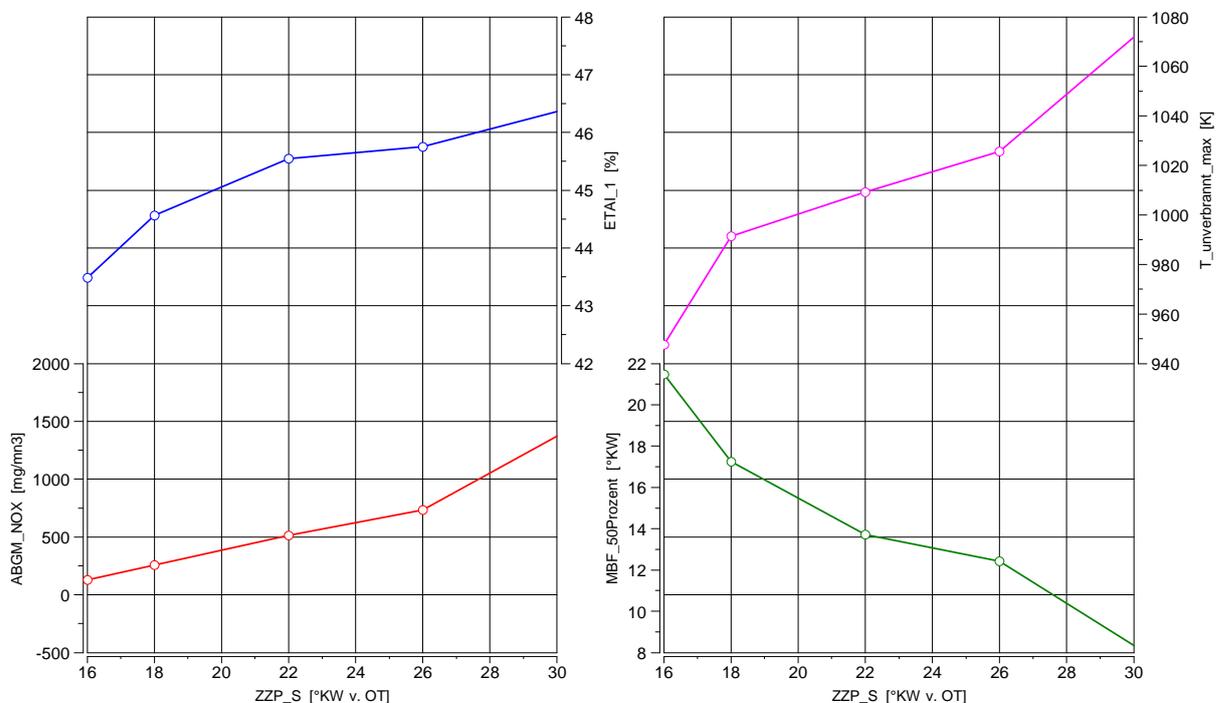


Abbildung 9: Prozesswerte abhängig vom Zündzeitpunkt

Im Folgenden sollen noch kurz einige Ergebnisse ausgewählter Arbeiten auf dem Gebiet der klopfenden Verbrennung mit hoher Relevanz für die weitere Arbeit vorgestellt werden.

In [33] wurde der Einfluss des Strömungsfeldes bei der klopfenden Verbrennung untersucht. Hierfür wurden die Strömungsfelder bei einem Scheiben und Wannenbrennraum bei der klopfenden Verbrennung auf Basis der Partikel-Image-Velocimetry verglichen. Es zeigte sich ein Zusammenhang zwischen dem Strömungsfeld und den Klopfereigenschaften der untersuchten Brennräume. Die Geschwindigkeitsverteilung während der Anbrennphase beeinflusst demnach deutlich den weiteren Verlauf der Verbrennung und in Folge auch das Klopfverhalten. Eine gesteigerte Geschwindigkeitsfluktuation (diese wird in der Arbeit als Turbulenz

interpretiert) während der Ausbrennphase verbessert durch den rascheren Brennstoffumsatz das Klopfverhalten. Die festgestellten Unterschiede werden auf die Unterschiede in der Brennraumgestaltung zurückgeführt. Hier wirken sich eine Volumenkonzentration um die Zündkerze und ein gesteigertes Turbulenzniveau positiv aus [33].

In [12] wird die Flammenausbreitung bei der klopfenden Verbrennung mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitsphotographie des Eigenleuchtens der Flamme untersucht. Der Autor weist hier zum einen nach, dass die Selbstzündung im Endgas erfolgt und nicht an die Flammenausbreitung der Primärflamme gekoppelt ist. Zum anderen werden auch hier die schon in [33] verwendeten Brennräume hinsichtlich des Klopfentstehungsortes bewertet. Es zeigt sich auch hier, dass die Unterschiede in der Brennraumgestaltung Hauptursache für die veränderte Lage der Klopfentstehung sind. Bei reduziertem Quetschspalt wird demnach das Eindringen der Flamme in diesen Bereich gehemmt und diese Bereiche neigen eher zur Selbstzündung. Bereiche, die später von der Flamme erfasst werden, was - wie in dieser Arbeit beschrieben - durch die Formgebung des Brennraums bedingt ist, ergeben eine bevorzugte Position für Selbstzündungsherde [12].

In [14] wird der Einfluss der Entflammungs- und Verbrennungsphase auf das Klopfverhalten eines Ottomotors untersucht. Für die Arbeit erfolgten Messungen an einem Einzylinderforschungsmotor auch mit optischer Lichtleitermesstechnik und getakteter Gasentnahme an der Zündkerze und im Quetschspalt. Der Autor kommt zum Schluss, dass zyklische Schwankungen in der Gemischzusammensetzung eine wesentliche Ursache für das zufällig auftretende Klopfen sind. Demnach weisen klopfende Zyklen zumeist eine raschere Entflammungsphase auf, was auf ein fetteres Gemisch in Zündkerzennähe zurückgeführt wird. Als Empfehlung wird eine verbesserte Gemischaufbereitung abgeleitet. Besonders betont wird, dass dieser Einfluss bei hohen Luftverhältnissen noch verstärkt wird [14].

Zu ähnlichen Ergebnissen kommt Hoffmann [11]. Hier wird die Formaldehydbildung im Endgas eines Einzylinder-Zweitakt-Ottomotors auf Basis von zweidimensionaler laser-induzierter Fluoreszenz untersucht. Es konnte auch hier nachgewiesen werden, dass Klopfen im noch nicht von der Flammenfront erfassten Endgas entsteht. Als Ursache nennt der Autor exotherme Zentren, die in Kapitel 2.1 erwähnten Hot-Spots, die auf Inhomogenitäten in der Gemischbildung zurückzuführen sind. Auf dieselben Ergebnisse kommt auch [8].

In [10] werden verschiedene Einflussgrößen auf das Klopfen untersucht. Hier zeigt sich, dass eine gesteigerte Ansaugtemperatur und ein gesteigerter Ansaugdruck die Klopfneigung signifikant verschlechtern. Bei den durchgeführten Untersuchungen konnte kein Einfluss des Restgases auf die Klopfneigung gefunden werden. Als weitere Einflussgrößen auf die Klopfneigung wird der Einfluss von Druckschwingungen im Einlass- und Auslasskanal auf die Ladungsmasse und damit das Klopfverhalten beschrieben. Die Ergebnisse hinsichtlich des Einflusses des Restgases sind hier widersprüchlich zu den Aussagen in [34], wonach eine gesteigerte AGR-Rate zu einer Verschlechterung des Klopfverhaltens führt.

Bei Ganser [9] wird der Einfluss der Ladungsbewegung auf die klopfende Verbrennung bei einem 1-Zylinder 4-Takt-Ottomotor mittels der Particle-Image-Velocimetry untersucht. Es wurde hier nachgewiesen, dass eine verstärkte Ladungsbewegung und

Turbulenz zwar die Verbrennung beschleunigen, was zu höheren Brennraumdrücken und Temperaturen führt. Dies hat aber keine nachteilige Wirkung auf das Klopfverhalten. Der Autor führt dies auf die reduzierte Zeitspanne für Vorreaktionen zurück. Zudem zeigt sich, dass die Klopfhärte mit zunehmender Turbulenzdichte im Brennraum steigt. Der Autor führt dies auf die Beschleunigung der Vorreaktionen durch die Turbulenz im Endgas zurück. Als mögliche Eingriffsmöglichkeiten auf das Klopfverhalten wird die Beeinflussung der Turbulenzdichte durch den Brennverlauf oder die Brennraumform angesprochen. Als Zielsetzungen für den Zustand im Endgas lassen sich daher niedrige Temperatur und niedrige Turbulenzdichte ableiten [9].

In [13] wird das Klopfverhalten an einem 1-Zylinder-Ottomotor mittels Vielfach-Lichtleitermesstechnik untersucht. Anhand der Untersuchungsergebnisse leitet der Autor Empfehlungen ab, die sich mit den bereits angeführten Maßnahmen zur Klopfvermeidung decken. Es werden symmetrische Brennraumgestaltung und symmetrische Flammenausbreitung empfohlen. Die Quetschflächen sollen so ausgelegt werden, dass die Flammenfront leicht hineinbrennen kann. Die Umsetzungsgeschwindigkeit in Randbereichen, die spät von der Flammenfront erfasst werden, muss erhöht werden, um eine klopfende Verbrennung in diesen Gebieten zu vermeiden [13].

Aus den hier beschriebenen Maßnahmen zur Klopfvermeidung lassen sich die folgenden drei allgemeingültigen Zielsetzungen ableiten, die allein oder auch in kombinierter Form eine Verbesserung des Klopfabstandes zur Folge haben:

- Reduktion von Druck ,Temperatur und Turbulenzdichte im Endgas
- Reduzierte Zeitspanne für Vorreaktionen im Endgas
- Homogene Zusammensetzung und Verteilung des Arbeitsgases (Luftverhältnis, Restgas)

Die am Anfang des Kapitels genannten Einflussgrößen auf die klopfende Verbrennung sind allgemein gültig und können bei der Entwicklung neuer Motorkonzepte Berücksichtigung finden.

Im Rahmen des hier vorliegenden Falls wurde aber versucht, ausgehend von einem bereits bestehenden Motor dessen Klopfneigung zu reduzieren und so einen möglicherweise vorhandenen Vorteil an der Klopfgrenze zu erzielen. Bei diesem Vorgehen mussten einige Randbedingungen berücksichtigt werden, die zu einer Begrenzung der untersuchten Eingriffparameter führten. Folgende Prämissen wurden dabei berücksichtigt:

- Keine Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses und damit des Wirkungsgrades
- Keine Anpassung der Steuerzeit und damit keine zusätzliche Ladungskühlung
- Keine Veränderung der verwendeten Werkstoffe für eine bessere Bauteilkühlung
- Keine Veränderung der Schwerpunktlage der Verbrennung und damit Veränderung der Verbrennungstemperatur
- Keine Veränderungen der Ansaugtemperatur und Kühlwassertemperatur
- Für die Untersuchungen wird als Kraftstoff Methan verwendet

In Abbildung 10 ist eine Korrelation verschiedener Zielgrößen und deren Einstellparameter dargestellt. In der vorliegenden Arbeit wurde einerseits der Einfluss der Brennraumgeometrie und zum anderen der von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten untersucht.

Wie man in der Darstellung sehen kann, wirkt die Brennraumgeometrie auf allen drei relevanten Ebenen beeinflussend auf das Klopfverhalten. Ebenso wirken sich Ablagerungen auf die Verteilung von Druck und Temperatur sowie auf den Zündverzug aus.

Zielgrößen	Einflussfaktoren	Einstellparameter
Lokale Verteilung des Drucks im Endgas	Ladungswechsel Brennraumform Flammenausbreitung	Ladedruck, Zündzeitpunkt, Luftverhältnis, Brennraumgeometrie, Geometrie der Ladungswechselorgane
Lokale Verteilung der Temperatur im Endgas	Ladungswechsel Brennraumform Flammenausbreitung	Ladedruck, Zündzeitpunkt, Luftverhältnis, Brennraumgeometrie, Ladungstemperatur, Oberflächentemperatur, Geometrie der Ladungswechselorgane
Reduzierte Zeitspanne für Vorreaktionen	Zündverzug, Brenndauer, Brennraumform	Luftverhältnis, Ladedruck, Ladungstemperatur, Oberflächentemperatur, Brennraumgeometrie, Kanalgeometrie

Abbildung 10: Einflussfaktoren auf das Klopfverhalten beim Gasmotor bei gegebenen Randbedingungen

3. Simulation der klopfenden Verbrennung

Im Folgenden soll der bei der 3D-CFD-Simulation verwendete Formelapparat beschrieben werden. Für die durchgeführten Simulationen wurde das Programmpaket AVL-FIRE verwendet. Alle beschriebenen Formeln sind standardmäßig im Programmcode implementiert.

3.1. Grundlagen der Beschreibung

Für die Beschreibung der Verbrennung mittels der 3D-CFD-Simulation reicht der Formelapparat der Reynolds-gemittelten Transportgleichungen für Masse, Impuls, Spezies und innere Energie allein nicht mehr aus. Es bedarf zusätzlicher Schließungsmodelle für den gemittelten chemischen Umsatz während der Verbrennung, die die Berechnung der Kraftstoffumsetzung unter dem Einfluss von Strömungsfeld und Turbulenz ermöglichen [43]. Hinsichtlich der Modellierung können verschiedene Ansätze unterschieden werden, die sich vor allem im Detaillierungsgrad der Modellierung und damit in der Qualität der Ergebnisse unterscheiden. In Tabelle 1 ist hier eine Übersicht über die wichtigsten Modelle angeführt. Es kann hierbei nach [43] in Modelle, die den Einfluss der Turbulenz berücksichtigen und Modelle ohne Turbulenzinteraktion unterschieden werden [43].

<i>Keine Turbulenzinteraktion</i>	<i>Turbulenzinteraktion</i>
Eddy-Break-up bzw. Eddy-Dissipations-Modelle	Mischungsbruchmodelle mit angenommenen Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen
Linearisiertes Finite-Raten-Chemie-Modell	Flamelet-Modelle
Kombination aus Finite-Raten-Chemie-Modell und Eddy-Dissipations-Modell	Modelle auf Basis von berechneten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen

Tabelle 1: Verbrennungsmodelle für die turbulente nicht vorgemischte Verbrennung [43]

Je nach Verwendungszweck muss eine Vorauswahl des verwendeten Verbrennungsmodells getroffen werden. Für die Simulation der motorischen Verbrennung sollte jedenfalls ein Verbrennungsmodell, das die den Einfluss der Turbulenz auf die Verbrennung erfasst, gewählt werden [44]. In der vorliegenden Arbeit kam ein Flamelet-Modell zur Anwendung. Von allen in Tabelle 1 angeführten Modellkategorie gibt es eine Vielzahl von Derivaten, die jeweils Verbesserungen an der Modellierung vornehmen [3], [74].

Für die Vorausberechnung der Selbstzündung im Gemisch und damit des Klopfverhaltens sind neben den Verbrennungsmodellen zusätzliche Modelle nötig. Hierfür werden Klopfmodelle verwendet, die entweder detaillierte reaktionskinetische Mechanismen erfassen oder auf phänomenologischen Modellannahmen beruhen [4].

Die meisten phänomenologischen Modelle beruhen auf der Beschreibung der Zündverzugszeit durch Abstimmen einer Arrhenius Funktion auf ermittelte Zündverzugszeiten. Es wird angenommen, dass Selbstzündung eintritt wenn ein Kriterium wie in Gleichung (3.1) erfüllt ist [4].

$$\int_{t=0}^{t_z} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (3.1)$$

Hier steht τ für den jeweiligen Zündverzug im betrachteten Zeitschritt, der als Funktion verschiedener Zustandsgrößen wie Brennraumdruck, Temperatur der unverbrannten Zone, der Aktivierungsenergie des Kraftstoffs usw. formuliert wird. Die Funktion wird nun in einem Zeitintervall aufintegriert und anhand von Modellkonstanten an ermittelte Zündverzugszeiten angepasst. Als Beispiel kann hier das Klopfzeitpunktsmodell nach [39] genannt werden, das neben weiteren Kriterien für die Vorausberechnung des Klopfbeginns genutzt wird. Die Bestimmungsgleichung für den Klopfbeginn t_{KB} wird hier nach Gleichung (3.2) formuliert.

$$I_K = \int_{t_{ES}}^{t_{KB}} (a - bC_K) p^n e^{-\frac{dMZ+f}{T_u}} dt \quad (3.2)$$

Das Integral wird ab dem Einlassschluss t_{es} gebildet. Die Größen a , b und n sind hier Modellkonstante. C_K ist ein Geometrie-Parameter der die Kompaktheit der Mulde beschreibt. Die Größe p steht für den Brennraumdruck und T_u für die Temperatur der unverbrannten Zone. Die Parameter d und f dienen zur Beschreibung des Einflusses der Methanzahl MZ mittels linearer Funktion [39].

Bei Zündverzugs- bzw. Klopfmodellen auf Basis von reaktionskinetischen Mechanismen kann zwischen Modellen, die eine vollständige Beschreibung aller auftretenden Reaktionen vornehmen und reduzierten sogenannten semi-empirischen Modellen unterschieden werden [3].

Die vollständige Beschreibung der auftretenden Reaktionen während des Zündverzugs und der Verbrennung ist nur durch aufwendige reaktionskinetische Modelle möglich, die abhängig vom verwendeten Kraftstoff eine Vielzahl von Spezies und Reaktionen beinhalten. Diese Modelle stellen die umfassendste aber zugleich auch aufwendigste Beschreibung der Selbstzündung da [3].

Semi-empirische Mehrschrittmodelle reduzieren die auftretenden Reaktionen und Spezies auf einige wenige. Dies bietet Vorteile hinsichtlich der notwendigen Rechenzeit und muss bei der Anwendung von idealisierten Kraftstoffen nicht unbedingt einen Verlust in der Vorhersagequalität bedeuten [4]. Ein typischer Vertreter der Klopfmodelle auf Basis von semi-empirischen Mehrschrittmodellen ist das Shellmodell [51].

Beim Shell-Modell handelt es sich um einen Selbstzündungsmodell, das acht Reaktionen und fünf künstliche Spezies umfasst [52]. Es werden also nicht die tatsächlich auftretenden Reaktionen beschrieben, sondern ein vereinfachtes Reaktionsmodell für eine generische Kohlenwasserstoffspezies auf der Basis von experimentellen Daten gebildet. Dabei werden Kettenbildungs-, Kettenverzweigungs-, Kettenfortpflanzungs- und Kettenabbruchreaktionen beschrieben [44]. Für die Anwendung bei verschiedenen Kohlenwasserstoffen als Brennstoff müssen Modellkonstanten angepasst werden. Wegen der weiten Verbreitung des Modells stehen Werte für viele Kraftstoffe zur Verfügung [44].

Das Modell wird in den meisten 3D-CFD-Programmen zur Beschreibung der Selbstzündung verwendet. In einigen Fällen wurde die ursprüngliche Formulierung erweitert [49], [50], [52].

3.2. Eingesetzte Modelle

Bei der vorliegenden Arbeit wurde als Verbrennungsmodell das sogenannte ECFM-Modell (Extended Coherent Flame Model) verwendet. Für die durchgeführten Klopfsimulationen wurde das AnB-Klopfmodell angewandt. In den zwei folgenden Kapiteln sollen beide Modelle in ihrer grundsätzlichen Funktion kurz beschrieben werden. Die Angaben stammen aus den zitierten Literaturstellen.

3.2.1. Verbrennungsmodell

Beim ECFM Modell handelt es sich um ein so genanntes Flamelet Modell. Hier wird die Flammenausbreitung vereinfachend durch die Ausbreitung eines Ensembles laminarer Flammenfronten beschrieben. Die Flammenfronten werden bei ihrer Ausbreitung durch die globalen und turbulenten Strömungsstrukturen gefaltet. Es wird dabei angenommen, dass die Kraftstoffumsetzung in einer sehr dünnen Schicht zwischen dem verbrannten und unverbrannten Gemisch auftritt. Die Kraftstoffumsetzung kann dann aus dem Produkt der mittleren Flammenoberflächendichte Σ (diese Größe entspricht per Definition der Flammenoberfläche pro Volumeneinheit) und der Umsetzungsrate pro Flächeneinheit der Flamme bestimmt werden [43].

In Folge sollen die wichtigsten Gleichungen des ECFM-Verbrennungsmodells angeführt werden. Die Angaben sind dabei verschiedenen Veröffentlichungen entnommen worden [44], [45], [46], [47], [54] und hier zusammengefasst:

Für die Kraftstoffumsetzungsrate zufolge der Verbrennung lässt sich schreiben [45]:

$$\overline{\dot{\omega}_F} = \overline{\rho^u} \tilde{Y}_F^u U_L \Sigma \quad (3.3)$$

Mit:

$\overline{\dot{\omega}_F}$	mittlere Kraftstoffumsetzungsrate	[kg/(s*m ³)]
$\overline{\rho^u}$	mittlere lokale Dichte des unverbrannten Gemischs	[kg/m ³]
\tilde{Y}_F^u	gemittelter Massenanteil des unverbrannten Kraftstoffs	[-]
U_L	lokale laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]
Σ	Flammenoberflächendichte	[m ² /m ³]

Zur Bestimmung der Kraftstoffumsetzungsrate nach [45] müssen die Terme der rechten Seite in Gleichung (3.3) bestimmt werden. Neben der Bestimmung der Flammenoberflächendichte Σ kommt hier noch der richtigen Erfassung der laminaren Flammengeschwindigkeit eine zentrale Bedeutung zu.

Zur Beschreibung der Flammenoberflächendichte und damit der Flammenausbreitung im Brennraum wird eine Transportgleichung (3.4) definiert [45].

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{U}_i \Sigma}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{\nu_t}{Sc_t} + \frac{\nu}{Sc} \right) \frac{\partial \left(\frac{\Sigma}{\bar{\rho}} \right)}{\partial x_j} \right) = \underbrace{\Phi(\Sigma)}_{\text{Quellterm}} + \underbrace{K\Sigma}_{\text{Bildung}} - \underbrace{\beta U_L \frac{\Sigma^2}{1-\bar{c}}}_{\text{Abnahme}} \quad (3.4)$$

Hier sind:

$\Phi(\Sigma)$	Quellterm für die Flammenoberflächendichte	$[\text{m}^2/\text{m}^3\text{s}]$
\bar{c}	mittlere Fortschrittsvariable	$[-]$
K	Faltung der Flammenfront	$[-]$
\tilde{U}_i	gemittelte Geschwindigkeitskomponente	$[\text{m}/\text{s}]$
ν	kinematische Viskosität	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ν_t	turbulente kinematische Viskosität	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Sc	Schmidt Zahl	$[-]$
Sc_t	turbulente Schmidt Zahl	$[-]$
β	Modellkonstante	$[-]$

Der Quellterm $\Phi(\Sigma)$ berücksichtigt die Bildung der Flamme durch externe Zündquellen. Hier kommen unterschiedliche Zündungsmodelle zur Anwendung, die die Entstehung der Flamme erfassen sollen und unterschiedlich detailliert sind [45]. Der Term $K\Sigma$ beschreibt die Bildung der Flammenoberflächendichte zufolge der turbulenten Faltung

der Flammenfront und der letzte Term $\beta U_L \frac{\Sigma^2}{1-\bar{c}}$ die Abnahme zufolge des Verbrauchs während der Flammenausbreitung.

Für das Schließen der Gleichung (3.4) muss zusätzlich eine Transportgleichung für die Fortschrittsvariable c definiert werden, die hier nicht weiter angeführt wird. Die Fortschrittsvariable \bar{c} in Gleichung (3.4) selbst ist definiert als [45]:

$$\bar{c} = 1 - \frac{\bar{\rho} \tilde{Y}_F}{\bar{\rho}^u \tilde{Y}_F^u} \quad (3.5)$$

Mit:

$\bar{\rho}$	mittlere lokale Dichte	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$\bar{\rho}^u$	mittlere lokale Dichte des unverbrannten Gemischs	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
\tilde{Y}_F	gemittelter Kraftstoffmassenanteil	$[-]$

Die Zunahme der Flammenoberfläche in Gleichung (3.4) wird durch die Größe K , die die Faltung der Flammenfront beschreibt, abgebildet. Für die Modellierung werden verschiedene Terme erfasst. Es gilt nach [54]:

$$K = \underbrace{\alpha K_t}_{\text{turbulente Faltung}} + \underbrace{\frac{2}{3} U_L \frac{\bar{\rho}^u}{\bar{\rho}^b} (1 - \bar{c}) \frac{\Sigma}{\bar{c}}}_{\text{Ausdehnung und Krümmung der Flamme}} + \underbrace{\frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_i}}_{\text{globale Strömung}} \quad (3.6)$$

α	Modellkonstante	[-]
K_t	Turbulente Faltung	[-]
$\bar{\rho}^u$	mittlere lokale Dichte des unverbrannten Gemischs	[kg/m ³]
$\bar{\rho}^b$	mittlere lokale Dichte des verbrannten Gemischs	[kg/m ³]

Der zweite Term auf der rechten Seite in Gleichung (3.6) beschreibt den Einfluss der Krümmung und Ausbreitung der Flamme auf die Faltung der Flammenfront. Der dritte Term beschreibt den Einfluss der mittleren Strömungsgeschwindigkeit auf die Zunahme von K [54].

Der erste Term in Gleichung (3.6), die Größe K_t , wird mit dem so genannten Intermittent Turbulence Net Flame Stretch Modell nach Meneveau und Poinsoot [48] bestimmt. Mit dieser Größe wird die Zunahme von K durch die Faltung der Flammenfront zufolge der Turbulenz modelliert. Das ITNFS-Modell basiert dabei auf einer kombinierten Datenbank von Ergebnissen aus experimentellen Untersuchungen sowie den Ergebnissen direkter numerischer Simulation zum Einfluss der Turbulenz und der Wirbelstruktur auf die Faltung der Flammenfront. Für die Verwendung in der 3D-CFD-Simulation werden aus den Ergebnissen abgeleitete Funktionen verwendet. Es gilt nach [48]:

$$K_t = F(\varepsilon, k, U_L, I_l, \delta_l) \quad (3.7)$$

Hier sind:

ε	turbulente Dissipationsrate	[m ² /s ³]
k	Turbulenzdichte	[m ² /s ²]
I_l	integrales Längemaß	[m]
δ_l	laminare Flammendicke	[m]

Die laminare Flammendicke δ_l wird dabei über die Beziehung in Gleichung (3.8) bestimmt [46]:

$$\delta_l = 2 * \frac{\mu_b U_L}{Pr \rho_u} \quad (3.8)$$

Mit:

μ_b	dynamische Viskosität des verbrannten Gemischs	[Ns/m ²]
Pr	Prandtl Zahl	[-]

Für die Bestimmung der Kraftstoffumsetzungsrate zufolge Gleichung (3.3) muss wie eingangs erwähnt zudem noch die laminare Flammengeschwindigkeit bestimmt werden. Hierfür gibt es verschiedene Ansätze, die entweder auf Interpolation von tabellierten Werten aus den Ergebnissen von detaillierten reaktionskinetischen

Untersuchungen beruhen oder verschiedene empirische Gleichungsansätze auf Basis von experimentellen Untersuchungen in Verbrennungsbomben darstellen.

Der gebräuchlichste empirische Ansatz stammt von Metghalchi und Keck [55]. Hier wird die laminare Flammgeschwindigkeit abhängig von der Temperatur des Frischgases, dem lokalen Druck, dem Luftverhältnis und der Restgaskonzentration für verschiedene Kraftstoffe entsprechend Gleichung (3.9) beschrieben [46]:

$$U_L = U_{L,0} (1 - 2.1Y_{EGR}) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^{a_1} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{a_2} \quad (3.9)$$

Mit:

$U_{L,0}$	Referenz für laminare Flammgeschwindigkeit	[m/s]
Y_{EGR}	Massenanteil Restgas	[-]
T_u	Temperatur des unverbrannten Gemischs	[K]
T_{ref}	Referenztemperatur	[K]
p	Druck	[bar]
p_{ref}	Referenzdruck	[bar]
a_1, a_2	Modellkonstante	[-]

Für die vorliegende Arbeit wurde auf eine im 3D-CFD-Programm AVL-FIRE implementierte Datenbank für die laminare Flammgeschwindigkeit zurückgegriffen.

3.2.2. Klopfmodell

Bei den Modellen zur Beschreibung der Selbstzündung im Endgas können grundsätzlich zwei Modellierungsansätze unterschieden werden. Bei der einen Gruppe von Modellen wird die Zündverzugszeit durch empirisch gewonnene Ansätze beschrieben. Bei der zweiten Gruppe handelt es sich um Modelle, die mittels chemischer Reaktionsmechanismen die Oxidation im Endgas erfassen [4].

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurde das AnB-Klopfmodell nach [56] verwendet. Im Folgenden soll kurz auf die wichtigsten Annahmen und Gleichungen des Modells eingegangen werden. Die Angaben sind hier wieder der Literatur entnommen [56], [54], [46].

Das Modell beschreibt den Zündverzug durch Akkumulation einer virtuellen Vorläufergröße. Erreicht die Konzentration der Vorläufergröße einen kritischen Schwellwert, so wird an dieser Stelle im Brennraum Selbstzündung ausgelöst [46].

Der Vorteil dieser Annahme liegt darin, dass der Zündverzug nicht vom Modell bestimmt wird, sondern eine Eingangsgröße in das Modell ist. Abhängig vom Zündverzug wird die Zunahme der Vorläuferkonzentration definiert. Der Schwellwert wird dabei über die Wahl der Modellkonstante für den Zündverzug definiert und muss daher für den jeweiligen Anwendungsfall kalibriert werden. Das Modell setzt demzufolge die Kenntnis der Zündverzugszeit voraus. Dem Vorteil, dass durch diese Modellannahme keine reaktionskinetische Mechanismen modelliert werden müssen, steht demzufolge aber auch eine reduzierte Allgemeingültigkeit des Modells gegenüber [4], [44]. Es muss daher eine Abstimmung auf Messwerte erfolgen oder auf parallel

durchgeführte reaktionskinetische Simulationen zurückgegriffen werden [46]. Für die vorliegende Arbeit wurden Messungen zur Modellabstimmung herangezogen.

In Gleichung (3.10) ist die Formulierung für den Zündverzug θ angeführt. Die Modellkonstanten A, n, B geben dem Klopfmodell seinen Namen. Mit Hilfe dieser Größen kann der simulierte Zündverzug an den der Datenbasis angepasst werden [46], [54], [56].

$$\theta = A \left(\frac{RON_{eff}}{100} \right)^{c_2} p_{eff}^n e^{\frac{B}{T_u}} \quad (3.10)$$

Hier sind:

A, n, B, c_2	Modellkonstante	[-]
θ	Zündverzug	[s]
RON_{eff}	angepasste Oktanzahl des jeweiligen Kraftstoffs	[-]
p_{eff}	angepasster lokaler Druck	[bar]
T_u	lokale Temperatur des unverbrannten Gemischs	[K]

Bei der Formulierung für den Zündverzug θ in Gleichung (3.10) wird eine angepasste Oktanzahl RON_{eff} verwendet. Diese berücksichtigt den Unterschied zwischen dem Luftverhältnis bei der Bestimmung der Oktanzahl und dem bei realen Motorbetrieb [56].

$$RON_{eff} = RON * e^{c_6 \left(\frac{1-\lambda}{\lambda} \right)^{c_7}} \quad (3.11)$$

Mit:

RON	Oktanzahl des jeweiligen Kraftstoffs	[-]
C_6, C_7	Modellkonstante	[-]
λ	lokales Luftverhältnis	[-]

Die Größe p_{eff} in Gleichung (3.10) berücksichtigt den Einfluss von Restgas auf den Zündverzug [56]. Hier gilt nach [46]:

$$p_{eff} = \frac{p}{1 + Y_{res}} \quad (3.12)$$

Mit:

p	lokaler Druck	[bar]
Y_{res}	Massenanteil Restgas im Brennraum	[-]

Abhängig vom lokalen Zündverzug aus Gleichung (3.10) wird die Zunahme der Vorläuferkonzentration nach Gleichung (3.13) beschrieben. Eine Abnahme ist bei dieser Formulierung nicht vorgesehen [46].

$$\frac{\partial Y_p}{\partial t} = Y_F^u \frac{\sqrt{\theta^2 + c_1 \frac{Y_p}{Y_F^u}}}{\theta} \quad (3.13)$$

Mit:

Y_p virtuelle Vorläuferkonzentration [-]

Y_F^u lokaler Massenanteil des unverbrannten Kraftstoffs [-]

Entsprechend der Formulierung für den Zündverzug ergibt sich eine exponentielle Zunahme der virtuellen Vorläuferkonzentration Y_p . Als Kriterium für die Selbstzündung wird das Erreichen des lokalen Kraftstoffmassenanteils des unverbrannten Kraftstoffs angenommen. Wird dieser Wert durch die virtuelle Vorläuferkonzentration erreicht, so wird Selbstzündung angenommen und die lokale Kraftstoffumsetzung entsprechend Gleichung (3.14) berechnet. Es gilt nach [46] und [56]:

$$\frac{\partial Y_F}{\partial t} = Y_F 10^4 e^{-\frac{T_a}{T_{gb}}} \quad (3.14)$$

Mit:

Y_F Kraftstoffmassenanteil [-]

T_{gb} lokale Temperatur der verbrannten Phase [K]

T_a Aktivierungstemperatur [K]

Nach der Selbstzündung erfolgt eine Rückkoppelung mit dem ECFM-Verbrennungsmodell. Es wird die durch Selbstzündung entstandene Flammenoberflächendichte errechnet und in Folge die Flammenausbreitung und Kraftstoffumsetzung entsprechend Gleichung (3.3) und Gleichung (3.4) modelliert [45].

Die in der Arbeit angeführte Klopfreaktionsrate KRR ist entsprechend Gleichung (3.15) definiert als das Produkt der lokalen Dichte des Kraftstoffs ρ_F mit der lokalen Abnahme des Massenanteils unverbrannten Kraftstoffs zufolge Selbstzündung bezogen auf die molare Kraftstoffmasse. Sie kann als zusätzlich induzierte Kraftstoffabbrandrate interpretiert werden [46].

$$KRR = \frac{\partial Y_F}{\partial t} \frac{\rho_F}{M_F} \quad (3.15)$$

Mit:

KRR Klopfreaktionsrate [mol/(m³*s)]

M_F molare Kraftstoffmasse [kg/mol]

ρ_F Kraftstoffdichte [kg/m³]

Abschließend soll hier noch auf die verwendete Auswertemethodik für die Ergebnisse der Klopfsimulation eingegangen werden. Es erfolgte für jede durchgeführte Simulation eine Auswertung der Verteilung von Klopfreaktionsrate und

Vorläuferkonzentration im Brennraum durch Auswertung entsprechender Ergebnisse aus der 3D-CFD-Simulation in Form von zweidimensionalen Schnittdarstellungen. Diese Auswertungen erlauben Aussagen hinsichtlich kritischer Bereiche im Brennraum durch Beurteilung der Verteilung der Vorläuferkonzentration und lassen zudem Aussagen betreffend des Ortes und Beginns erster Klopfreaktionen durch Auswertung der Klopfreaktionsrate zu. Um die Ergebnisse zusätzlich besser quantifizieren zu können erfolgte eine Auswertung in Form von zeitlichen Verläufen der Vorläuferkonzentration und Klopfreaktionsrate.

Das grundsätzliche Vorgehen bei der Bewertung der abgeleiteten Verläufe ist in Abbildung 11 dargestellt. Das Diagramm zeigt hier über dem Kurbelwinkel den Verlauf der gemittelten und maximalen Vorläuferkonzentration als blau bzw. rot strichlierte Kurven und die gemittelte und maximale Klopfreaktionsrate als blaue bzw. rote Kurve.

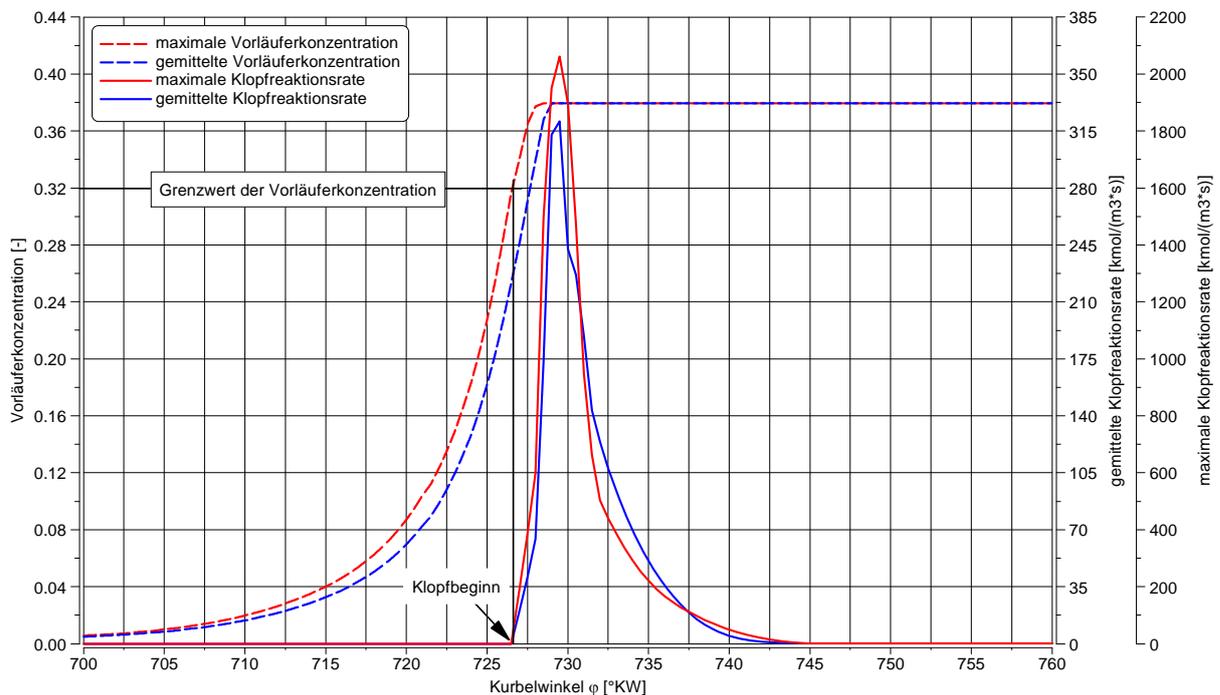


Abbildung 11: Auswertung der Ergebnisse des Klopfmodells

Die Mittelung zur Bestimmung der gemittelten Vorläuferkonzentration sowie der gemittelten Klopfreaktionsrate erfolgt entsprechend Gleichung (3.16) [46]:

$$f_m = \frac{\sum_{i=1}^n f_{(i)} * m_{(i)}}{\sum_{i=1}^n m_{(i)}} \quad (3.16)$$

Mit:

$f_{(i)}$	zu mittelnde Größe in der entsprechenden Zelle	[-]
f_m	gemittelte Größe	[-]
$m_{(i)}$	Masse in der entsprechenden Zelle	[kg]
i	Laufvariable	[-]

n Gesamtzahl der untersuchten Zellen [-]

Die Mittelung entspricht einer Gewichtung der einzelnen Berechnungszellen im Brennraumvolumen entsprechend ihrer Masse. Zur Beurteilung des Klopfverhaltens verschiedener Brennräume eignet sich die gemittelte Vorläuferkonzentration und Klopfreaktionsrate besser als der Verlauf der maximalen Größen, da durch die Mittelung der Einfluss der Topologie des Berechnungsgitters reduziert wird.

Vergleicht man die Kurven für die maximale und gemittelte Vorläuferkonzentration, so ist zu erkennen, dass die maximale Vorläuferkonzentration zwar einen früheren Anstieg zeigt, dass das insgesamt erreichte Niveau aber gleich ist. Der Beginn der ersten Klopfreaktion wird durch den maximalen Wert der Vorläuferkonzentration definiert. Wenn an einer Stelle im Brennraum der Schwellwert der Vorläuferkonzentration überschritten wird, so stellt sich dort Selbstzündung ein und es kommt zum Klopfen. Der Schwellwert muss durch eine Modellkonstante definiert werden. Entsprechend der Definition der Vorläuferkonzentration steigt diese bis zum Erreichen des Maximums weiter an, eine Abnahme ist bedingt durch die Formulierung der Vorläuferkonzentration nicht möglich.

Die zweite wesentliche Größe bei der Beurteilung des Klopfverhaltens eines Brennraums ist die Klopfreaktionsrate. Diese Größe entspricht der durch die Selbstzündung zusätzlich verursachten Kraftstoffabbrandrate. Wie in Abbildung 15 dargestellt beginnt nach Erreichen des Schwellwerts für die Vorläuferkonzentration die Selbstzündung im Endgas und damit die Klopfreaktionsrate zu wachsen. Abhängig davon, wie viel Kraftstoff zufolge Selbstzündung umgesetzt wird, stellt sich ein bestimmter Verlauf ein, wobei die von der Zündkerze ausgehende Primärflamme weiterhin Kraftstoff aufzehrt, sodass die Kurve der Klopfreaktionsrate nach Erreichen ihres Maximums abflacht.

Aus dem Verlauf der Klopfreaktionsrate lassen sich Aussagen hinsichtlich des Beginns der ersten Klopfreaktion ableiten. Zudem ist durch Integration der Kurve ein Vergleich des insgesamt zufolge Selbstzündung umgesetzten Kraftstoffs möglich. Beide Größen können zur Bewertung des Klopfverhaltens herangezogen werden.

3.3. Einflussgrößen auf die Beschreibung

Bei der Simulation der Verbrennung und des Klopfen müssen einige Annahmen getroffen werden, die das Ergebnis der Simulation wesentlich beeinflussen. Als Beispiel können hier die lokale Verteilung der Oberflächentemperatur an den Bauteilen des Brennraums genannt werden oder die Annahmen hinsichtlich des Ladungszustands am Beginn der Simulation. Das Ergebnis einer Simulation kann daher immer nur so gut sein wie die Randbedingungen und Modelle, auf welchen sie basiert. Im Folgenden soll eine kurze Übersicht über äußere Einflussgrößen auf das Ergebnis einer Klopfsimulation gegeben werden.

Einige davon lassen sich durch die 3D-CFD-Simulation direkt oder indirekt erfassen. Weitere sind aber durch die Simulation nicht darstellbar oder ganz einfach nicht bekannt, üben aber dennoch relevanten Einfluss auf das Klopfverhalten eines Brennraums aus. Als Beispiel können hier Variationen in der Kraftstoffzusammensetzung oder zyklische Schwankungen genannt werden.

Hier soll eine kurze Übersicht über die verschiedenen Einflussgrößen gegeben und eine Unterteilung in erfassbare und nicht erfassbare Größen getroffen werden.

Erfassbare Faktoren		Schwer oder nicht erfassbare Faktoren
<i>Einflussgröße</i>	<i>Abbildung in der Simulation</i>	<i>Einflussgröße</i>
Bauteiltemperatur	Oberflächentemperatur	Einfluss der Bauteilkühlung
Ladungswechsel	Modellierte Steuerzeit, Randbedingungen an den Modellgrenzflächen	Gasdynamik, Blow-by, zylinderspezifische Unterschiede
Kanalgeometrie, Brennraumform, Verdichtungsverhältnis	Netztopologie	Brennraumverschleiß, Fertigungstoleranzen
Methanzahl	Modellparameter Klopfmodell	Variation der Kraftstoffzusammensetzung
Gemischzustand (Druck, Temperatur, Zusammensetzung, Restgasverteilung)	Ladungswechselsimulation	Öltropfen
Ablauf der Verbrennung	Verbrennungsmodell, Turbulenzmodell	Zyklische Schwankungen
Ablagerungen	Oberflächentemperatur, Brennraumgeometrie	Porositäten in den Ablagerungen

Tabelle 2: Erfassbare und nicht erfassbare Einflussgrößen

Die in Tabelle 2 angeführten Größen sind nur einige der Faktoren, die Einfluss auf die Selbstzündung im Brennraum eines Motors ausüben. Ein vollständiges Erfassen wird aufgrund der Vielzahl von Einflussgrößen nicht möglich sein.

4. Versuchsträger und eingesetzte Messtechnik für die Verifikation

4.1. Grundlagen

Für die Modellabstimmung und die Verifikation der Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation wurden Messungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt. Hier kam zum einen Standardindiziertchnik zum Einsatz, die das Bewerten des Betriebsverhaltens eines Brennraums auf Basis thermodynamischer Prozesswerte ermöglicht. Zum anderen wurde auch optische Messtechnik verwendet, die detaillierte Aussage zu Verbrennung und Klopfverhalten zulässt. Im folgenden Kapitel soll der verwendete Forschungsmotor und die optische Messtechnik vorgestellt werden.

Messprinzip Lichtleitermesstechnik

Im Folgenden soll anhand verschiedener Literaturstellen das Messprinzip der Lichtleitermesstechnik kurz erläutert werden. Bei Messungen auf Basis der Lichtleitermesstechnik wird die während der Verbrennung entstehende Intensität des Verbrennungseigenleuchtens als Messgröße detektiert. Die Ergebnisse der Messung können für verschiedene Zwecke genutzt werden [69], [70]:

- Bewertung der Flammenausbreitung
- Klopfortbestimmung
- Bestimmung der Flammentemperatur
- Bestimmung der Russkonzentration

Im vorliegenden Fall wurde die Lichtleitertechnik für die Klopfortbestimmung genutzt. Zur Realisierung der Messungen wurde folgende Messkette dargestellt [66], [69]:

- Optischer Zutritt zum Brennraum
- Lichtleiterverbindung zum Photosensor
- Photosensor (Photodiode, Photomultiplier)
- Signalerfassung
- Signalspeicherung
- Auswerteeinheit

Der optische Zutritt zum Brennraum ist nötig, um die Verbrennungsstrahlung erfassen zu können. Zumeist werden hier Saphirlinsen verwendet, die die Verbrennungsstrahlung an die direkt angrenzenden Lichtleiter leiten. Die Linsen werden für das Realisieren verschiedener Sichtkegel unterschiedlich geschliffen. So kann die Strahlung aus bestimmten Bereichen des Brennraumvolumens erfasst werden [70]. Über die Lichtleiter wird das Licht zu den Photosensoren geleitet, die den eintreffenden Photonenstrom in ein Spannungssignal wandeln. Das Signal kann durch die Auswerteeinheiten erfasst und weiterverarbeitet werden [69].

Die Lichtleitermesstechnik wird anders als die konventionelle Messtechnik vor allem bei der Detailoptimierung eines Brennverfahrens auf einem seriennahen Entwicklungsstand angewandt [70]. Hieraus ergeben sich eine Reihe von Vor- und Nachteilen, die in Tabelle 3 zusammengefasst sind [70]:

<i>Vorteile</i>	<i>Nachteile:</i>
Hoher Informationsgehalt	Hoher Adaptionaufwand des Versuchsträgers
Messung anders nicht zugänglicher Größen	Aufwendige Handhabung
Zeitlich und örtlich aufgelöste Information	Begrenzte Einsetzbarkeit hinsichtlich Last und Lebensdauer
Verifikationsbasis für Simulation	Hoher finanzieller Aufwand

Tabelle 3: Vor und Nachteile bei der Brennverfahrensentwicklung mit optischer Messtechnik [69], [70]

Im Folgenden soll kurz auf das den Messungen zugrundeliegende Messprinzip eingegangen werden. Je nach untersuchten Brennverfahren kann die gemessene Lichtintensität unterschiedlichen Quellen zugeordnet werden. Diese sind nach [69]:

Bei einer vorgemischten Verbrennung kommt es während der Umsetzung des Kraftstoffs zur Bildung von Zwischen- und Endprodukten. Diese durchlaufen bedingt durch die gesteigerte Temperatur während der Verbrennung verschiedene molekulare Anregungszustände. Moleküle bzw. deren Atome, die nach einiger Zeit wieder den angeregten Zustand verlassen, geben Lichtquanten ab. Die dabei emittierte Lichtintensität kann gemessen werden. Hauptquellen sind dabei CH- und OH-Radikale sowie angeregte C₂-, CO-, CO₂- und H₂O-Moleküle [69], [70].

Bei einer diffusionskontrollierten Verbrennung treten grundsätzlich dieselben Strahlungsanteile auf wie bei der vorgemischten Verbrennung. Es kommt aber zu einer zusätzlichen Überlagerung der Strahlung der Vormischflamme mit der Lichtemission aus der thermischen Strahlung von Russpartikeln. Bei dieser handelt es sich um Festkörperstrahlung, die den deutlich größeren Anteil der beiden Strahlungsquellen ausmacht und daher über weite Wellenlängenbereiche dominanten Einfluss besitzt [70].

Durch den Wellencharakter der detektierten Lichts ist eine Einteilung des Messsignals in verschiedene Emissionsbanden, also Wellenlängenbereiche, möglich. Je nach Atom- bzw. Molekülart wird während Verbrennung in bestimmten Wellenlängenbereichen Licht emittiert. Die detektierten Emissionsbanden können daher in Folge den einzelnen emittierenden Atomen und Molekülen zugeordnet werden [70]. Auf Basis dieses Verhaltens kann die Lichtleitermesstechnik in zwei Methoden unterteilt werden [70]:

1. Auswertung der Gesamtlichtemission des Verbrennungseigenleuchtens
2. Auswerten von diskreten Wellenlängenbereichen

Die erste Methode kommt bei der Bestimmung der Flammenausbreitung und des Klopfortes zum Einsatz. Die zweite Methode bei der Bestimmung der Flammentemperatur und der Russkonzentration [69], [70].

4.2. Versuchsträger

Im folgenden Kapitel soll eine kurze Beschreibung des für die experimentelle Umsetzung verwendeten Forschungsmotors sowie der eingesetzten Messtechnik für die Klopfortbestimmung gegeben werden.

4.2.1. Einzylinder Forschungsmotor

Die Messungen, die als Abstimmungs- und Verifikationsbasis für die vorliegende Arbeit dienen, wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor der Baureihe 4 von GE Jenbacher durchgeführt. In Abbildung 12 ist ein Foto des Forschungsmotors dargestellt.



Abbildung 12: Einzylinder-Forschungsmotor Baureihe 4

Der Motor arbeitet mit einem direktgezündeten Brennverfahren, bei dem das Brenngas vor dem Motor der angesaugten Luft beigemischt und dadurch auf dem Weg in den Brennraum homogenisiert wird. Der Zylinderkopf verfügt einlassseitig über je einen Tangential- und Spiralkanal. Beim Einströmen wird eine Drallströmung um die Zylinderhochachse erzeugt, die durch die Formgebung der Kolbenmulde in Turbulenz umgewandelt wird. Die Zündung erfolgt mit einer zentral liegenden Zündkerze. Der Vollmotor ist einstufig aufgeladen und wird je nach Anwendung mit verschiedenen Steuerzeiten betrieben. Am Einzylinderprüfstand erfolgt die Versorgung mit Ladeluft über einen vom Motor entkoppelten Ladeluftkompressor. Der Abgasgegendruck wird durch eine in der Prüfstandsregelung hinterlegte Funktion an den Ladedruckbedarf, die erzielte Abgastemperatur, den Abgasmassenstrom und den Turboladerwirkungsgrad angeglichen.

In Tabelle 4 sind die wichtigsten Kennwerte der Baureihe 4 von GEJ zusammengefasst. Der Motor wird vorwiegend für die Stromerzeugung verwendet. Um den Wirkungsgrad der Gesamtanlage zu steigern, wird häufig eine Kraft-Wärme-Kopplung realisiert, bei der die Motorabwärme zusätzlich genutzt wird. Der Motor wird stationär mit 1500 Umdrehungen pro Minute betrieben. Abhängig von der zu erzielenden Gesamtleistung und dem verfügbarem Brenngasmassenstrom wird die Zylinderanzahl der Anlage ausgelegt.

Bohrung	145 mm
Hub	185 mm
Hubvolumen	3,05 dm ³
Pleuellänge	320 mm
Drehzahl	1500 min ⁻¹
Anzahl Einlassventile/Auslassventile	2/2
Zylinderanzahl Feldmotoren	12, 16, 20

Tabelle 4: Motorkennwerte der Baureihe 4 von GE Jenbacher [99]

4.2.2. VisioKnock Adapter

Zur Verifikation der Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation sollte der Klopfort mit Hilfe der Lichtleitermesstechnik bestimmt werden. Das grundsätzliche Messprinzip wurde in Kapitel 0 beschrieben. Für die Messungen wurde ein ein VisioKnock-Adapter von der Firma AVL List GmbH hergestellt, um so einen optischen Zugang zum Brennraum zu schaffen. Hierfür mussten geeignete Stellen für die Positionierung der für das Erfassen der Strahlung verwendeten Saphirlinsen definiert werden. Daneben mussten die Bedingungen einer möglichst geringen Beeinflussung der Verbrennung und der Brennraumform eingehalten werden.

In Abbildung 13 sind zwei Bilder des ausgeführten Adapters dargestellt. Das linke Bild zeigt den Adapter im ausgebauten Zustand. An der Oberseite des Adapters kann man die Lichtleiterbündel sehen, die das Licht vom Brennraum zum optischen Verstärker leiten. Das rechte Bild zeigt die Unterseite des Adapters, die im eingebauten Zustand bündig mit der Feuerplatte abschließt. Man kann hier die radial um den Umfang verteilten Saphirlinsen erkennen. In der Mitte des Adapters befindet sich ein Gewinde für die Zündkerze. Der Messadapter wird durch eine Ausnehmung im Zylinderkopf von oben im Brennraum zentral positioniert. Die Kühlung erfolgt über den Wassermantel des Zylinderkopfs. Das Wasser durchströmt den Adapter durch die runden Bohrungen, die in Abbildung 13 im linken Bild zu sehen sind.



Abbildung 13: VisioKnock-Adapter

Der ausgeführte Messadapter verfügt über insgesamt 120 Messkanäle. Wie in Abbildung 14 dargestellt, sind 80 Kanäle radial nach außen gerichtet und über den gesamten Brennraumumfang verteilt. Sie sind in der Abbildung als blaue Kegel dargestellt und zeigen den so erfassten Brennraumbereich an. Diese sogenannten

"Knock-Kanäle" sollen Lichtintensitäten zufolge einer klopfenden Verbrennung am Brennraum- bzw. Muldenrand erfassen und sind auf drei Kegelwinkel verteilt, um eine bestmögliche örtliche Information über den Klopfort zu erhalten. Die restlichen 40 Kanäle sind zylinderachs-parallel angeordnet bzw. erfassen den mittleren Bereich der Kolbenmulde. Diese so genannten "Flame-Kanäle" dienen zum Erfassen der ersten Phase der Flammenausbreitung und detektieren Klopfereignisse im zentralen Bereich der Brennraummulde [73].

Für die Klopfortbestimmung werden die Lichtintensitäten der Flammenstrahlung im Brennraum über Saphirlinsen erfasst und über Lichtleiter an optische Verstärker übertragen, die die Signale in Spannungen umwandeln. Anschließend werden die Signale digitalisiert und mit der Software VisioTomo von AVL analysiert [71].

Durch die radiale Verteilung der Linsen und die Aufteilung in mehrere Bereiche kann eine exakte Zuordnung eines Signals zu einem Ort im Brennraumvolumen erfolgen. Gemessen wird die Schwankung der Lichtintensitäten zufolge der sich im Brennraum ausbreitenden Druckwellen. Ursache für die Helligkeitsunterschiede sind die mit der Druckwelle veränderlichen Dichten des leuchtenden Gases, die als Signal detektiert werden [68], [73].

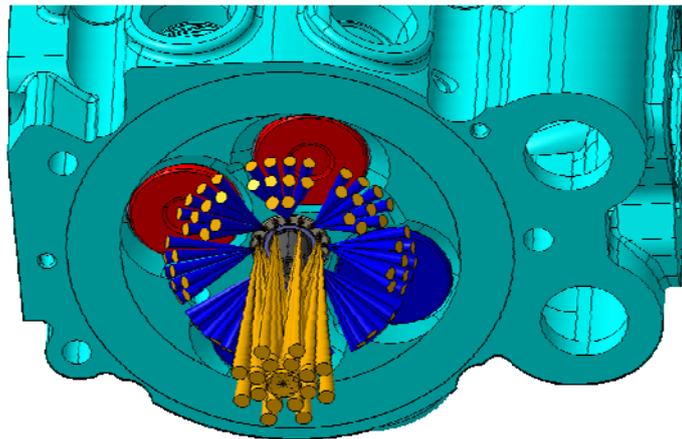


Abbildung 14: Sichtkegel VisioKnock-Adapter

5. Verbesserung des Klopfverhaltens durch Optimierung der Kolbenmuldenform

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten 3D-CFD-Simulationen mit dem Ziel der Verbesserung des Klopfverhaltens und die für die Modellabstimmung und Verifikation der Ergebnisse durchgeführten Messungen vorgestellt. Wie beschrieben handelt es sich beim untersuchten Motor um einen stationären Gasmotor. Dieser wird vorwiegend bei hoher Last unter Einhaltung des TA-Luft-Grenzwertes für die NO_x-Emission betrieben. Alle Messungen erfolgten daher, wenn nicht anders angegeben, in diesem Nennbetriebspunkt des Motors. Die Betriebsparameter hierfür sind in Tabelle 5 angeführt.

Mitteldruck p_i	21,5 bar
ZZP	22 °KW v. ZOT
Motordrehzahl	1500 min ⁻¹
Ansaugtemperatur T2'	45 °C
Einlassschluss	85 °KW v. ZOT

Tabelle 5: Betriebsparameter bei den Messungen

In Abbildung 15 ist ein Ablaufschema dargestellt, das bei der Optimierung eines Brennraums hinsichtlich seines Klopfverhaltens zum Einsatz kommen kann und in den Grundzügen auch für die vorliegende Arbeit verwendet wurde.



Abbildung 15: Ablaufschema bei der Optimierung des Klopfverhaltens

Im ersten Schritt werden mögliche Klopfursachen untersucht. Dieser Schritt ist auch zugleich der schwierigste, da eine eindeutige Zuordnung einer klopfenden Verbrennung aufgrund der zahlreichen möglichen Ursachen nicht immer einfach ist.

Sind die Ursachen einmal abgeklärt, können davon ausgehend Abhilfemaßnahmen entwickelt werden. Als nächster wesentlicher Schritt soll eine Überprüfung der Abhilfemaßnahmen am Motor selbst erfolgen. Als Ergebnis dieses Schritts kann anschließend eine Bewertung des Nutzens der Verbesserungen erfolgen und eine Abschätzung durchgeführt werden, ob der Nutzen den notwendigen Aufwand zur Umsetzung der Maßnahmen rechtfertigt. Ist dies der Fall, so kann eine Übernahme der Maßnahmen in die Serie erfolgen.

5.1. Analyse der Klopfursachen bei einer Basisgeometrie

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben hat der Brennraum und seine Gestaltung wesentlichen Einfluss auf das Klopfverhalten eines Motors. Den Veränderungsmöglichkeiten sind jedoch häufig durch die notwendigen Anforderungen hinsichtlich Herstellbarkeit und Kosten enge Grenzen gesetzt. Eine einfache Möglichkeit Optimierungsschritte zu setzen, bietet die Gestaltung der Kolbenmulde, da hier Veränderungen leichter und vor allem schneller umsetzbar sind, als Adaptionen am Zylinderkopf oder Ventiltrieb. Vor diesem Hintergrund wurde die Möglichkeit untersucht das Klopfverhalten durch Optimierung der Kolbenmuldenform zu verbessern. Hierfür wurde zuerst eine Analyse der Klopfursachen durchgeführt und anschließend die Ergebnisse durch optische Untersuchungen mittels eines VisioKnock Messsystem verifiziert.

5.1.1. Untersuchung von Klopfursachen auf Basis der 3D-CFD-Methode

Als Ausgangspunkt für weitere Optimierungsschritte wurde eine Analyse der Klopfursachen bei einer Basisgeometrie durchgeführt. Eine erste Auswertung der Ergebnisse ist in Abbildung 16 dargestellt.

Die ersten beiden Zeilen zeigen das Ergebnis der Simulation hinsichtlich Druck und Temperatur im Brennraum. Für das Erreichen einer besonders klopfesten Brennraumkonfiguration sollte die Verteilung beider Größen im Brennraum weitestgehend homogen sein, da sowohl hohe Drücke, wie auch hohe Temperaturen zu einer Beschleunigung der im Endgas ablaufenden Vorreaktionen führen und damit die Selbstzündung im Endgas begünstigen. Die Schnittdarstellungen zeigen eine weitestgehend homogene Verteilung des Drucks im Brennraum. Die Unterschiede zwischen dem höchsten und niedrigsten Wert liegen im Bereich von 0,5 bar. Die Temperaturverteilung im Brennraum ist deutlich inhomogener mit hohen Werten in der Brennraummulde. Dies führt hier zu lokal gesteigerten Werten der Vorläuferkonzentration, wie dies auch in der dritten Zeile der Tabelle dargestellt ist. Die Bilder zeigen die Verteilung der virtuellen Vorläuferkonzentration entsprechend Gleichung (3.13). Diese Größe kann als Wahrscheinlichkeit interpretiert werden, dass an einer bestimmten Stelle im Brennraum eine klopfende Verbrennung auftritt. Ohne also noch den Verlauf der Verbrennung analysiert zu haben, zeigen sich in der Brennraummulde kritische Bereiche, die bei einer Optimierung der Geometrie zu reduzieren sind.

	Schnitt normal zur y-Achse	Schnitt normal zur z-Achse
Druck [53,4 .. 53,8 bar]		
Temperatur [700 .. 870 K]		
Virtuelle Vorläuferkonzentration [0,0003 ... 0,0005 -]		

Abbildung 16: Untersuchung der Klopfursachen bei der Basisgeometrie bei 20° KW v. ZOT

Im nächsten Schritt wurde untersucht, wie sich die Flammenfront im Brennraum ausbreitet. Das Ergebnis ist in Abbildung 18 dargestellt. Es wird hier die Verteilung des Brennraumdrucks, der Temperatur und damit die Flammenausbreitung, die Vorläuferkonzentration und die Klopfreaktionsrate zum Zeitpunkt des ersten Klopfereignisses im Brennraum dargestellt. Die Druckverteilung im Brennraum ist weitestgehend homogen. Die Temperaturverteilung zeigt, dass Bereiche in der Brennraummulde und am Brennraumrand noch nicht von der Flammenfront erfasst wurden. In diesen noch unverbrannten Zonen des Brennraums herrscht in der Mulde die höchste Temperatur und am Brennraumrand die niedrigste.

In Abbildung 17 ist zur Verdeutlichung die gemittelte Gemischtemperatur in der Kolbenmulde und im Quetschvolumen zwischen der Feuerplatte und der Kolbenkrone dargestellt. Wie man sehen kann beträgt der maximale Unterschied 180 K. Dies erklärt warum Vorreaktionen in der Mulde viel rascher ablaufen können, als am Brennraumrand.

Das Ergebnis spiegelt sich auch in der Verteilung der Vorläuferkonzentration in Abbildung 18 in der vorletzten Zeile wieder. Wie zu erkennen ist, herrscht im linken Bild in der Kolbenmulde und im rechten Bild im Bereich zwischen dem Einlass und Auslassventil die jeweils höchste Vorläuferkonzentration, wobei die Werte in der Mulde am höchsten sind. Entsprechend zeigt sich in der letzten Zeile auch, dass gerade hier die erste Klopfreaktion auftritt. Es muss aber angemerkt werden, dass im weiteren

Verlauf der Verbrennung auch die Außenbereiche des Brennraums den Schwellwert für die kritische Vorläuferkonzentration überschreiten und es hier nach Erreichen des definierten Schwellwertes in der Klopfsimulation zu einer Klopfreaktion kommt.

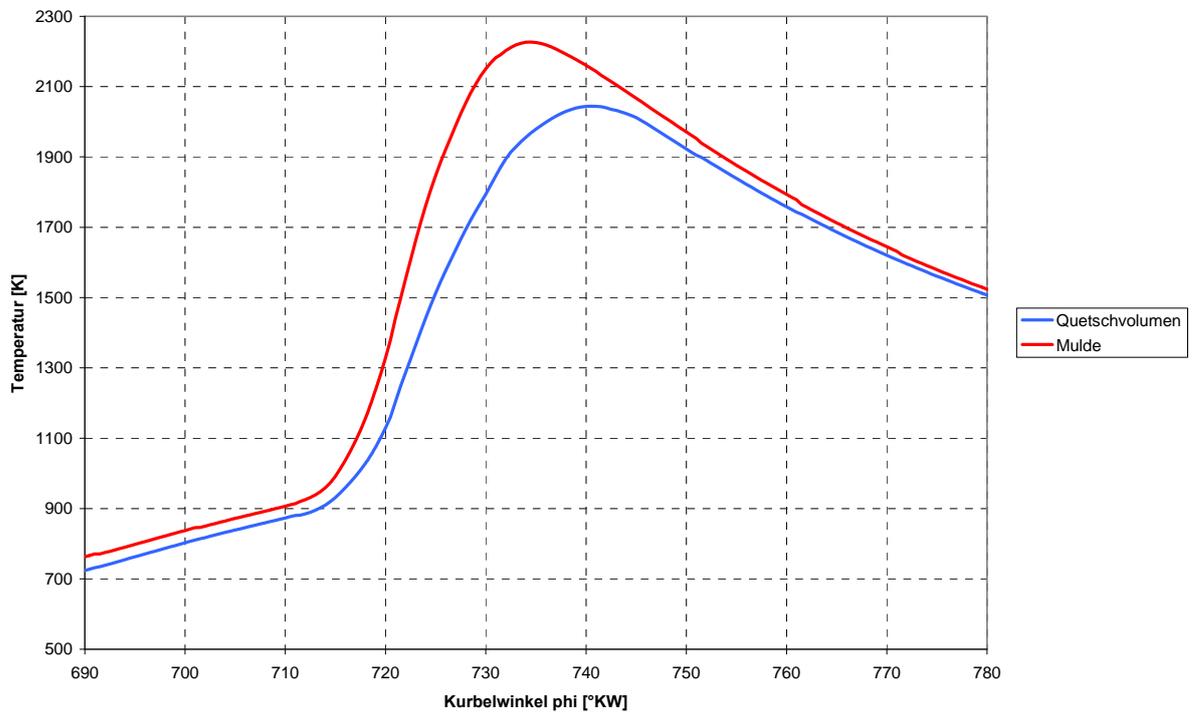


Abbildung 17: Vergleich mittlere Gastemperatur Quetschvolumen und Mulde

Aus dem Ergebnis der Klopfsimulation kann abgeleitet werden, dass Bereiche in der Kolbenmulde der Klopfangriffsort sind. Eine Möglichkeit, einen Vorteil an der Klopfgrenze zu gewinnen, besteht nun darin, diese Bereiche früher von der Flamme erfassen zu lassen und Bereiche mit niedrigerer virtueller Vorläuferkonzentration und damit größerem Abstand zur Klopfgrenze später. Es bietet sich daher an, das Verhältnis zwischen dem Muldenvolumen und dem Volumen in der Quetschfläche zu verändern und gleichzeitig durch geometrische Veränderung der Kolbenmuldenform heiße Bereiche in der Kolbenmulde zu vermeiden.

	Schnitt normal der y-Achse	Schnitt normal der z-Achse
Druck [162,1 .. 162,8 bar]		

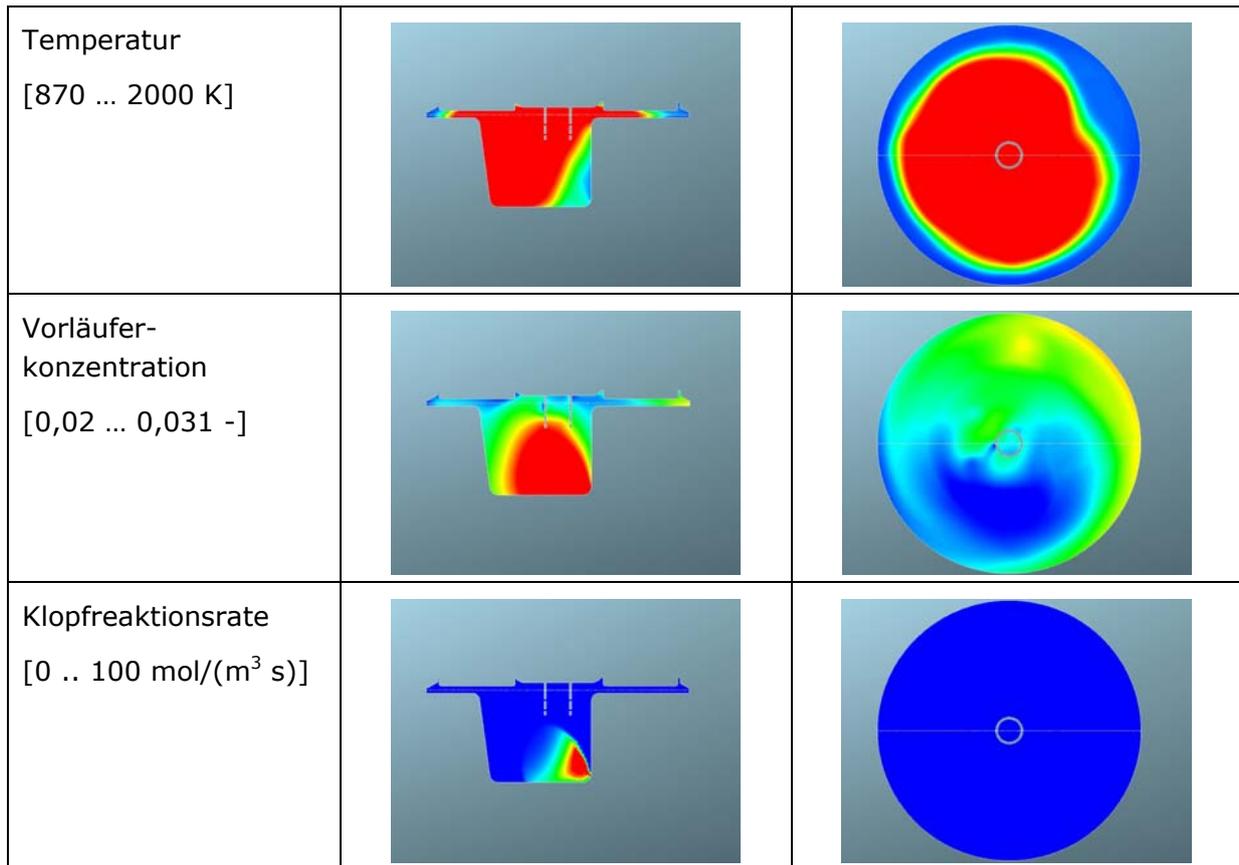


Abbildung 18: Untersuchung der Klopfursachen bei der Basisgeometrie zum Zeitpunkt des ersten Klopfereignisses

5.1.2. Messergebnisse zu Verifikation der 3D-CFD-Simulation

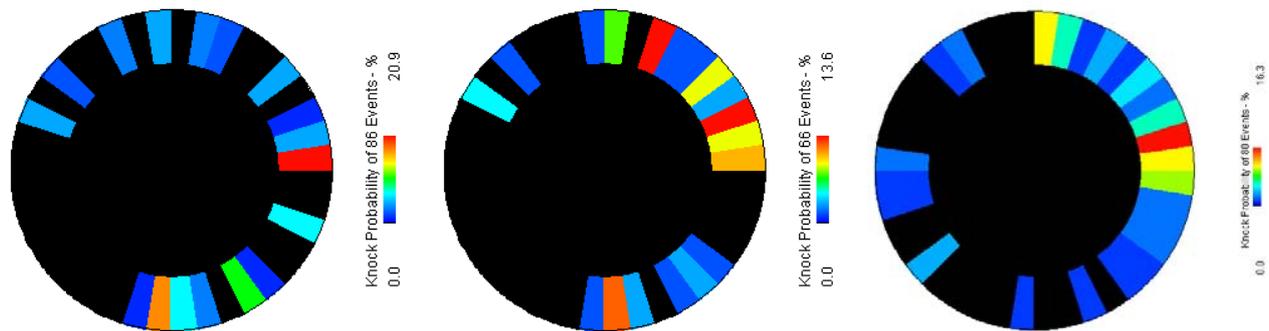
Die Verifikation der Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation erfolgte durch das in Kapitel 4.2.2 beschriebene VisioKnock-Messsystem. Ziel war es hier in einem ersten Schritt die Aussagen der Simulation hinsichtlich des Klopfortes zu bestätigen, um so abgesichert weitere Optimierungsschritte auf Basis der Simulation durchführen zu können. Zudem wurden zusätzlich Einflussparameter auf den Klopfort messtechnisch bewertet und weitere mögliche Ansatzpunkte zur Verbesserung des Klopfverhaltens abgeleitet.

Die untersuchten und in Folge beschriebenen Einflussparameter sind:

- Indizierter Mitteldruck
- Zündzeitpunkt
- Verdichtungsverhältnis
- Kühlwasser und Öltemperatur
- Gemischtemperatur

Alle Untersuchungen wurden für die untersuchte Basisgeometrie entsprechend Abbildung 98 (Anhang) durchgeführt. Wenn nicht anders angeführt wurden die in diesem Kapitel beschriebenen Messungen bei einem p_i von 21,5 bar, einem ZZP von 22 °KW, einem Verdichtungsverhältnis von 12,8 und einer Kühlwasser- und Öltemperatur von 80 °C durchgeführt.

In Abbildung 19 ist der Einfluss der Last auf den Klopfentstehungsort für die Basisgeometrie untersucht worden.



Klopfhäufigkeit Mulde = 84%

Klopfhäufigkeit Mulde = 83%

Klopfhäufigkeit Mulde = 85%

$p_i=11,5$ bar

$p_i=17,5$ bar

$p_i=21,5$ bar

Abbildung 19: Einfluss der Last auf den Ort der Klopfentstehung

Wie man sehen kann, tritt eine klopfende Verbrennung bei allen drei Lasten besonders häufig zwischen 2 und 3 Uhr auf. Es zeigt sich aber, dass während bei niedrigen Lasten zusätzlich Klopfen auf 6 Uhr auftritt, es bei den höheren Lasten vor allem auf 12 Uhr zu einer Zunahme der Klopfhäufigkeit kommt. Eine Erklärung bietet die mit der höheren Leistung verbundene Zunahme der Temperatur der Auslassventile, die sich gerade in diesem Bereich befinden und zu einer weiteren Erwärmung des angrenzenden Gemischs führen. Hinsichtlich der Aufteilung der klopfenden Zyklen nach ihrer Entstehung in der Mulde und im Quetschvolumen kann keine wesentliche Veränderung beobachtet werden. Dies kann durch die generelle Zunahme der Gastemperatur im Brennraum über die Last begründet werden. Hier ergibt sich keine Veränderung der relativen Verteilung der Gemischtemperatur.

Das Messergebnis bestätigt damit die Aussagen der 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Ortes der Klopfentstehung. Die Brennraummulde stellt den häufigsten Ort des Klopfbeginns da. Zusätzlich führen heiße Zonen im Bereich zwischen der Kolbenkrone und den Auslassventilen zu häufiger auftretenden Klopfereignissen. Neben der Verifikation der Aussage der 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Klopfortes wurden in Folge weitere Einflussfaktoren untersucht.

In Abbildung 20 wurde der Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Klopfort ausgewertet. Hier ist neben der radialen Verteilung der Klopfentstehung wieder eine Zuordnung der einzelnen klopfenden Zyklen zur Kolbenmulde oder zum Quetschvolumen erfolgt. Wie man in der Abbildung sehen kann, bleibt der Ort der Klopfentstehung unabhängig vom verwendeten Zündzeitpunkt in seiner Position weitestgehend unverändert. Es lässt sich nur feststellen, dass der Anteil der klopfenden Zyklen in der Mulde bei dem frühen Zündzeitpunkt etwas höher ist, als bei späteren Zündzeitpunkten.

Zudem muss festgestellt werden, dass das Luftverhältnis bei den einzelnen Messungen nicht gleich war. Bei dem späteren Zündzeitpunkt muss der Motor entsprechend fetter betrieben werden, um dieselben Druckamplituden im Brennraum für die Messung zu erreichen.

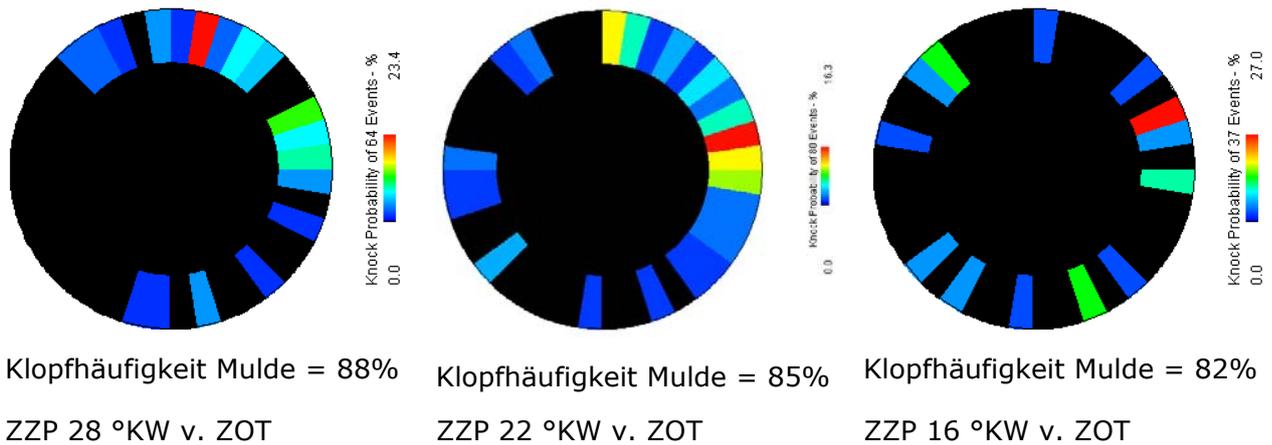


Abbildung 20: Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Ort der Klopfentstehung

In Abbildung 21 ist ein Vergleich der Auswirkung eines geänderten Verdichtungsverhältnisses auf den Ort der Klopfentstehung dargestellt. Verglichen wurde dabei der jeweilige Serienstand für das entsprechende Verdichtungsverhältnis. In Tabelle 6 sind die wichtigsten Abmessungen der einzelnen Kolben gegenübergestellt. Der Kolben mit dem Verdichtungsverhältnis 11,8 wird dabei durch Umarbeiten des Kolbens mit Verdichtungsverhältnis 12,8 erzeugt. Das Spaltmaß wird durch Abdrehen der Kolbenkrone um 2 mm erhöht. Alle anderen Abmessungen bleiben unverändert. Der Kolben mit dem Verdichtungsverhältnis von 13,5 besitzt ein vergrößertes Spaltmaß und einen geringfügig reduzierten Muldendurchmesser.

Verdichtungs- verhältnis [-]	Spaltmaß [mm]	Muldendurch- messer [mm]	Muldentiefe [mm]	Min. Abstand Muldenrand [mm]
11,8	3,5	87	47,7	18,5
12,8	1,5	87	49,7	18,5
13,5	2,5	81,3	45,8	19,5

Tabelle 6: Abmessungen Basisgeometrie bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis

Wie man in Abbildung 21 sehen kann, verlagert sich der Klopfort durch das geänderte Spaltmaß aus der Mulde in den Bereich des Quetschspalts. Dies ist vor allem bei dem Spaltmaß von 3,5 mm bei dem Verdichtungsverhältnis von 11,8 der Fall. Hinsichtlich der radialen Verteilung des Klopfortes kann man auch eine erhöhte Streuung feststellen, das Vergrößern des Spaltmaßes dazu führt, dass die Verteilung des Klopfortes nicht mehr eindeutig definiert ist, sondern stärker zu wandern beginnt.

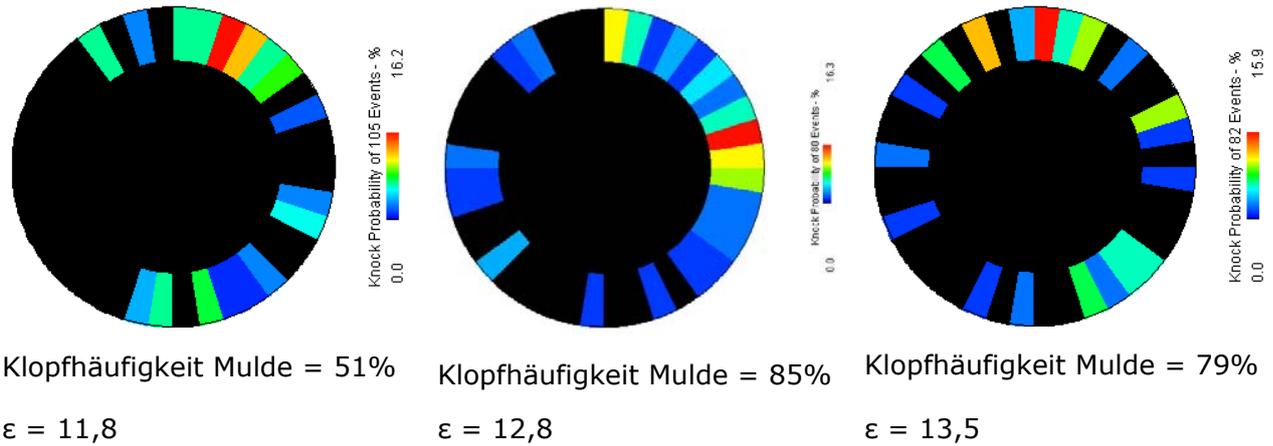


Abbildung 21: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Ort der Klopfentstehung

Im folgenden Schritt wurde der Einfluss der Bauteilkühlung auf den Klopfort untersucht. Hierfür wurde einerseits die Kühlwassertemperatur und damit die Oberflächentemperatur des Zylinderkopfs variiert und zudem die Temperatur des Schmieröls und damit die Oberflächentemperatur des Kolbens und der angrenzenden Bauteile. Der Kolben wird an seiner Unterseite durch eine Spritzdüse mit Öl gekühlt und verfügt zudem über einen torusförmigen Kanal in seinem Inneren, der im Bereich des unteren Totpunktes von der Spritzdüse mit Öl befüllt wird. Das Öl rinnt dann durch den Kühlkanal und über eine weitere Bohrung zurück in das Kurbelgehäuse.

In Abbildung 22 ist die Auswertung hinsichtlich des Einflusses der Öl- und Kühlwassertemperatur dargestellt. Standardmäßig wird der Motor mit einer Kühlwassertemperatur und Öltemperatur von 80 °C betrieben. In einem ersten Schritt wurde die Kühlwassertemperatur um 10 °C reduziert. Bei der Auswertung zeigt sich ein Anstieg der klopfenden Zyklen in der Brennraummulde. Hinsichtlich der radialen Verteilung des Klopfortes kann festgestellt werden, dass mehr Zyklen auf 12 Uhr zu klopfen beginnen, als bei den normalen Bedingungen hinsichtlich der Bauteilkühlung.

Im nächsten Schritt wurde die Kühlwassertemperatur auf 90 °C gesteigert und die Öltemperatur auf 60 °C abgesenkt. Wie zu erwarten, sinkt die Anzahl der klopfenden Zyklen in der Brennraummulde deutlich ab. Zudem kommt es zu einer deutlichen Veränderung der Verteilung des Klopfortes. Es zeigt sich zwar, dass noch immer die Seite mit dem größeren Quetschflächenanteil hinsichtlich des Durchbrennens der Flammenfront und damit auch hinsichtlich des Klopfens benachteiligt ist, es ergeben sich aber zusätzlich weitere Klopfgebiete am Brennraumrand.

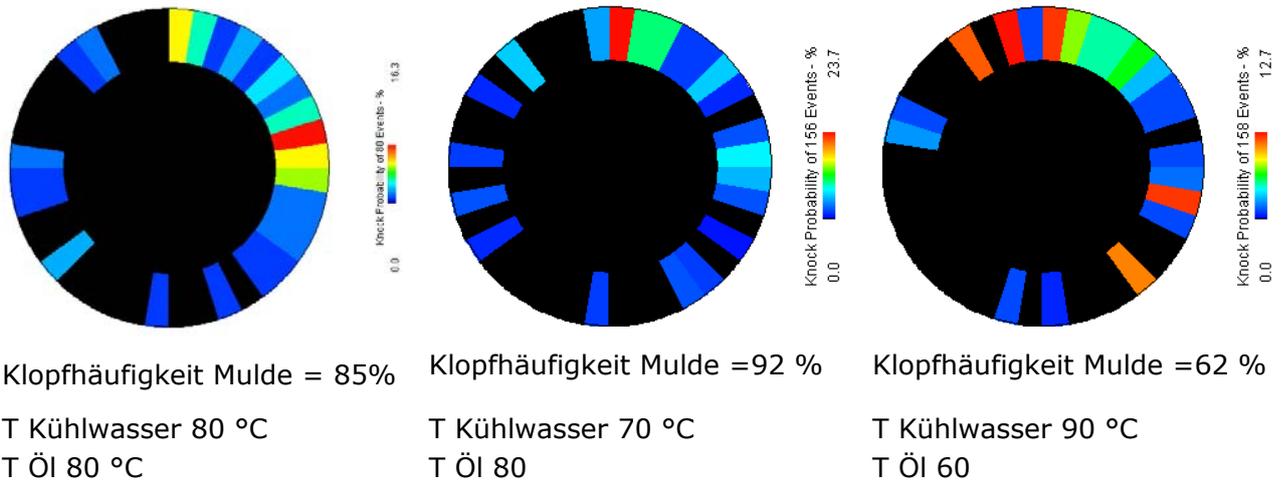


Abbildung 22: Einfluss der Öl- und Kühlwassertemperatur auf den Ort der Klopfentstehung

Abschließend wurde noch der Einfluss der Gemischtemperatur auf den Klopfort untersucht. Hierfür wurde die Temperatur des Gas- Luftgemisches in 4 Stufen zwischen 40 °C und 70 °C variiert und die Auswirkungen auf den Klopfentstehungsort untersucht. Das Ergebnis ist in Abbildung 23 dargestellt. Wie man an den Auswertungen erkennen kann, wirkt sich die Änderung der Gemischtemperatur auch auf den Ort der ersten Klopfreaktion aus. Dies scheint nachvollziehbar, da sich durch Variation der Gemischtemperatur einmal der maximale Wert der Gemischtemperatur im Brennraum erhöhen oder senken lässt und ebenso die relative Verteilung der Temperatur im Brennraum beeinflusst wird. Die Lage des Ortes mit der höchsten Gemischtemperatur bleibt zwar unverändert, der Temperaturunterschied zum Bereich im Quetschvolumen wird aber reduziert. Wie man anhand der Auswertungen sehen kann, bleibt unabhängig von der Gemischtemperatur die Mulde der Ort mit den meisten Klopfreaktionen. Die Verteilung zwischen dem Quetschvolumen und der Mulde verändert sich aber bei einer Anhebung der Gemischtemperatur. Während bei kühlem Gemisch bedingt durch das hier befindliche wärmere Restgas die meisten klopfenden Zyklen in der Mulde auftreten, zeigen sich bei heißerem Gemisch und daher verschlechterten Bedingungen im Bereich des Quetschvolumens auch hier immer mehr Klopfreaktionen. Hinsichtlich der radialen Verteilung ist keine wesentliche Veränderung zwischen den einzelnen Temperaturstufen festzustellen. Das Brennraumvolumen zwischen 2 und 3 Uhr bleibt bedingt durch die Kolbenform hinsichtlich des Ausbrennens in der Mulde sowie des Durchbrennens an den Muldenrand benachteiligt. Dies hat dann eine gesteigerte Klopfneigung in diesem Bereich zur Folge.

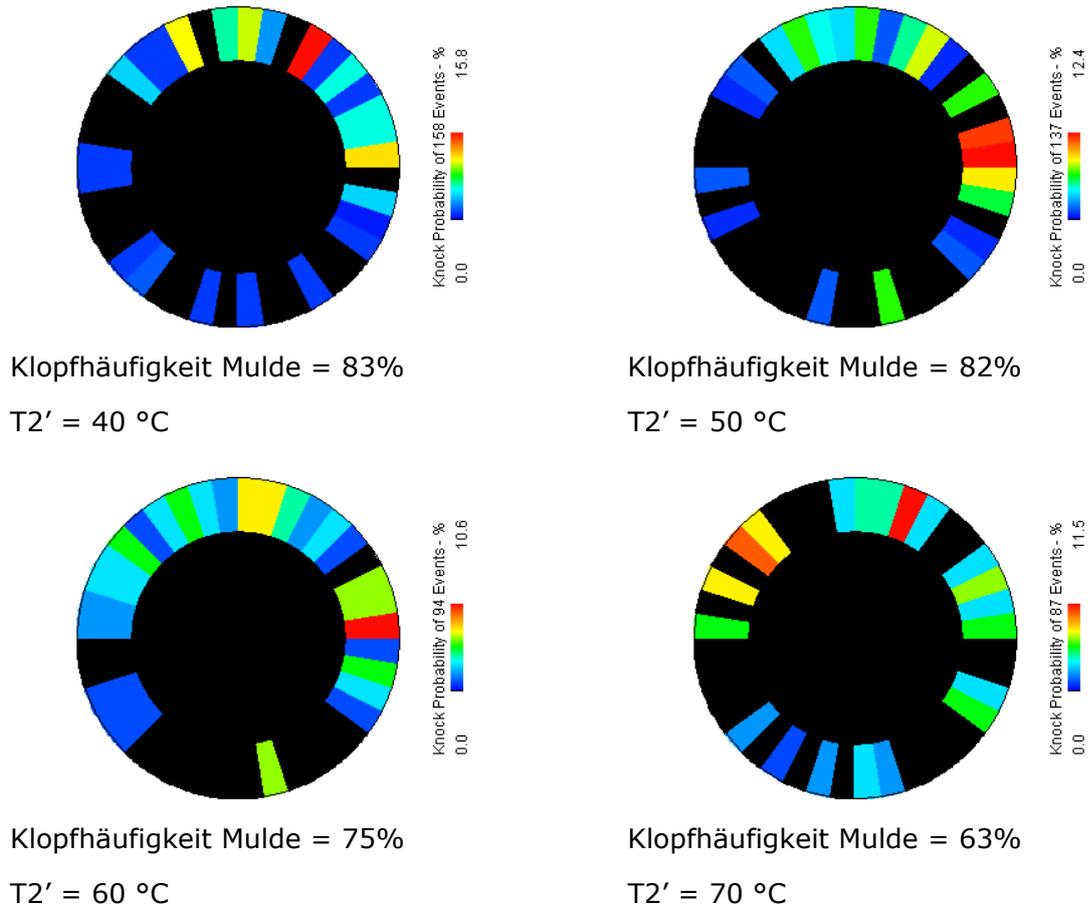


Abbildung 23: Einfluss der Gemischtemperatur T2' auf den Ort der Klopfentstehung

Zusammenfassend kann somit festgestellt werden, dass die Aussagen der 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Ortes der Klopfentstehung bestätigt werden konnten. Dies ermöglicht es weitere Optimierungsschritte durch Simulationsergebnisse abzusichern.

Die zusätzlich durchgeführten Messungen zeigen zudem, dass bei unveränderter Brennraumgeometrie die Bauteiltemperatur unter den untersuchten Parametern die beste Möglichkeit bietet, den Ort der Klopfreaktion nachhaltig zu verlagern. Im realen motorischen Betrieb wird allerdings eine so drastische Temperaturabsenkung, wie sie hier untersucht wurde, nicht realistisch umsetzbar sein. Wie aber in der Literatur gezeigt wurde, bietet eine Verbesserung der Bauteilkühlung durch bauliche Maßnahmen durchaus Ansatzpunkte, das Klopfverhalten eines Brennraums zu verbessern [67].

Daneben bietet die Änderung der Brennraumform selbst - etwa durch ein Verschieben des Verhältnisses zwischen Muldenvolumen und Quetschvolumen - die größte Einflussmöglichkeit für das Verlagern des Klopfortes. Dies zeigt sich auch hier bei der Auswertung zum Einfluss des Verdichtungsverhältnisses.

Zudem lässt sich auch durch die Gemischtemperatur selbst ein Effekt auf den Klopfort aber natürlich auch auf den Klopfabstand erzielen. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden in Folge für die Optimierung der Kolbenmuldenform herangezogen.

5.2. Optimierung der Kolbenmuldengeometrie

Die Ergebnisse der Analyse der Klopfursachen bei der Basisgeometrie wurden genutzt um Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der Gestaltung der Geometrie der Kolbenmulde abzuleiten. Hierfür wurde in einem ersten Schritt der Einfluss einzelner Geometrieparameter bewertet und darauf aufbauend Maßnahmen zur Verbesserung des Klopfverhaltens durchgeführt. Die Maßnahmen wurden in Folge durch Messungen am Forschungsmotor bestätigt.

5.2.1. Der Einfluss von Spaltmaß, Drallzahl und Muldenform auf die Brennraumturbulenz und die Verbrennung

Bei der Optimierung eines Brennraums hinsichtlich des Klopfverhaltens sind die Zielsetzungen hinsichtlich Wirkungsgrad und Emissionen zu beachten. Um Optimierungsmaßnahmen zielgerichtet vornehmen zu können, wurde der Einfluss verschiedener geometrischer Parameter auf die Turbulenz im Brennraum und damit auf den das Betriebsverhalten des Motors bestimmenden Brennratenverlauf untersucht. Das Ergebnis der Untersuchungen wird im Folgenden vorgestellt.

Um für einen definierten Kraftstoff eine ausreichend hohe Brennrate zu erreichen, muss im Brennraum während der Verbrennung eine entsprechend hohe Turbulenzdichte vorliegen, um den Kraftstoff im Bereich von 8 °KW nach dem oberen Totpunkt und damit wirkungsgradoptimal umzusetzen. In einem Gasmotor stehen verschiedene Möglichkeiten zu Verfügung, um Turbulenz zu erzeugen. Die Turbulenz kann entweder durch Umsetzung einer definierten Ladungsbewegung zufolge der Formgebung der Einlasskanäle erzeugt werden oder bei Kammermotoren durch das Überströmen des brennenden Gemischs aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum. Eine weitere Quelle stellt die Quetschströmung der Ladung während der Kompressionsbewegung aus dem Bereich zwischen der Kolbenkrone und der Feuerplatte in die Mulde des Kolbens dar.

Im Folgenden soll der Einfluss des Spaltmasses, des Muldendurchmessers, der Muldenform und der Drallzahl auf die Turbulenz im Brennraum mittels der 3D-CFD-Simulation untersucht werden.

Vorab muss darauf hingewiesen werden, dass die Absolutwerte der hier dargestellten Diagramme zwar untereinander verglichen werden können, weil die Rechnungen alle unter der Annahme derselben Randbedingungen durchgeführt wurden, ein Vergleich der absoluten Werte der Turbulenzdichte mit Rechnungen, die unter anderen Randbedingungen durchgeführt werden, aber nicht zulässig ist. Besonderen Einfluss haben etwa das verwendete Turbulenzmodell, aber auch die Qualität der verwendeten Berechnungsnetze und die Randbedingungen an den Modellgrenzen. Die hier gezeigten Ergebnisse wurden mit dem k - ϵ -Turbulenzmodell durchgeführt. Die Ladungsbewegung wurde zu Beginn der Rechnung initialisiert und die Zellgröße in den Berechnungsgittern wurde konstant gehalten. Die Turbulenz wurde in einem Kugelvolumen mit dem Radius 25 mm um die Zündkerzenposition ausgewertet.

In Abbildung 24 sind die Ergebnisse einer 3D-CFD-Simulation für eine drehsymmetrische Mulde mit einem konstanten Muldendurchmesser von 86,1 mm in ZOT aber drei unterschiedlichen Spaltmaßen dargestellt. In Abbildung 99 (Anhang) ist eine Zeichnung der verwendeten Mulde dargestellt. Das Verdichtungsverhältnis wurde

bei der Simulation konstant mit 12,8 angenommen. Der Unterschied im Kompressionsvolumen zufolge des geänderten Volumens zwischen Kolbenkrone und Feuerplatte wurde durch die Muldentiefe kompensiert. Wie in Abbildung 24 zu sehen ist, führt bei konstanter Drallzahl im Brennraum die Reduktion des Spaltmaßes und damit die Steigerung der Quetschströmung zu einer Zunahme der Turbulenz im Brennraum. Eine ähnliche Wirkung lässt sich durch Steigerung der Drallzahl erreichen.

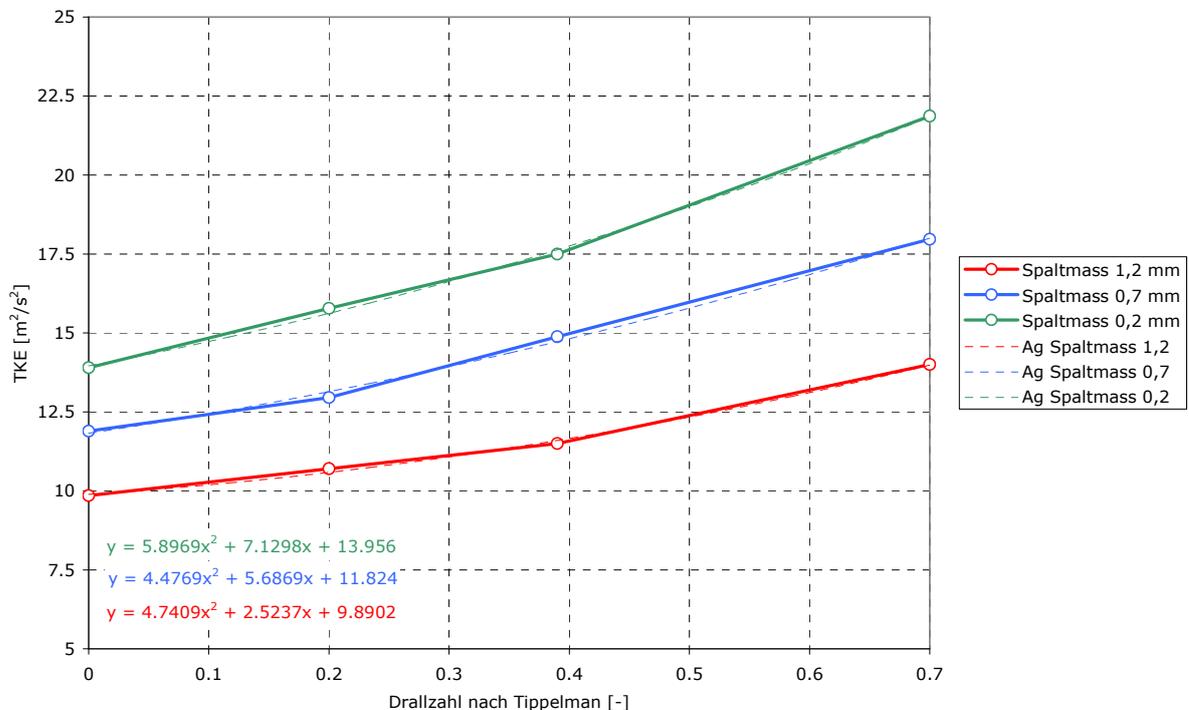


Abbildung 24: Einfluss der Drallzahl auf die Turbulenz bei konstantem Muldendurchmesser von 86mm

Die Zunahme der Turbulenzdichte hängt auch stark von der Formgebung der Brennraummulde sowie der Feuerplatte ab. Drehsymmetrische Mulden wie etwa Topfmulden setzen eine Drallströmung deutlich schlechter in Turbulenz um, als nicht symmetrische Mulden oder Hochturbulenz Mulden. Der Unterschied besteht hier darin, dass nicht drehsymmetrische Mulden nur bezüglich ihres Mittelpunktes aus der Zylinderachse verlagert werden, während Hochturbulenzmulden zudem stärkere Zerklüftungen aufweisen. Eine ebene Feuerplatte, wie sie bei dieser Simulation angenommen wurde stellt das Optimum für die Erzeugung einer ausreichend starken Quetschströmung da. Der wesentlichste Vorteil liegt bei einer drehsymmetrischen Mulde im reduzierten Fertigungsaufwand und der kompakteren Brennraumform. Wie schon beschrieben, können auch andere Möglichkeiten als die Brennraumform selbst zum Erreichen der nötigen Turbulenz im Brennraum genutzt werden. Zudem fällt im Diagramm auf, dass eine Reduktion des Spaltmaßes bei höheren Drallzahlen zu einer stärkeren Steigerung der Turbulenz im Brennraum führt, als bei niedrigeren Drallzahlen. Die beiden Effekte sind also multiplikativ verknüpft.

In Abbildung 25 ist für 3 verschiedene Muldendurchmesser bei einer Drallzahl von 0,39 und von 0,7 die mittlere turbulente kinetische Energie im Brennraum ausgewertet worden. Wie man in der Abbildung sehen kann, ist für drehsymmetrische Mulden der Anteil der turbulenten kinetischen Energie, die aus der Drehbewegung der

Ladung stammt, geringer als die aus der Quetschströmung. Dies ist gerade die Differenz der Kurven. Der Anteil der Ladungsdrehung an der Brennraumturbulenz ist bei Mulden die für Drallströmungen ausgelegt wurden viel stärker ausgeprägt, wie dies in Abbildung 26 gezeigt wird. Weiters kann man sehen, dass kleine Muldendurchmesser deutlich mehr Turbulenz erzeugen können, als große Durchmesser. Dies ist auf die gesteigerte Energie der Squishströmung zurückzuführen, die bei kleinen Durchmessern wegen der größeren Quetschfläche auf der Kolbenkrone deutlich ausgeprägter ist. Bei selben Bedingungen hinsichtlich der Ladungsdrehung ist bei dem kleinen Muldendurchmesser die Turbulenz im Brennraum ca. doppelt so hoch. Es fällt zudem auf, dass bei kleineren Durchmessern der Anteil der Turbulenz aus der Drallströmung stärker zunimmt als bei Mulden mit großem Durchmesser.

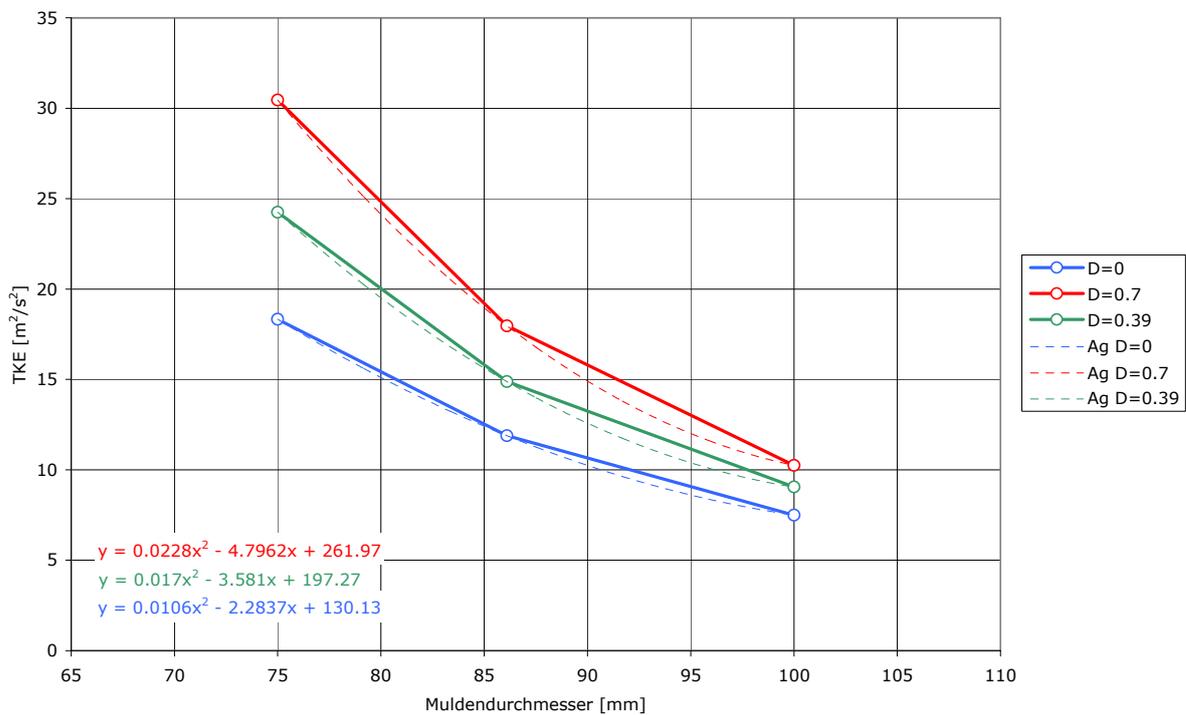


Abbildung 25: Einfluss des Muldendurchmessers auf die Turbulenz bei einer drehsymmetrischen Mulde

Dieselben Untersuchungen wurden in Folge auch für Turbulenzmulden mit asymmetrischer Form durchgeführt. In Abbildung 26 ist für eine Turbulenzmulde mit 86,1 mm Durchmesser der Einfluss des Spaltmaßes und der Drallzahl dargestellt. Wie man im Diagramm erkennen kann, führt die Steigerung der Drallzahl zu einer deutlichen Zunahme der Turbulenz im Brennraum. Dies ist auf die Umsetzung der Ladungsdrehung in turbulente kinetische Energie durch die Formgebung der Mulde zurückzuführen. Um aus der Ladungsbewegung Turbulenz zu generieren, muss die Ladung in ihrer Bewegung umgelenkt werden. Die Richtungsänderung führt zur Entstehung von turbulenter kinetischer Energie im Brennraum. Bei der hier durchgeführten Untersuchung wurde die Mulde aus Abbildung 98 (Anhang) für die Simulation in Kombination mit einer verebneten Feuerplatte verwendet. Wie man in der Abbildung auch erkennen kann, ist bei den Hochturbulenzmulden der Anteil der Turbulenz aus der Ladungsdrehung deutlich höher, als der aus der Quetschströmung

durch die Kompression. Es zeigt sich aber auch hier, dass mit zunehmender Drallzahl der Einfluss des Spaltmaßes auf die Turbulenzdichte verstärkt wird.

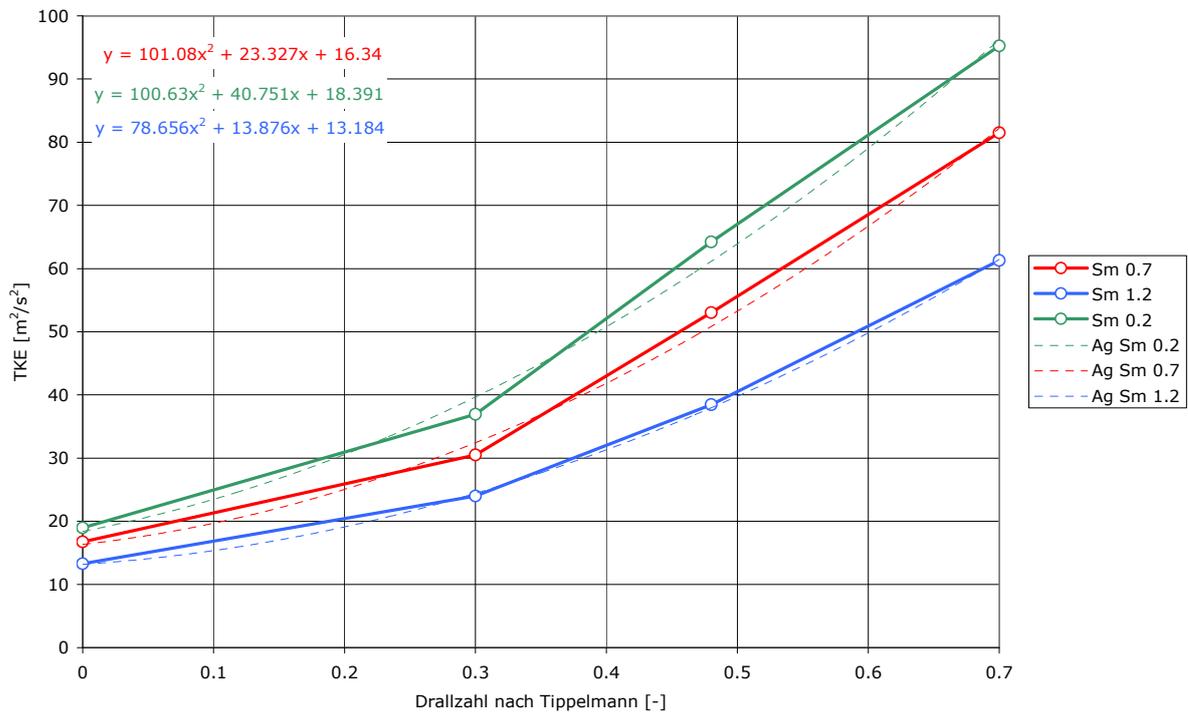


Abbildung 26: Einfluss der Drallzahl und des Spaltmaßes bei einer Turbulenzmulde

In Abbildung 27 ist der Einfluss des Muldendurchmessers für die untersuchte Hochturbulenzmulde dargestellt. Wie man erkennen kann, zeigt sich auch hier bei reduzierten Muldendurchmessern eine gesteigerte Turbulenzdichte im Brennraum. Es ist aber auch klar zu erkennen, dass die Steigerung der Ladungsdrehung zu einer viel stärkeren Zunahme der Turbulenz führt, als die Reduktion des Muldendurchmessers und damit eine Erhöhung der Muldentiefe.

Das Ergebnis der Untersuchungen zeigt zwar die generelle Möglichkeit zur Umsetzung der Ladungsdrehung in Turbulenz auf, es gibt aber noch einige Punkte, die hier zu beachten sind.

Bei den Rechnungen wurde eine Drallzahl im Brennraum initialisiert. Um so hohe Werte der Ladungsbewegung in einem realen Motor erreichen zu können, bedarf es während der Einströmphase in den Brennraum einer starken Führung der Ladung in den Kanälen des Zylinderkopfs. Diese Maßnahme erzeugt dann auch die erhoffte Turbulenz, ist aber mit deutlichen Verlusten hinsichtlich der Durchflussbeiwerte und Füllung verbunden. Es ergibt sich ein gesteigerter Ladedruckbedarf und Ladungswechselverlust.

Die Annahme einer Drallzahl von 0,7 stellt einen vergleichsweise hohen Wert da, der in Realität nur durch die Anordnung zweier Tangentialkanäle zu erreichen wäre. Auch die Reduktion des Spaltmaßes auf Werte unterhalb von 1 mm stellt für Gasmotoren im Stationärbetrieb schon eine große Herausforderung da. Es muss während des Betriebs von mehreren 1000 Stunden auch mit Brennraumalterung (Bauteilverschleiß) und dem Ablagern von Verbrennungsprodukten gerechnet werden, so dass hier ein

Sicherheitsabstand zwischen der Kolbenkrone und Feuerplatte eingehalten werden muss.

Für die erste Phase der Verbrennung stellt die Turbulenz im Bereich der Zündkerze einen Haupteinflussfaktor da, da sie maßgeblich die Entflammung bestimmt. Das Ausbrennverhalten einer Mulde wird aber auch durch die insgesamt im Brennraum vorhandene Turbulenzdichte beeinflusst, so dass bei genauer Optimierung eines Brennraums stets beide Größen zu beachten sind. Eine ebenso große Rolle wie die Turbulenz stellt zudem das Geschwindigkeitsfeld im Brennraum da.

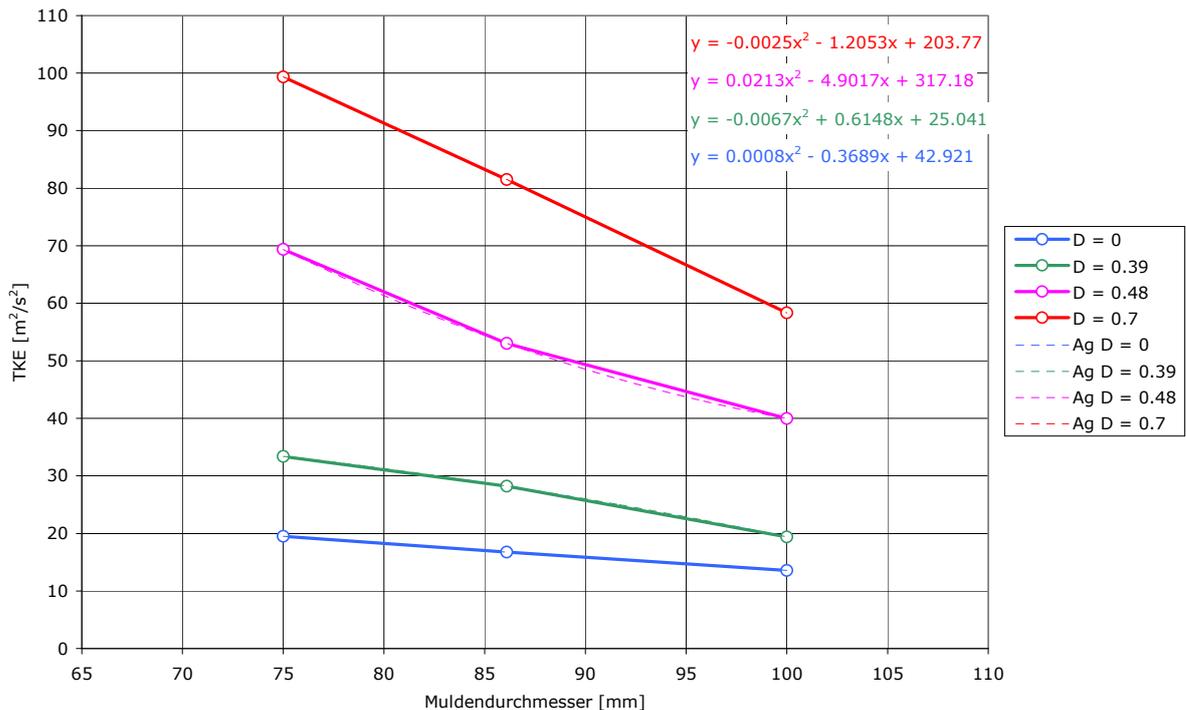


Abbildung 27: Einfluss des Muldendurchmessers und der Drallzahl bei einer Turbulenzmulde

In Abbildung 28 ist der Einfluss der Muldenform und die damit verbundene erreichbare Turbulenz dargestellt. Die Abszissenachse zeigt 4 verschiedene Drallzahlen, auf der Ordinatenachse wurde die sich einstellende Turbulenzdichte eingezeichnet. Wie man in der Darstellung sehen kann, können die Turbulenzmulden die Ladungsbewegung sehr viel stärker in Brennraumturbulenz umwandeln. Während sich bei drehsymmetrischen Mulden nur eine geringe Zunahme über der Drallzahl zeigt, steigt bei der untersuchten Turbulenzmulde die Turbulenz viel steiler an.

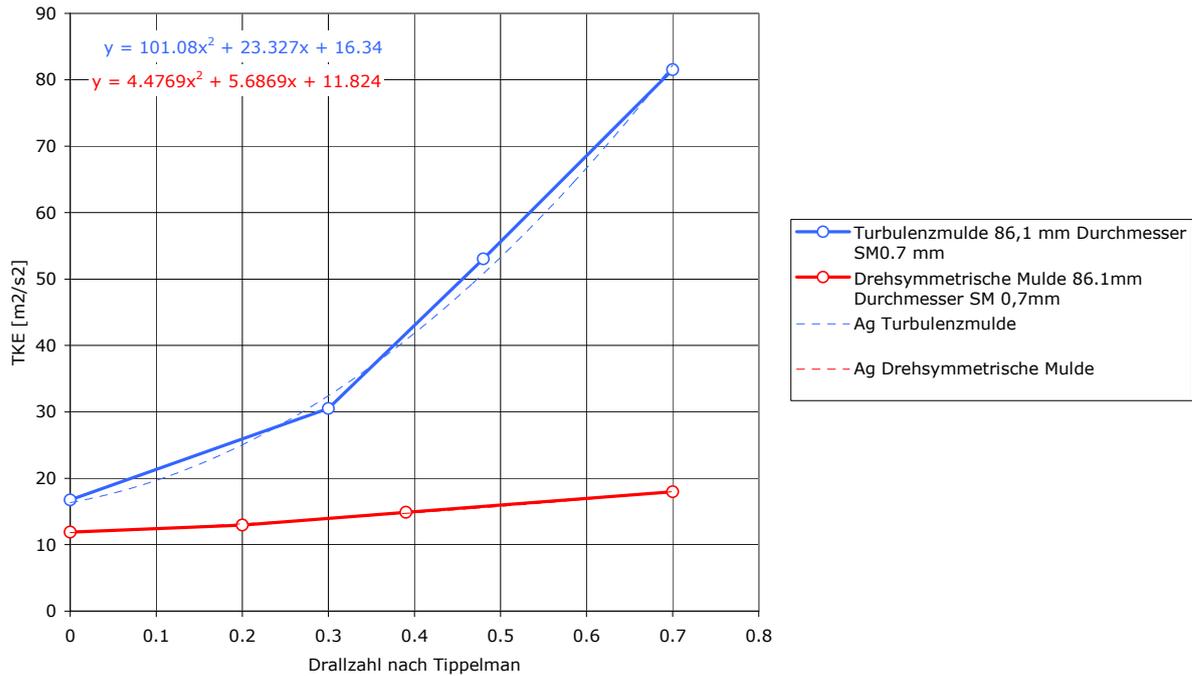


Abbildung 28: Einfluss der Muldenform auf die Brennraumbrenz

In Abbildung 29 ist das Ergebnis einer Untersuchung zum Zusammenhang zwischen der simulierten Brennraumbrenz und der maximalen Brennrate aus einer Messung mit 5 geometrisch ähnlichen Brennraumbrennen dargestellt. Der simulierten Brennraumbrenz zum Zündzeitpunkt ist hier die maximale Brennrate aus der Messung für denselben Betriebspunkt (konstante Last, ZYP und NOx-Emissionen sowie Verdichtungsverhältnis) gegenübergestellt. Wie man sehen kann ergibt sich eine deutliche Abhängigkeit zwischen der Brennrate und der Wurzel aus der Brennraumbrenz. Eine allgemeine Beziehung zur Beschreibung des Einflusses der turbulenten kinetischen Energie auf die Brennrate basiert auf dem Ansatz nach Magnussen und ist in Glg. (5.1) dargestellt, vgl. [36] und [37].

$$\frac{dQ}{dt} = C_{Mag} c_R V_{gem,verf} H_u \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{zyl}}} \tag{5.1}$$

Hier sind

dQ/dt	[J/°KW]	Brennrate
C_{Mag}	[-]	Magnussen Konstante (Modelkonstante)
c_R	[-]	ratenbestimmende Konzentration
$V_{gem,verf}$	[m3]	momentan zu Verfügung stehendes Gemischvolumen
H_u	[J/kg]	unterer Heizwert
V_{zyl}	[m3]	Zylindervolumen
k	[m2/s2]	Turbulenzdichte

Wie Gleichung (5.1) zeigt, hängt die Brennrate neben dem Heizwert H_u und dem gerade verfügbaren Kraftstoff auch von der Turbulenzdichte k im Brennraum ab.

Es wurde vorher schon darauf hingewiesen, dass ein derartiger Vergleich nur bei denselben Annahmen in der Simulation zulässig ist.

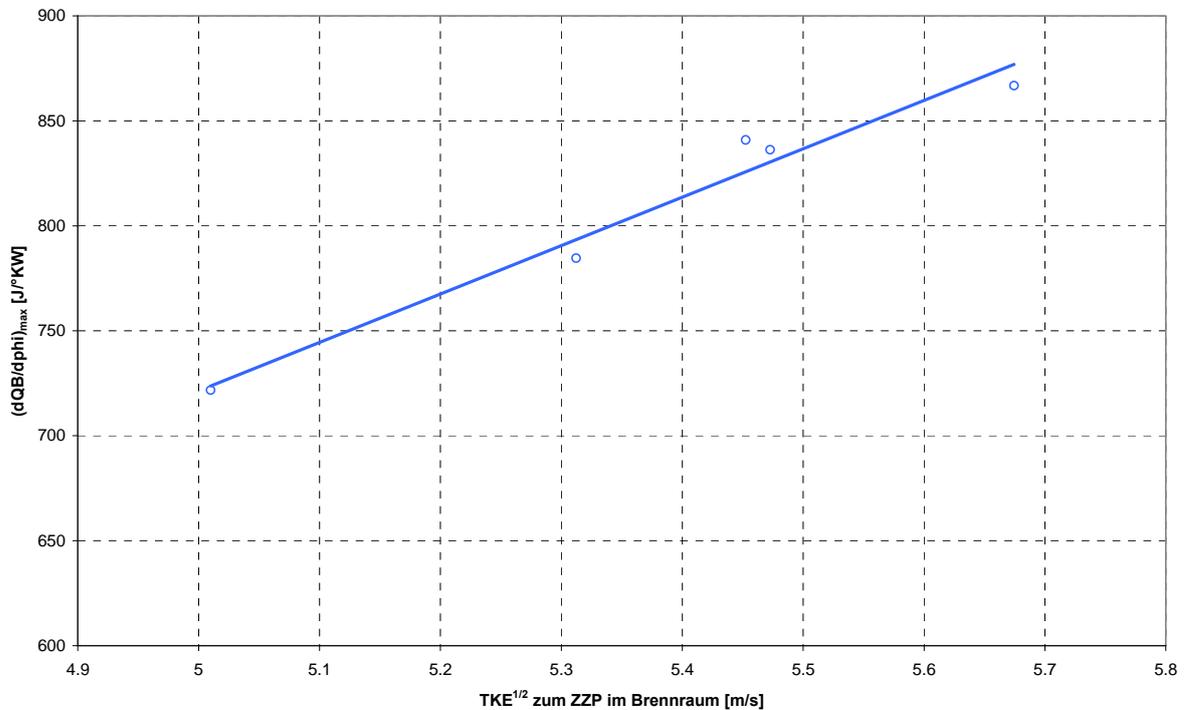


Abbildung 29: Korrelation Brennraumturbulenz und Brennrate bei Hochturbulenzmulden

Die turbulente kinetische Energie im Brennraum hat während der Verbrennungsphase entscheidenden Einfluss auf die Brennrate und damit Größen wie Brennraumdruck und Wirkungsgrad. Ein ausreichendes Maß an Turbulenz ist für das Erreichen einer raschen Verbrennung um den oberen Totpunkt unabdingbar, offen bleibt aber auf welchem Weg diese Turbulenz erzeugt wird. Neben der Turbulenz stellt das Luftverhältnis und die Zustandsgrößen Druck und Temperatur weitere Einstellschrauben zur Steuerung der Verbrennung da.

Im Folgenden sind verschiedene Möglichkeiten angeführt Turbulenz im Brennraum zu erzeugen, ohne eine Bewertung vorzunehmen.

Möglichkeiten zur Steuerung der Brennraumturbulenz:

- Brennraumgeometrie (Kanalform, Brennraumform)
- Steuerzeit
- Brennverfahren (direktgezündeter Motor, Kammermotor)
- Kraftstoffeinbringung (vorgemischt Zuführung, direkteinspritzend Verfahren)

Alle Maßnahmen zur Beeinflussung der Brennraumturbulenz können dabei einzeln, aber auch kombiniert zum Einsatz kommen.

5.2.2. Optimierung von Brennraummulden in Hinblick auf Verbrennung und Klopfverhalten

Basierend auf den Ergebnissen aus Kapitel 5.2.1 wurde versucht, das Klopfverhalten einer bestehenden Kolbenmulde zu optimieren. Es handelte sich hierbei um die in Abbildung 98 (Anhang) dargestellte Basisgeometrie.

Die Zielsetzung bei der Optimierung war die Vergrößerung des Abstandes zur Klopfgrenze unter der Randbedingung ähnlicher Prozesswerte hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Emissionen. Zu diesem Zweck wurde eine kombinierte Entwicklungsmethodik aus 3D-CFD-Simulation und Messung am Forschungsmotor gewählt. Im vorliegenden Kapitel soll beschrieben werden, wie durch diesen Ansatz das Klopfverhalten einer Kolbenmulde tatsächlich verbessert werden konnte.

Das Vorgehen bei der Optimierung mit der 3D-CFD-Simulation ist in Abbildung 30 dargestellt. Es wird hier nochmals detailliert der Teilbereich der Optimierung aus Abbildung 15 beschrieben. Ausgehend von einem Messpunkt am Forschungsmotor oder Vollmotor wurde ein 3D-CFD Modell der untersuchten Motorgeometrie erstellt. Mit dem Modell erfolgte die Simulation der Verbrennung und die Abstimmung der Modellparameter des Verbrennungsmodells und des Klopfmodells für verschiedene gemessene Betriebspunkte. Nachdem die Modelle ausreichend gut abgestimmt waren, konnte eine Untersuchung der Einflussgrößen auf das Klopfen im Brennraum erfolgen. Das Ergebnis der Untersuchung ist eine Aussage zu möglichen Abhilfemaßnahmen, die zu einer Verbesserung des Klopfverhaltens des untersuchten Brennraums führen können.

Für die Verifikation der Abhilfemaßnahmen wurden die optimierten Geometrien im Forschungsmotor eingebaut und das Motorverhalten am Motorenprüfstand überprüft.

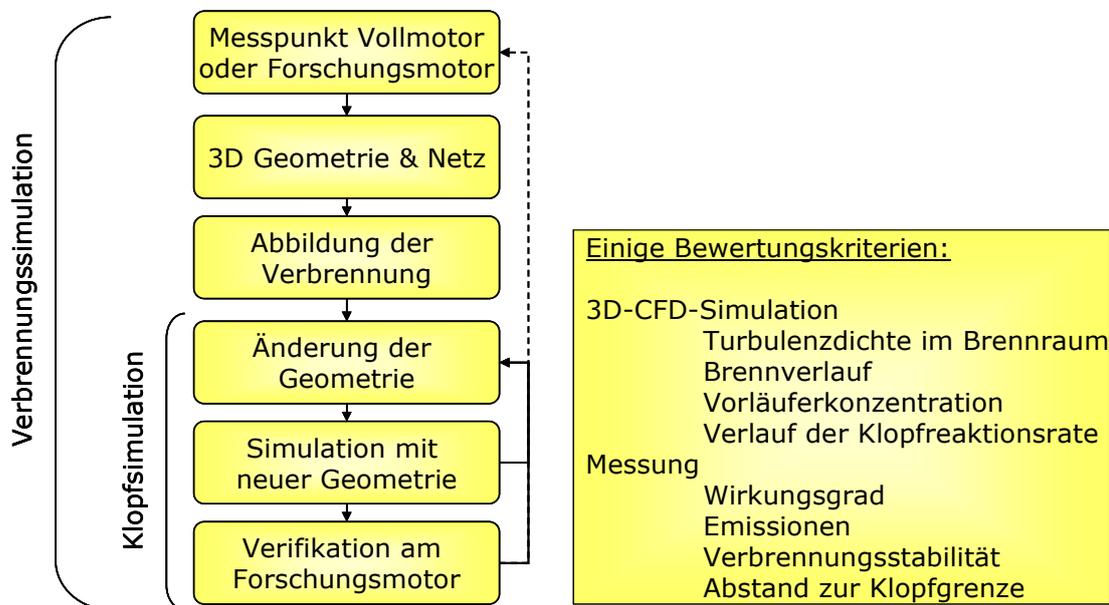


Abbildung 30: Vorgehen bei der Optimierung des Verbrennungs- und Klopfverhaltens

Auf Basis der in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Analyse wurden Kolbenmulden entwickelt, die ein vergrößertes Spaltmaß gegenüber der Basismulde besitzen und gleichzeitig die heißen Bereiche des Endgases durch Verrundung des Muldenbodens in die Muldenmitte verlagern, wo sie früher von der Flammenfront erfasst werden können

und nicht mehr für Klopfreaktionen zu Verfügung stehen. Die Mulden sind in Abbildung 100 bis Abbildung 104 (siehe Anhang) dargestellt. Die Kolben wurden mit A-F bezeichnet, wobei Kolben D in der Aufstellung fehlt, weil er geometrisch sehr ähnlich Kolben C ausgeführt wurde und seine Vermessung am Forschungsmotor aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden konnte.

In Tabelle 7 sind die wichtigsten Geometrieparameter der untersuchten Mulden zusammengefasst. In einem ersten Schritt wurde das Spaltmaß gegenüber der Basisgeometrie um 1 mm erhöht, wobei noch keine Maßnahmen zur Steigerung der Brennraumturbulenz unternommen wurden. Der Unterschied im Volumen zwischen Kolbenkrone und Feuerplatte wurde zum Verrunden des Muldenbodens im Falle von Kolben A und für eine Abschrägung im Falle von Kolben B verwendet. Die Zielsetzung war, einen Vorteil an der Klopfgrenze nur durch die Änderung der Mulde zu erreichen. Im nächsten Schritt wurde der Abstand des Muldenrands zur Zylinderachse reduziert, um so mehr Turbulenz im Brennraum zu erreichen und ein rascheres Anbrennen und verbessertes Ausbrennverhalten zu erzielen. Dies wurde bei Kolben C angewandt. Bei Kolben E und F wurde das Spaltmaß nochmals gesteigert und die Muldentiefe weiter reduziert. Ziel war es hier einerseits, zu untersuchen, ob sich trotz der zu erwartenden Verlangsamung der Verbrennung ein Vorteil im Abstand zur Klopfgrenze erreichen lässt und andererseits durch die Vermessung der Mulden mit Hilfe eines VisioKnock Messsystems den messtechnischen Beweis hierfür zu erbringen.

Bezeichnung	Verdichtungs- verhältnis [-]	Spaltmaß [mm]	Mulden- durchmesser [mm]	Minimaler Abstand zur Zylinderachse [mm]	Muldentiefe [mm]
Basis	12,8	1,5	86	18,5	49,7
Kolben A	12,8	2,5	90	18,5	48,7
Kolben B	12,8	2,5	90	18,5	45,7
Kolben C	12,8	2,5	93	16,5	45,7
Kolben E	12,8	5	92	25	32,5
Kolben F	12,8	3,5	90	18,5	41

Tabelle 7: Geometrieparameter der untersuchten Kolbenmuldenformen

Alle Mulden wurden mittels der 3D-CFD Simulation untersucht und hinsichtlich ihres Verbrennungs- und Klopfverhaltens bewertet. In einem ersten Schritt wurde der Einfluss der Geometriemodifikationen auf das Turbulenzniveau und damit auf die Verbrennung untersucht. In Abbildung 31 sind die Verläufe der Turbulenzdichte für die untersuchten Muldenformen im Bereich um den oberen Totpunkt dargestellt. Die Mittelung erfolgte über das gesamte Brennraumvolumen, zudem erfolgte eine Gewichtung durch die Masse der einzelnen Rechengitterzellen um einen Einfluss durch die Gittertopologie auszuschließen.

Die dunkel blaue Kurve zeigt hier den Fall der Basisgeometrie. Wie man sehen kann, erreichen die Kolben A und B ein ähnliches maximales Turbulenzniveau, das aber in seiner Lage um ca. 5 °KW früher verschoben ist. Kolben C hat ein deutlich höheres

maximales Niveau, fällt dann aber ähnlich ab wie die anderen Kolben. Im Bereich nach ZOT entspricht der Verlauf der Turbulenzdichte aber am ehesten dem der Basisgeometrie. Wie zu erwarten liegen die Kolben E und F deutlich unter dem Verlauf für die Basisgeometrie, wobei der Kolben E insgesamt die niedrigste Turbulenzdichte im Brennraum aufweist.

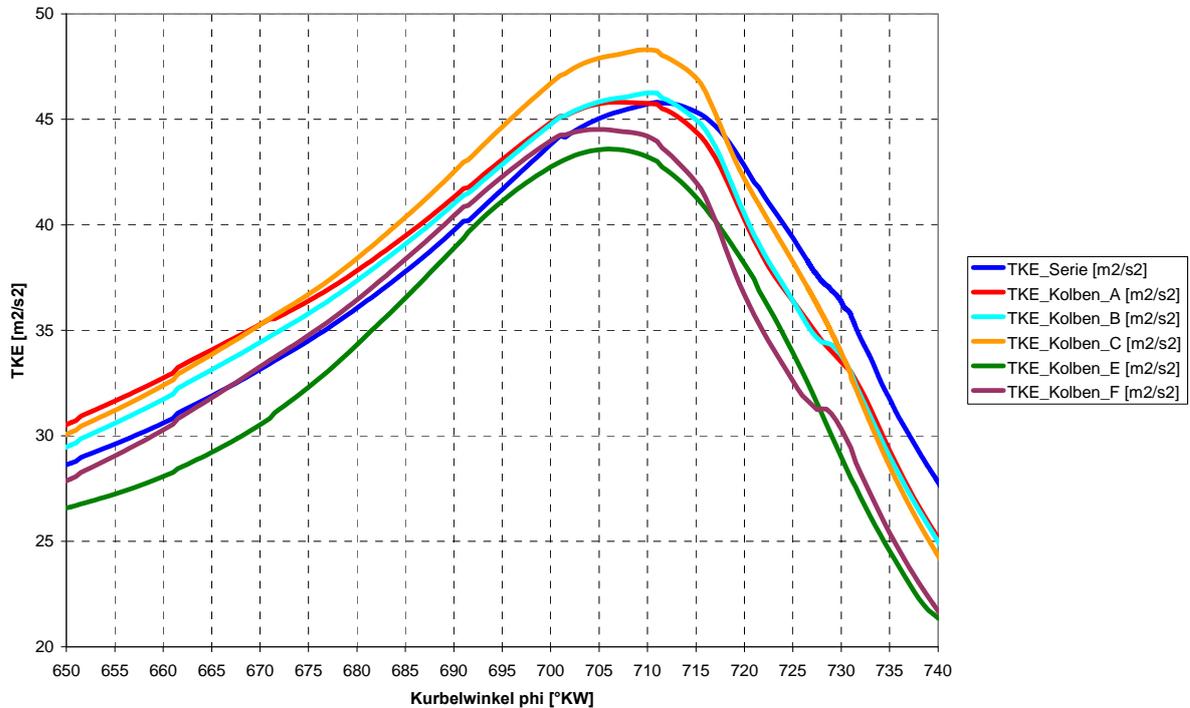


Abbildung 31: Vergleich Turbulenzdichte in den optimierten Mulden

In Tabelle 8 sind dem maximalen Wert der Turbulenzdichte die gemittelten Werte zwischen 715 und 740 °KW sowie 700 und 710 °KW gegenübergestellt. Der Wert der maximalen Turbulenzdichte während der Kompressionsphase kann als Potential der Kolbenmulde für einen raschen Verbrennungsablauf interpretiert werden. Die mittlere Turbulenzdichte zwischen 700 und 715 °KW bestimmt bei direktgezündeten Motoren mit offenem Brennraum wesentlich den Beginn der Verbrennung und das Anbrennverhalten. Die mittlere Turbulenzdichte im Bereich zwischen 715 und 740 °KW kann als Kennwert für das Ausbrennverhalten herangezogen werden. Die hier vorgestellten Ergebnisse lassen bei Kolben A ein Anbrennen wie bei der Basisgeometrie aber eine verzögertes Ausbrennen erwarten. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch bei Kolben B. Kolben C besitzt das größte Potential, eine Verbrennung ähnlich wie die Basisgeometrie zu erreichen. Bei Kolben E und Kolben F ist jedenfalls mit einer Verlangsamung der Verbrennung zu rechnen.

	Maximale TKE [m2/s2]	Mittlere TKE [m2/s2] zwischen 700 und 715 °KW	Mittlere TKE [m2/s2] zwischen 715 und 740 °KW
Basisgeometrie	45,6	44,9	37,3
Kolben A	45,5	47,7	34,8
Kolben B	46,0	45,7	34,9

Kolben C	48,2	47,7	35,7
Kolben E	43,5	41,4	31,3
Kolben F	44,5	43,9	31,3

Tabelle 8: Turbulenz zum ZOT der verschiedenen Kolbenmulden

Die Erklärung für dieses Verhalten kann anhand der nötigen geometrischen Veränderungen der Mulden erfolgen. Wie in Tabelle 7 dargestellt besitzen Kolben A und Kolben B im Vergleich zur Basisgeometrie größere Muldendurchmesser bei gleichzeitig reduziertem Spaltmaß. Wie schon in Kapitel 5.2.1 beschrieben führen diese Maßnahmen aber zu einer Abnahme der Turbulenzdichte im Brennraum und damit zu einer langsameren Brenngeschwindigkeit. Bei Kolben C wurde durch eine Reduktion des minimalen Abstands des Muldenrands zur Brennraumachse versucht, die Brennraumberturbulenz zu erhöhen. Wie in Tabelle 8 dargestellt konnte dies auch erreicht werden. Bei Kolben E und F wurde wie bei allen Mulden auch das Verhältnis zwischen Muldenvolumen und Volumen im Quetschspalt verändert. Zugleich wurden Verrundungen in der Mulde vorgenommen, um besonders heiße Bereiche früher von der Flammenfront erfassen zu lassen.

Die einzelnen Mulden wurden hinsichtlich ihres Klopfverhaltens mit dem in Kapitel 3.2.2 beschriebenen AnB-Klopfmodell hinsichtlich ihres Klopfverhaltens untersucht. Das Ergebnis der Simulation für einen abgestimmten klopfenden Betriebspunkt ist in Abbildung 32 dargestellt. Hier sind im Kurbelwinkelbereich zwischen 710 °KW und 750 °KW die Verläufe der gemittelten virtuellen Vorläuferkonzentration und der gemittelten Klopfreaktionsrate dargestellt.

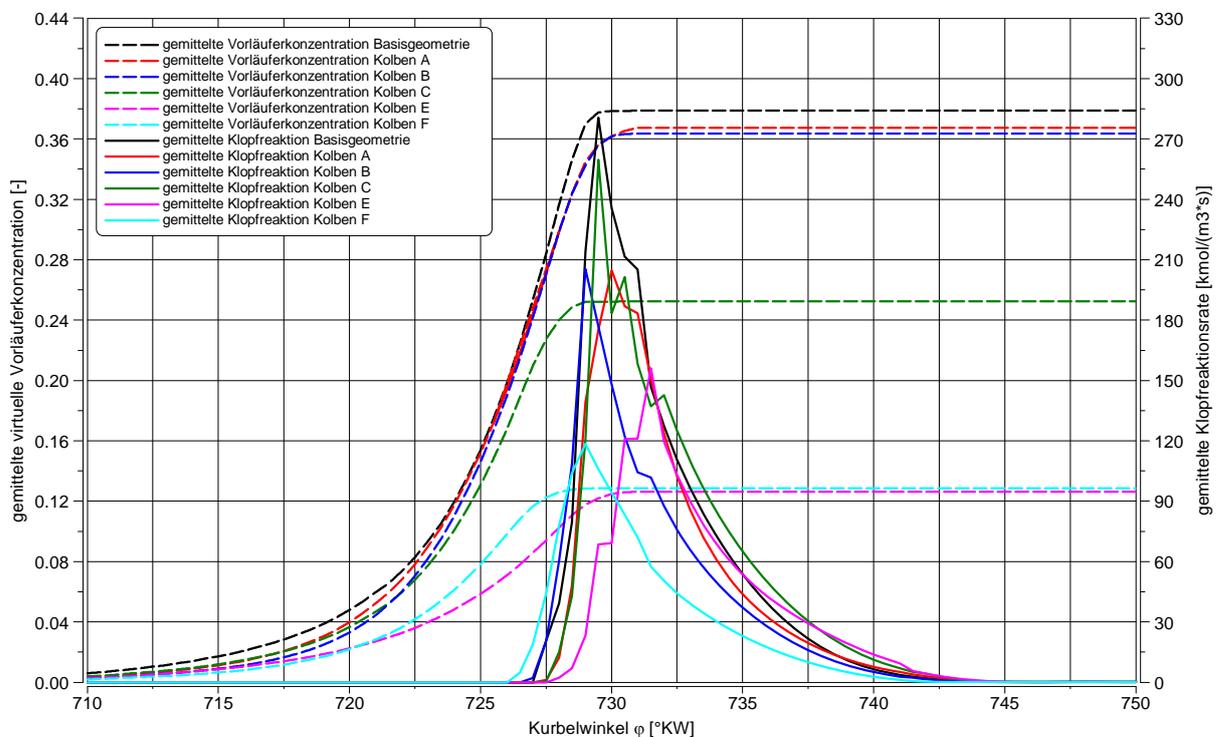


Abbildung 32: Auswirkung der Kolbenmuldenform auf Vorläuferkonzentration und Klopfrate

Wie man erkennen kann, ergeben sich für die einzelnen Kolben deutlich unterschiedliche Verläufe. Die Basisgeometrie erreicht insgesamt den höchsten Wert der virtuellen Vorläuferkonzentration. Da es sich hier um einen integralen Wert handelt, lässt sich dieser Effekt durch den Verlauf der Verbrennung erklären. Bei allen anderen Mulden werden Bereiche mit erhöhter Temperatur früher von der Flammenfront erfasst und können zu diesem integralen Wert keinen weiteren Anteil mehr liefern. Die Bereiche im Volumen zwischen Feuerplatte und Kolbenkrone sind aber durch den für diesen Motor typischen Ladungswechsel tendenziell kühler und haben daher weniger Einfluss auf die im Endgas ablaufenden Vorreaktionen. Bei einer Analyse des Ladungswechsels zeigte sich, dass das Gemisch im Bereich zwischen der Kolbenkrone und Feuerplatte bis zu Verbrennungsbeginn deutlich kühler bleibt, als in der Mulde. Dieser Zusammenhang ist auch in Abbildung 17 dargestellt.

Kolben A und Kolben B liegen im Maximalwert der virtuellen Vorläuferkonzentration etwas unterhalb der Basisgeometrie. Kolben C liegt deutlich darunter. Bei Kolben C führt die raschere Verbrennung zu einem raschen Erfassen der kritischen Bereiche und daher zu einem insgesamt niedrigeren Niveau dieser Größe. Wie dargestellt erreichen Kolben E und F das absolut niedrigste Niveau der Vorläuferkonzentration. Dies lässt sich mit dem reduzierten Muldenvolumen und der damit homogenen Temperaturverteilung im Brennraum begründen.

Auf der zweiten γ -Achse ist die Klopfreaktionsrate und damit die Kraftstoffumsetzung aus der klopfenden Verbrennung dargestellt. Zum Bewerten der einzelnen Mulden können hier der Beginn der ersten Klopfreaktion, die maximalen Werte als Korrelation mit den zu erwartenden Druckamplituden und der integrale Wert als Aussage bezüglich der insgesamt durch die klopfende Verbrennung erfassten Kraftstoffmasse herangezogen werden. Wie im Diagramm zu sehen ist, besitzt die Basisgeometrie den höchsten maximalen Wert. Kolben C liegt hier etwas unterhalb aber doch deutlich über den anderen optimierten Kolben. Die Hauptursache hierfür ist der durch die höhere Turbulenz bedingte raschere Anstieg des Brennraumdrucks und der Brennraumtemperatur. Dies führt dazu, dass in mehreren Bereichen des Brennraums gleichzeitig eine klopfende Verbrennung beginnt, was eben mit gesteigerten Klopfreaktionsraten verbunden ist. Die Kolben A und B haben bedingt durch ihre ähnliche Form ähnlich hohe Werte hinsichtlich der Klopfreaktionsrate. Kolben E und F besitzen eher niedrige maximale Werte. Für eine bessere Übersichtlichkeit wurden die integralen Werte (blaue Balken) und die Unterschiede im Klopfbeginn (rote Balken) in einem Diagramm zusammengefasst und in Abbildung 33 dargestellt.

Hinsichtlich der integralen Klopfreaktionsrate besitzt die Basisgeometrie die höchsten Werte. Kolben A und Kolben B zeigen hier eine deutliche Abnahme. Kolben C liegt hier im Bereich der Basisgeometrie. Kolben E und Kolben F weisen eine weitere deutliche Abnahme auf. Die Ursache für den hohen Wert bei Kolben C ist die rasche Verbrennung und damit der hinsichtlich des Klopfens nachteilige rasche Anstieg des Brennraumdrucks und der Brennraumtemperatur. Kommt es bei Kolben C also zum Klopfen, so wird ähnlich viel Kraftstoff umgesetzt, wie bei der Basisgeometrie. Der Unterschied hinsichtlich des Beginns der ersten Klopfreaktion ist in Abbildung 33 anhand der roten Balken dargestellt. Hier kann man erkennen, dass Kolben A zwar einen Vorteil von 1 Grad Kurbelwinkel erreicht, dieser Vorteil bei Kolben B aber nicht auftritt. Kolben C kann hier einen klaren Vorteil erreichen, dasselbe gilt auch für

Kolben E. Lediglich bei Kolben F tritt Klopfen schon früher als bei der Basisgeometrie auf.

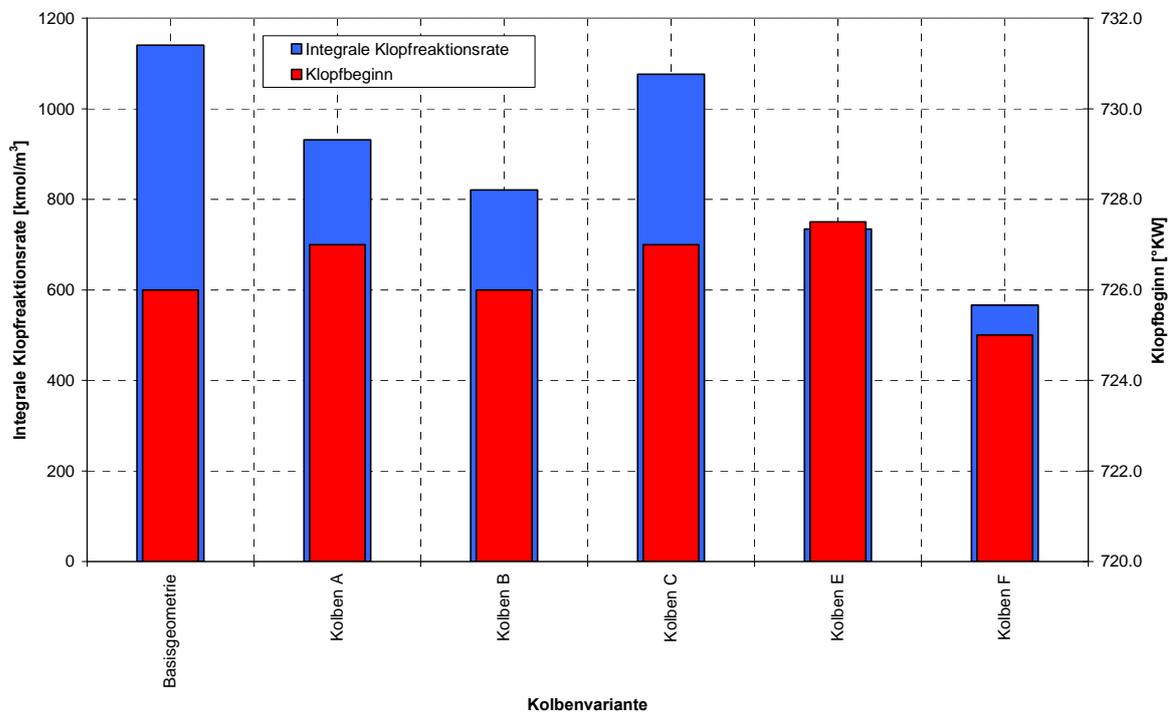


Abbildung 33: Integrale Klopfreaktionsrate und Einfluss auf den Klopfbeginn

Betrachtet man die Muster der roten und blauen Balken, so fällt auf, dass sich keine durchgängige Korrelation zwischen der integralen Klopfreaktionsrate und dem Beginn der ersten Klopfreaktion herstellen lässt. Dies leuchtet ein, da der Klopfbeginn im Wesentlichen von der lokalen Verteilung von Druck und Temperatur im Endgas bestimmt wird. Durch die Formgebung der Mulden wurde versucht, diese Werte möglichst lange auf niedrigem Niveau zu halten und so den Klopfbeginn zu verzögern. Die integrale Klopfreaktionsrate wird aber durch den bei klopfender Verbrennung im Endgas noch nicht verbrannten Kraftstoff definiert, dessen Verbrauch vom bisherigen Verlauf der Verbrennung abhängt. Eine Korrelation lässt sich daher nicht herstellen. Zudem fällt auf, dass Kolben C einen klaren Vorteil bezüglich des Klopfbeginns aufweist, die Klopfreaktionsrate aber ähnlich hoch ist wie bei der Basisgeometrie. Dies lässt sich auf die raschere Verbrennung durch die erhöhte Turbulenzdichte im Brennraum zurückführen. Es gelingt hier, die heißen Bereiche in der Mulde rasch zu verbrennen und damit einen zeitlichen Vorteil hinsichtlich des Klopfbeginns zu erzielen. Kommt es aber schließlich zu einer klopfenden Verbrennung, so steht durch das erhöhte Spaltmaß im Quetschvolumen mehr Kraftstoff zu Verfügung, der die gesteigerte integrale Klopfreaktionsrate erklärt.

Es muss hier darauf hingewiesen werden, dass sich aus dem gemittelten Verlauf der Vorläuferkonzentration allein noch keine Aussage zum Klopfen machen lässt. Für den Klopfbeginn ist nicht die mittlere sondern die lokale maximale Vorläuferkonzentration entscheidend. Den größten Einfluss auf den maximalen Wert der Vorläuferkonzentration hat die Verteilung der lokalen Gemischtemperatur im Endgas.

Diese ist stark unterschiedlich, so dass eine generelle Bewertung der Mulden anhand dieser Verläufe alleine nicht möglich ist. Für eine Bewertung des Brennraums eignet sich daher die gemittelte Vorläuferkonzentration besser, da sie den Einfluss der Geometrie und das Zusammenwirken mit der Verbrennung global beschreibt. Deshalb wurde für Abbildung 32 diese Darstellung gewählt. Bei der Optimierung der einzelnen Mulden wurde der unterschiedlichen Temperaturverteilung Rechnung getragen, indem nach einer entsprechenden Analyse der einzelnen Muldenformen für jede individuell geometrische Veränderungen wie Verrundungen und Schrägen vorgesehen wurden, um heiße Bereiche im Endgas der Mulde früher von der Flammenfront erfassen zu lassen.

In der Folge wurde untersucht, ob die Zielsetzung der Verlagerung des Klopfortes aus den kritischen Bereichen in der Kolbenmulde in der Simulation nachvollziehbar ist. Hierfür wurde für die einzelnen Kolbenmulden der Ort der Klopfreaktionen jeweils zu Klopfbeginn ausgewertet.

In Abbildung 34 ist in der ersten Zeile das Ergebnis für die Basisgeometrie dargestellt. Wie man erkennen kann, tritt die erste Klopfreaktion in der Kolbenmulde auf. Erst im weiteren Verlauf der Verbrennung kommt es dann zu Klopfreaktionen auch im Quetschvolumen zwischen Kolbenkrone und Feuerplatte. Die zweite und dritte Zeile zeigen das Ergebnis für Kolben A und B. Durch die Formgebung der Mulde und das Verkleinern des Muldenvolumens konnte eine Verlagerung der Klopfreaktionen in den Bereich des Quetschspalts erzielt werden. Am Muldenrand treten nur noch geringe Klopfreaktionen auf. Dieser Bereich entspricht gerade jenen Zonen, die in der Mulde zuletzt von der Flammenfront erfasst werden. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch bei Kolben C. Hier tritt Klopfen aber fast ausschließlich nur mehr im Bereich zwischen der Kolbenkrone und der Feuerplatte auf. Dies lässt sich auf die etwas gesteigerte Verbrennungsgeschwindigkeit durch die höhere Brennraumturbulenz zurückführen. Eine raschere Verbrennung hat ein schnelleres Durchbrennen der Kolbenmulde zur Folge und damit steht hier kein Kraftstoff für eine klopfende Verbrennung mehr zu Verfügung. Bei Kolben E brennt die Mulde komplett aus, ehe eine erste klopfende Verbrennung auftritt. Hinsichtlich der Verlagerung des Klopfortes zeigt dieser Kolben das größte Potential. Bei Kolben F tritt Klopfen am Muldenrand auf. Eine komplette Verlagerung des Klopfortes ähnlich Kolben E kann hier nicht erreicht werden. Ursache ist die bei Kolben F deutlich verlangsamte Verbrennung.

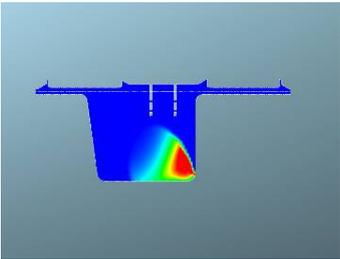
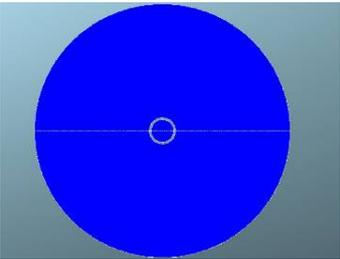
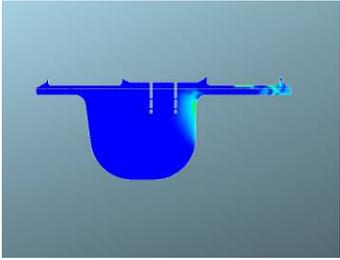
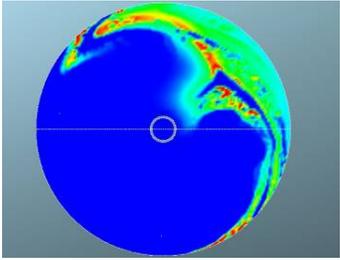
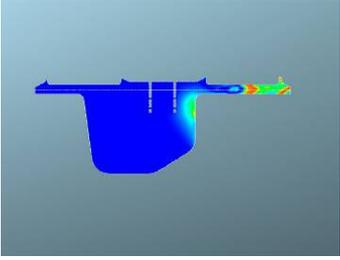
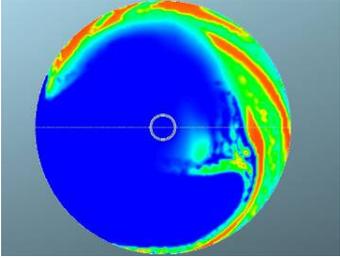
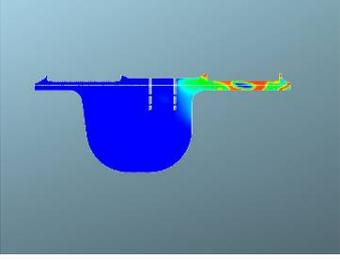
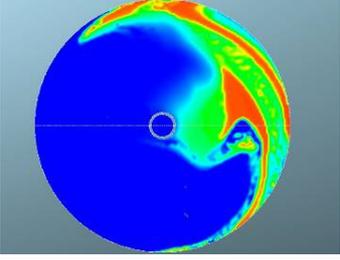
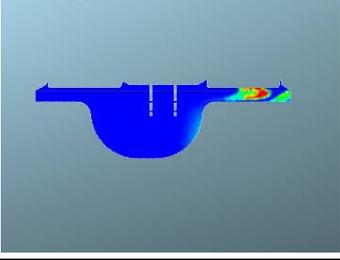
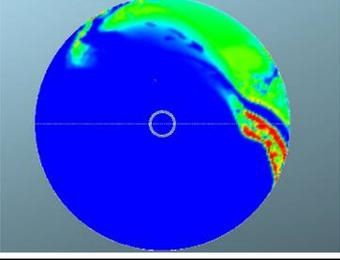
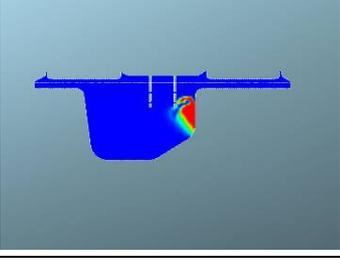
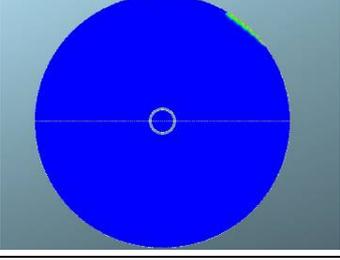
	Schnitt normal y-Achse	Schnitt normal z-Achse
Basisgeometrie [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		
Kolben A [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		
Kolben B [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		
Kolben C [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		
Kolben E [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		
Kolben F [0 .. 100 mol/(m ³ s)]		

Abbildung 34: Vergleich des Klopforts bei den optimierten Mulden anhand der Klopfreaktionsrate des ersten Klopfereignisses

5.2.3. Verifikation der Simulationsergebnisse

Die Aussagen der 3D-CFD Simulation hinsichtlich der zu erwartenden Eigenschaften der einzelnen Kolben wurden am 1-Zylinder Forschungsmotor durch Vergleichsmessungen verifiziert. Hierfür wurden die Basisgeometrie, Kolben A, Kolben B, Kolben C, Kolben E und Kolben F demselben Messprogramm unterzogen und die Ergebnisse für die einzelnen Kolben verglichen.

Die Untersuchungen erfolgten dabei in 3 Schritten. Zuerst wurde für alle Kolben ein Betriebskennfeld vermessen. Hierfür wurde bei indizierten Mitteldrücken von 17,5, 19,5, 21,5 und 23,5 bar jeweils die Klopf, die Aussetzergrenze und der TA-Luft Grenzwert bei einem Zündzeitpunkt von 24 °KW v. ZOT bestimmt.

Im zweiten Schritt wurde der Zündzeitpunkt an der Klopfgrenze festgestellt. Hiefür wurde für eine Methanzahl von 70 bei konstanten NO_x-Emissionen von 500 mg/Nm³ der Zündzeitpunkt bei allen 4 Mitteldrücken solange nach früh verstellt, bis sich eine definierte Klopfhäufigkeit von 60% einstellte. Die NO_x-Emissionen wurden hierfür durch Nachregeln des Luftverhältnisses konstant gehalten. Das Ergebnis dieser Messungen ist der Zündzeitpunkt, bei dem sich Klopfen in einer definierten Häufigkeit von 60% für den jeweiligen Kolben einstellt.

Im dritten Schritt wurden optische Messungen mittels des in Kapitel 4.2 beschriebenen VisioKnock-Adapters durchgeführt. Als Aussage dieser Messungen konnte eine Verifikation der mit der 3D-CFD Simulation festgestellten Klopforte durchgeführt werden.

In Abbildung 35 sind für alle Kolben für die 4 vermessenen Lasten jeweils für den Betriebspunkt bei TA-Luft (500 mg NO_x/Nm³) einige ausgewählte Messwerte einander gegenübergestellt worden.

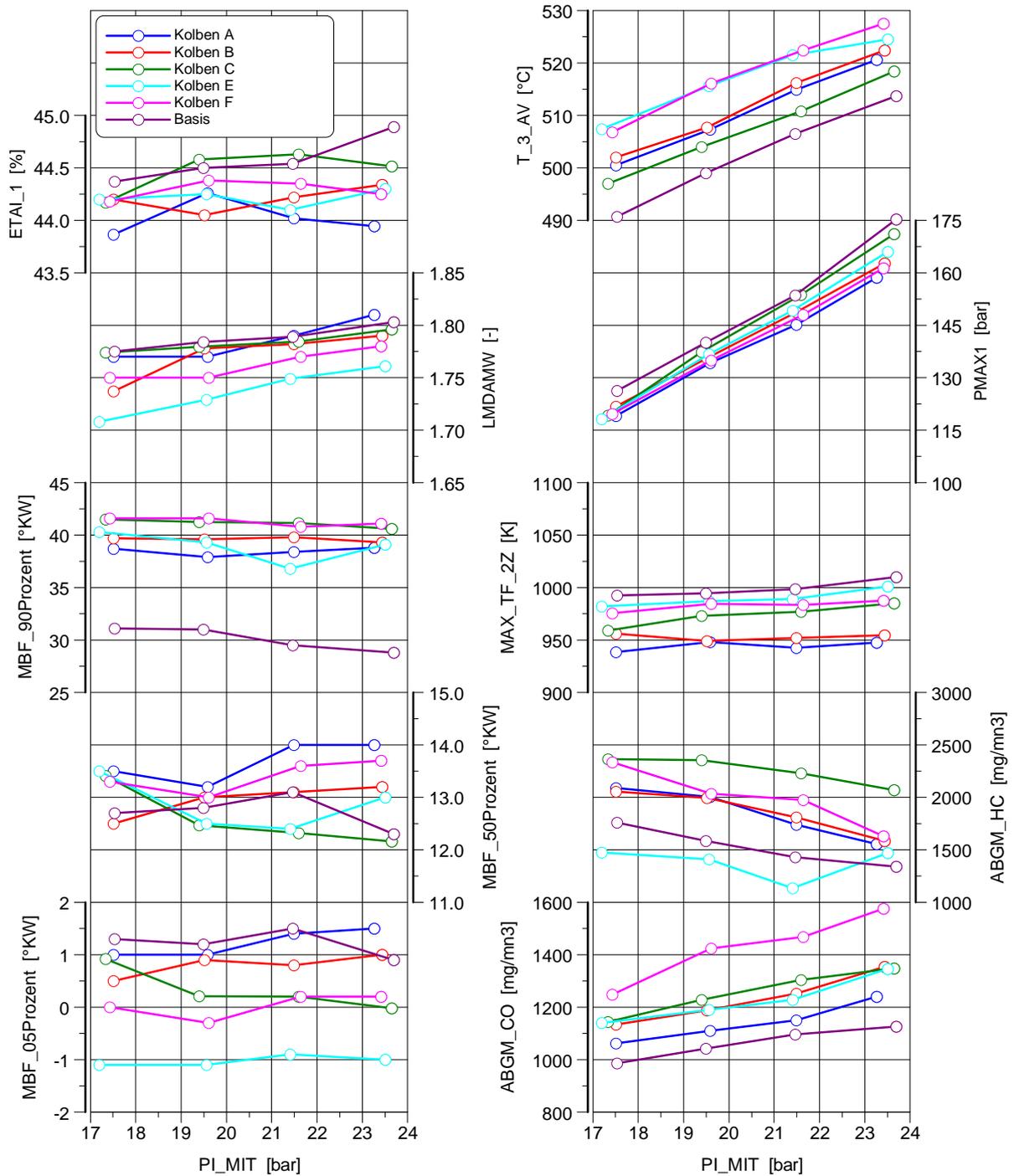


Abbildung 35: Vergleich langsame Messdaten der optimierten Kolben bei TA-Luft

Auf dem linken Diagramm in Abbildung 35 sind neben den 5%, 50% und 90%-Massenumsatzpunkten das Luftverhältnis und der indizierte Wirkungsgrad dargestellt. Das rechte Diagramm zeigt die gemessenen HC- und CO-Emissionen der einzelnen Betriebspunkte, den gemessenen Spitzendruck, die Abgastemperatur im Auslasskanal des Zylinderkopfs und die analysierte maximale Temperatur der unverbrannten Zone.

Für Kolben A liegt der 50%-Umsatzpunkt etwa 1° KW später als bei der Basisgeometrie. Deutliche Nachteile ergeben sich im Ausbrennverhalten, wo es zu einer Verschiebung der Verbrennung kommt. Dies erklärt auch die deutlich erhöhten Werte an HC- und CO-Emissionen. Das Luftverhältnis ist bei Kolben A und der

Basisgeometrie etwa gleich. Durch die spätere Lage der Verbrennung und die gesteigerten Verluste durch die unvollständige Verbrennung kommt es zu einer Abnahme des indizierten Wirkungsgrades um 0,5%-Punkte. Gleichzeitig ergibt sich durch das verzögerte Ausbrennen eine höhere gemessene Abgastemperatur und durch die spätere Schwerpunktlage ein niedrigerer Spitzendruck. Die maximale Temperatur der unverbrannten Zone aus der Analyse der einzelnen Betriebspunkte, kann als Abstand zur Klopfgrenze interpretiert werden. Höhere Werte bedeuten einen Betrieb näher an der Grenztemperatur, ab der für ein bestimmtes Verbrennungskonzept und ein bestimmtes Treibgas Klopfen auftritt. Hier ergibt sich für Kolben A ein Unterschied von 50 K zur Basisgeometrie, der aber zum Teil auch auf die spätere Schwerpunktlage zurückzuführen ist. Die Messergebnisse für Kolben A decken sich mit den Ergebnissen der durchgeführten Simulationen. Auch hier konnte ein Vorteil an der Klopfgrenze bei einer verschleppten Verbrennung festgestellt werden.

Für Kolben B ergibt sich ein ähnliches Bild. Der 50%-Massenumsatzpunkt liegt hier aber deutlich näher bei der Basisgeometrie. Auch hier zeigt sich wieder das verschleppte Brennende, das auf die niedrigere Brennraumturbulenz zurückzuführen ist. Das zur Einhaltung des TA-Luft-Grenzwertes nötige Luftverhältnis entspricht dem der Basisgeometrie. Die HC- und CO-Emissionen sind gegenüber der Basisgeometrie erhöht, so dass sich ein indizierter Wirkungsgrad von 0,25%-Punkten unter dem der Basisgeometrie ergibt. Aus den späten 90%-Massenumsatzpunkten folgen hohe gemessene Abgastemperaturen im Auslasskanal. Der Spitzendruck ist durch den späteren Umsatzpunkt etwas niedriger als bei der Basisgeometrie. Auch hier ergibt sich in allen dargestellten Betriebspunkten eine niedrigere Temperatur der unverbrannten Zone. Das Ergebnis deckt sich damit weitestgehend mit dem Simulationsergebnis, wobei sowohl bei Kolben A als auch bei Kolben B weitere Maßnahmen zu Verbesserung des deutlich schlechteren Ausbrennverhaltens notwendig sind. Ein Ansatzpunkt hierfür ist es, die Turbulenzdichte im Quetschvolumen zwischen der Feuerplatte und der Kolbenkrone zu erhöhen, um hier ein Durchbrennen der Flammenfront bis an den Brennraumrand zu erreichen. Zusätzlich kann auch die Feuersteggeometrie optimiert werden, um hier die HC- und CO-Emissionen zu reduzieren, wobei da der Kolben aus einer Aluminiumlegierung gefertigt wird zu geringe Feuersteghöhen zu vermeiden sind.

Bei Kolben C kommt es zu einer deutlichen Verbesserung der Lage der Verbrennung. Durch die höhere Brennraumturbulenz ergibt sich ein gegenüber der Basisgeometrie um 0,5 °KW früherer 50%-Massenumsatzpunkt, wobei aber auch hier wieder ein deutlich späteres Brennende als bei der Basisgeometrie auftritt. Das Luftverhältnis befindet sich in etwa im Niveau der Basisgeometrie, durch das schlechte Ausbrennen ergeben sich aber deutlich gesteigerte HC- und CO-Emissionen. Trotzdem ist gegenüber der Basisgeometrie ein Vorteil im indizierten Wirkungsgrad zu erkennen, der auf die frühere Schwerpunktlage zurückzuführen ist. Der Spitzendruck liegt im Bereich der Basisgeometrie, die gemessene Temperatur im Auslasskanals liegt etwas über dem Wert der Basisgeometrie. Die Temperatur der unverbrannten Zone liegt bei Kolben C 20 K unter dem Wert der Basisgeometrie, obwohl die Verbrennung einen früheren Schwerpunkt besitzt. Diesen Unterschied im Temperaturniveau kann als Vorteil dem Kolben zugerechnet werden, da alle anderen Betriebsparameter gleich sind. Die Messergebnisse stimmen weitestgehend mit den Ergebnissen der Simulation

überein. Hier zeigte sich für Kolben C eine gesteigerte Turbulenz und damit eine frühere Verbrennungslage. Ein Vorteil im Klopfabstand konnte nachgewiesen werden.

Kolben E muss wegen der geringen Brennraumturbulenz aufgrund des stark vergrößerten Spaltmaßes mit einem deutlich niedrigeren Luftverhältnis betrieben werden. Es ergibt sich dadurch ein 50%-Massenumsatzpunkt, der etwa 0,5 °KW vor der Basisgeometrie liegt. Die HC- und CO-Emissionen sind durch das niedrige Luftverhältnis deutlich gegenüber den anderen Kolben reduziert und liegen etwas über den Messwerten der Basisgeometrie. Der indizierte Wirkungsgrad liegt etwa 0,5%-Punkte unter dem der Basisgeometrie, was auf das deutlich niedrigere Luftverhältnis zurückzuführen ist. Der Spitzendruck liegt etwas unterhalb der Basisgeometrie, die gemessene Abgastemperatur ist deutlich erhöht, was auf das hohe Luftverhältnis und den späten 90%-Massenumsatzpunkt zurückzuführen ist. Die Temperatur der unverbrannten Zone ist etwa 5 K niedriger, als bei der Basisgeometrie. Auch hier ergibt sich hinsichtlich der Verbrennung eine Übereinstimmung mit den Ergebnissen der 3D-CFD-Simulation. Ebenso wird der Vorteil im Klopfverhalten in der Simulation nachgewiesen.

Bei Kolben F zeigt sich ein ähnliches Bild, wie bei Kolben E, wobei durch die tiefere Kolbenmulde und die damit verbundene höhere Brennraumturbulenz das Luftverhältnis nicht derart stark abgesenkt werden muss. Es liegt aber deutlich unter dem der Basisgeometrie. Der 50%-Massenumsatzpunkt liegt bei Kolben F 0,5 °KW hinter dem der Basisgeometrie. Auch hier zeigt sich wieder das sehr verschleppte Verbrennungsverhalten. Sowohl die gemessenen HC- als auch CO-Emissionen sind deutlich gegenüber der Basisgeometrie gesteigert. Der indizierte Wirkungsgrad liegt 0,25 %-Punkte unter dem der Basisgeometrie. Auch hier zeigt sich durch die verschleppte Verbrennung eine hohe gemessene Temperatur im Auslasskanal. Die Temperatur der unverbrannten Zone liegt um 5 K niedriger als bei der Basisgeometrie. In der 3D-CFD-Simulation kann das Verbrennungsverhalten mit der verschleppten Verbrennung erkannt werden. Hinsichtlich des Klopfabstandes wird aber kein Vorteil erkannt.

In Abbildung 36 sind für alle untersuchten Kolben die gemessenen Lambdawerte an der Klopf- und Aussetzergrenze dargestellt. Diese können als Betriebsgrenzen des entsprechenden Brennraums aufgefasst werden. Wie in der Darstellung zu erkennen ist, liegt die Aussetzergrenze bei der Basisgeometrie, Kolben A, Kolben B und Kolben C etwa bei demselben Luftverhältnis. Nur die Mulden E und F mussten deutlich fetter betrieben werden.

An der Klopfgrenze zeigen alle Kolben Vorteile gegenüber der Basisgeometrie. Hier müssen alle Formen mit einem deutlich niedrigeren Luftverhältnis betrieben werden, um dieselbe Klopfhäufigkeit zu erreichen. Dieser Umstand kann beim Betrieb am Vollmotor als Vorteil genutzt werden. Eine Möglichkeit besteht in der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses, um so den Wirkungsgrad zu steigern. Bei Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ergibt sich ein reduzierter Abstand zur Klopfgrenze, der durch die Optimierung der Brennraumform kompensiert werden kann. Zudem kann in ähnlicher Weise der Mitteldruck p_i angehoben werden. Auch diese Maßnahme hat ohne Kompensation eine Reduktion des Abstandes zur Klopfgrenze zu Folge. Als weitere Möglichkeit kann ein Einsatz bei Gasen mit reduzierter Methanzahl angedacht werden.

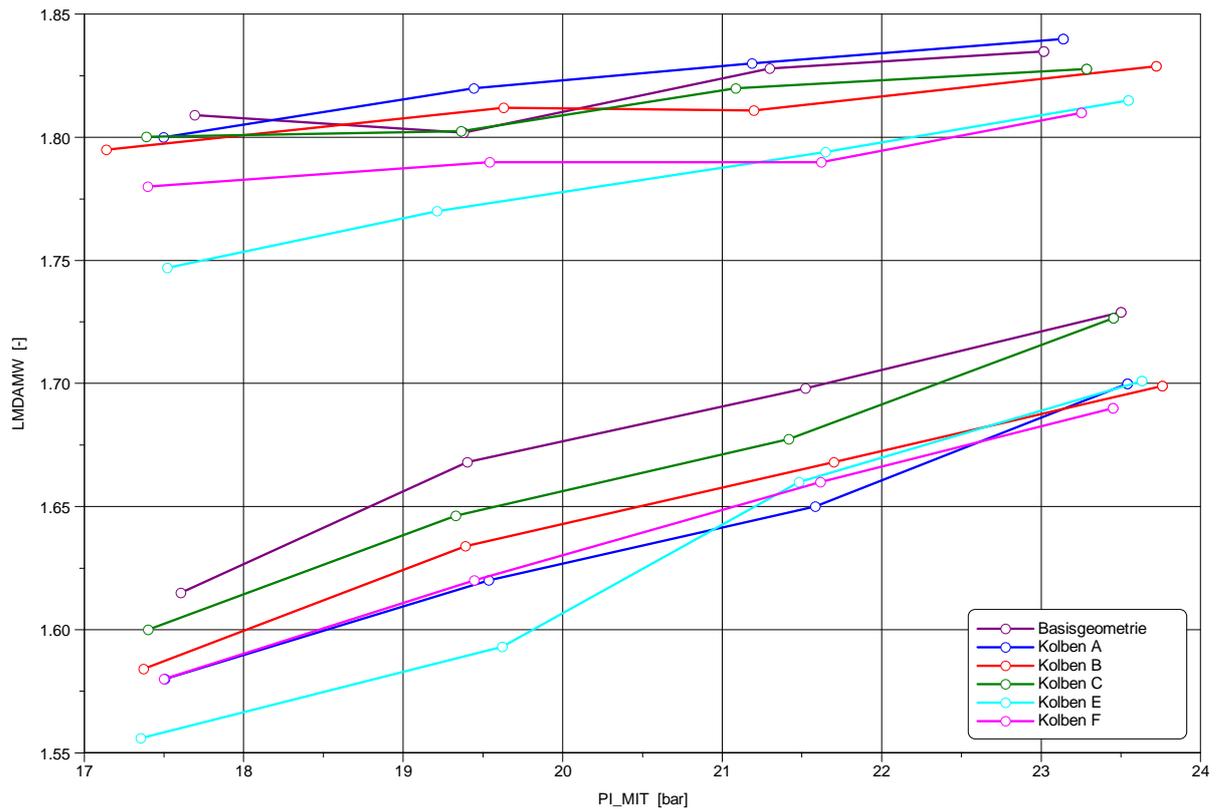


Abbildung 36: Vergleich Betriebskennfelder der der optimierten Kolben

In Abbildung 37 wird der Unterschied im Luftverhältnis an der Klopf- und Aussetzergrenze der untersuchten Kolben gegenübergestellt. Wie dargestellt besitzt Kolben A den größten Unterschied im Vergleich zur Basisgeometrie. Aber auch Kolben B und Kolben C können über ein breiteres Lambdafeld betrieben werden und sind daher weniger anfällig auf Schwankungen im Luftverhältnis zwischen den Einzelzylindern des Vollmotors. Bei Kolben E und Kolben F ist der Unterschied im Luftverhältnis zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze etwa gleich wie bei der Basisgeometrie. Insgesamt zeigt diese Auswertung, dass Kolben C von den untersuchten Kolben das größte Potential für den Einsatz in einem Feldmotor bietet. Der Einfluss des Luftverhältnisses auf die Aussetzergrenze lässt sich mit der 3D-CFD-Simulation nur bedingt beschreiben. Es ist zwar möglich eine verzögerte Verbrennung durch das gesteigerte Lüftverhältnis an der Aussetzergrenze darzustellen, eine Aussage zur Fahrbarkeit ist aber nur anhand von Erfahrungswerten möglich und an kein direkt erfassbares Kriterium gebunden.

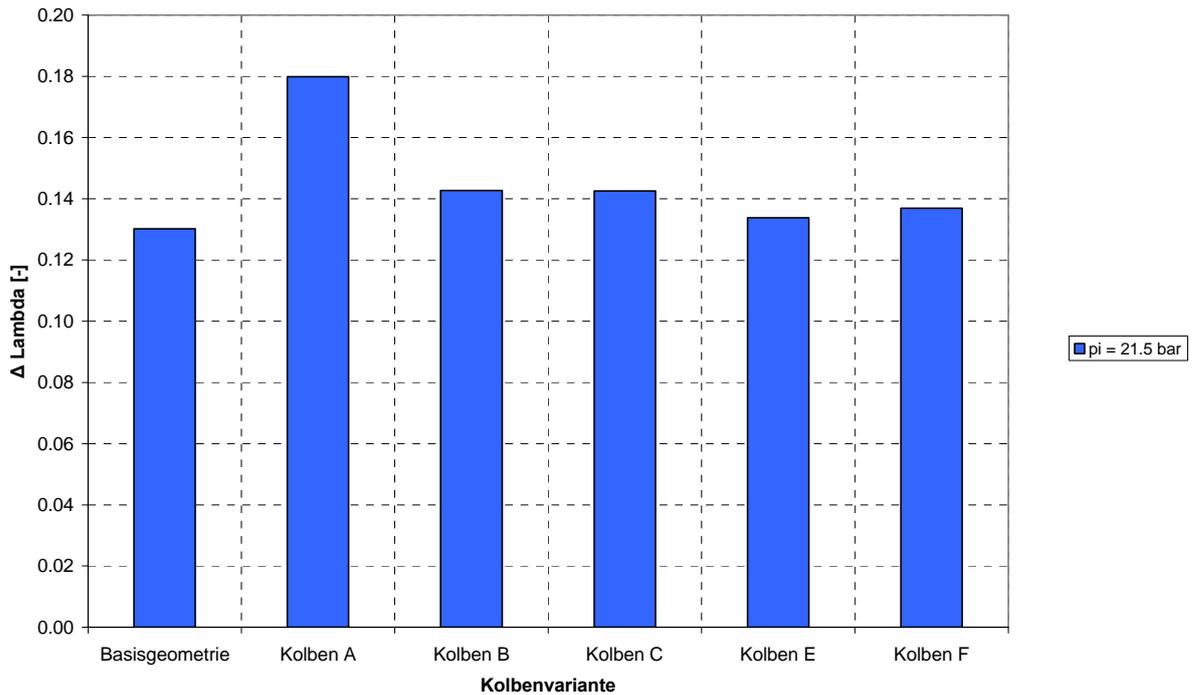


Abbildung 37: Lambdavergleich zwischen Klopf- und Aussetzergrenze optimierte Kolben

Um den Abstand zur Klopfgrenze quantifizieren zu können wurde dieser auch noch messtechnisch bestimmt. Hierfür wurde für eine Methanzahl von 70 und einem ZZZ von 24 °KW v. ZOT bei den vier bereits genannten indizierten Mitteldrücken von 17,5, 19,5, 21,5 und 23,5 bar jeweils bei stabiler Betriebspunkt bei 500 mg NO_x/Nm³ eingestellt. Dann wurde der Zündzeitpunkt solange nach früh verstellt, bis eine Klopfhäufigkeit von 60% erreicht wurde. Durch das Nachregeln des Luftverhältnisses wurden die NO_x-Emissionen hierbei konstant gehalten. Dies wurde sowohl für die Basisgeometrie als auch die optimierten Kolbenformen durchgeführt. In Abbildung 38 ist der Zündzeitpunkt-Unterschied zwischen der Basisgeometrie und den optimierten Kolbenformen dargestellt. Wie man erkennen kann, erreicht der Kolben A den größten Unterschied im Zündzeitpunkt. Die Unterschiede zu Kolben B sind gering, so dass man für beide Kolben einen Vorteil von 5-6 °KW im Zündzeitpunkt erwarten kann. Dieser Unterschied kann genutzt werden, um eine frühere Schwerpunktslage der Verbrennung und damit einen höheren Wirkungsgrad zu erreichen oder um das Verdichtungsverhältnis des Brennraums anzuheben und dadurch den Wirkungsgrad zu steigern, ohne den Abstand zur Klopfgrenze zu verringern. Kolben C erreicht immer noch einen Vorteil von ca. 3 °KW gegenüber der Basisgeometrie. Kolben E und Kolben F zeigen auch noch einen Vorteil, wobei der Unterschied hier geringer ist.

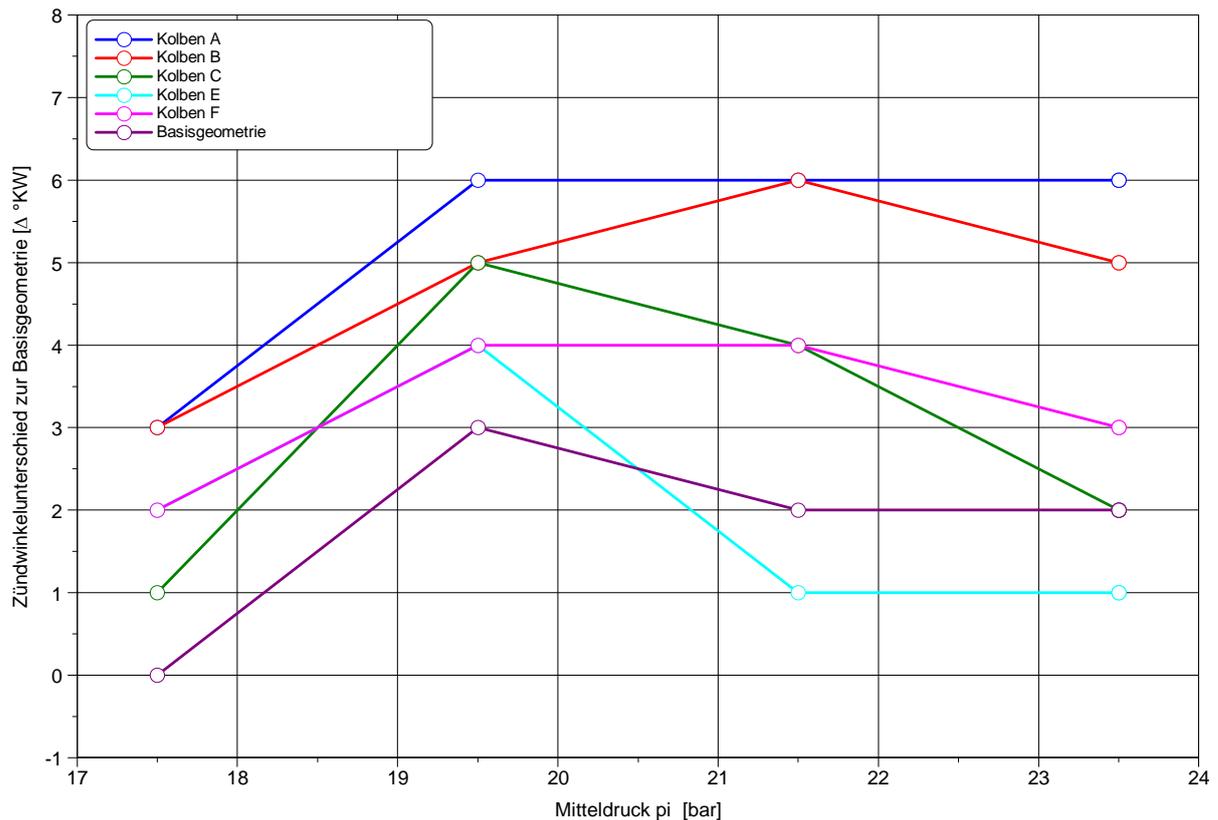


Abbildung 38: Vergleich Abstand zur Klopfgrenze optimierte Kolben

Es wurde zudem messtechnisch untersucht, wie sich der Klopfort durch die Optimierung der Kolbenmulden verändern lässt und ob sich hier die Simulationsergebnisse durch die Vermessung mit einem VisioKnock-Messsystem bestätigen lassen. Zu diesem Zweck wurde die Basisgeometrie, Kolben A, Kolben B, Kolben C, Kolben E und Kolben F mit dem in Kapitel 4.2 beschriebenen VisioKnock-Messsystem der Fa. AVL vermessen und eine räumliche Verteilung des Ortes der Klopfentstehung ermittelt. Klopfende Zyklen wurden zu diesem Zweck nach ihrem Klopfort beurteilt und daraus eine statistische Verteilung abgeleitet. Das Ergebnis umfasst hier sowohl die Information einer radialen Verteilung im Brennraum, als auch eine Zuordnung der einzelnen klopfenden Zyklen zur Entstehung in der Kolbenmulde oder im Quetschvolumen.

Die ausgewerteten Ergebnisse sind in Abbildung 39 dargestellt. Hier sind die Verteilungen für die einzelnen Kolben bei einem indizierten Mitteldruck von 21,5 bar und einem ZZZP von 22 °KW v. ZOT miteinander verglichen worden. Als zusätzliche Information wurde der Anteil der klopfenden Zyklen nach ihrer Entstehung in der Mulde oder im Quetschvolumen angeführt.

In der ersten Zeile ist ein Vergleich zwischen der Basisgeometrie und Kolben A dargestellt. Wie man sehen kann, bleibt die radiale Verteilung der ersten Klopfreaktion über dem Umfang unverändert. Der wesentlichste Unterschied besteht darin, dass sich der Ort des Klopfbeginns vom Muldenboden in den Bereich zwischen die Kolbenkrone und die Feuerplatte verlagert. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch für Kolben B, wobei sich die radiale Verteilung im Uhrzeigersinn geringfügig verlagert. Aber auch hier kann festgestellt werden, dass sich die Verteilung der klopfenden Zyklen aus der Mulde in das Quetschvolumen verschiebt.

Die wenigsten klopfenden Zyklen in der Mulde zeigt aber der Kolben C. Hier bleibt die radiale Verteilung gleich wie bei der Basisgeometrie, von den detektierten klopfenden Zyklen treten aber 90% im Quetschvolumen auf. Eine Erklärung für das Ergebnis bei den Kolben A, B und C gibt Abbildung 16. In der dritten Zeile ist hier die virtuelle Vorläuferkonzentration dargestellt. Wie man im linken Bild sehen kann, ist die Konzentration in der Mulde am höchsten. Gelingt es aber die Mulde früher auszubrennen, so befindet sich der Bereich mit der höchsten Vorläuferkonzentration gerade auf der Position 3 Uhr im Quetschspalt.

Die deutlichsten Effekte lassen sich bei Kolben E und F feststellen. Hier kann ebenso eine Verlagerung des Klopfortes in den Quetschspalt festgestellt werden, es zeigt sich zudem, dass bei weiterem Anheben des Spaltmaßes auch die radiale Verteilung im Quetschspalt Schwankungen unterliegt. Bei Kolben E sitzt die Kolbenmulde zentraler im Brennraum als bei den anderen Kolben. Bei den optischen Messungen zeigte sich, dass durch dies geometrische Veränderung der Ort der Klopfentstehung auch deutlich häufiger im Bereich zwischen 6 und 12 Uhr auftritt. Es kann damit davon ausgegangen werden, dass der längere Weg der Flammenfront an den Brennraumrand durch die exzentrische Anordnung der Mulde bei der Basisgeometrie und den Kolben A, B und C die Ursache für den hinsichtlich Klopfen kritischen Bereich auf 3 Uhr darstellt.

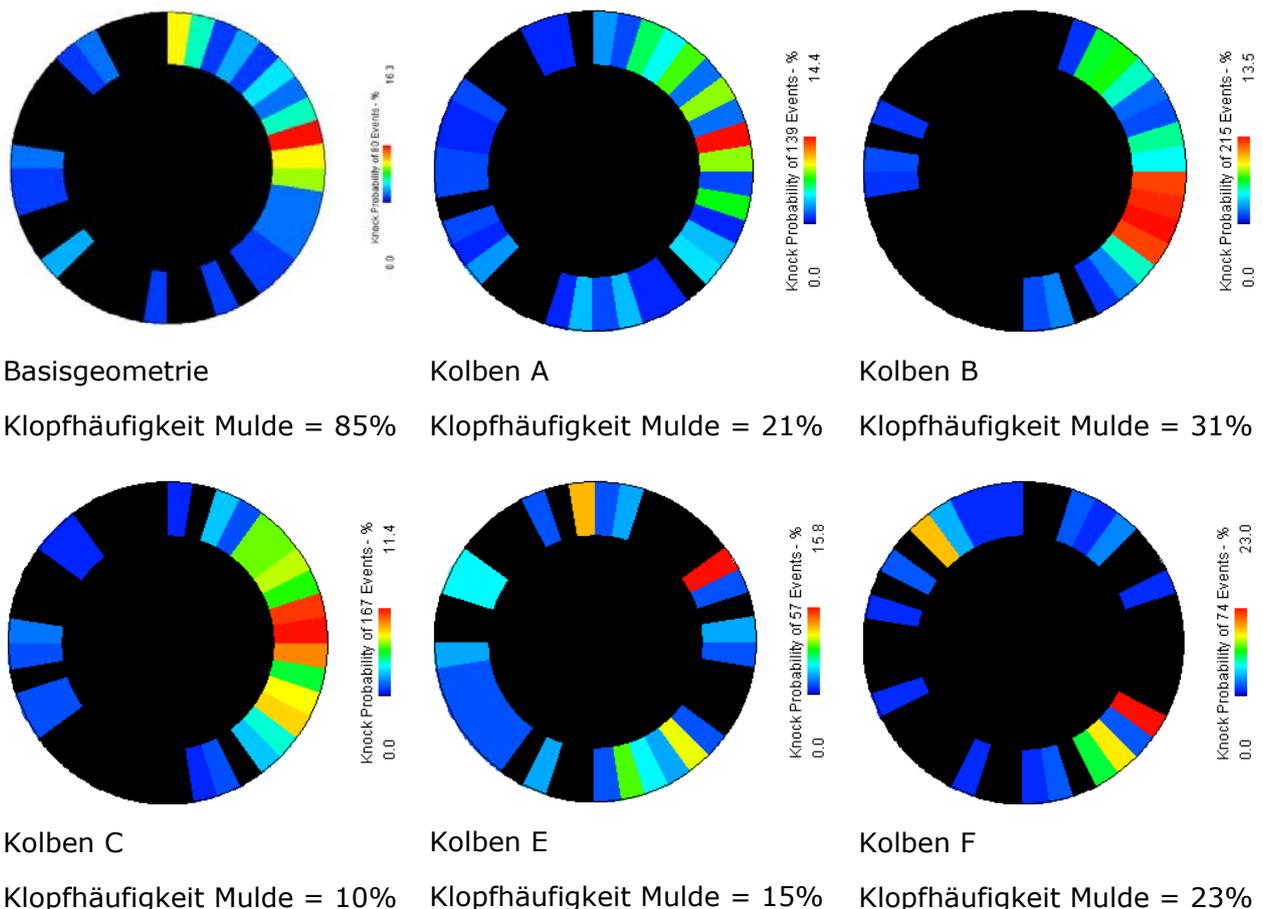


Abbildung 39: Vergleich Klopfort bei den optimierten Kolbenmulden bei 22 °ZZP

Das Ergebnis der Messung für Kolben F deckt sich nicht wie bei den anderen Kolben mit der Aussage der 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Klopfortes. Anhand der Messung konnte gezeigt werden, dass auch hier das Quetschvolumen der häufigste

Ort der Klopfentstehung ist, während in der Simulation für diesen Kolben kein Verschieben des Klopfortes nachgewiesen werden konnte. Eine mögliche Erklärung hierfür kann in den Unschärfen der Simulation gesehen werden.

Zusammenfassend kann hier festgehalten werden, dass sich die beschriebene kombinierte Methodik aus 3D-CFD-Simulation und Messung gut zur Verbesserung des Klopfverhaltens eines Brennraums eignet. Es konnte gezeigt werden, dass die Aussagen der im Vorfeld durchgeführten 3D-CFD-Simulation durch die Messung in den meisten Punkten bestätigt werden. Umgekehrt zeigte sich aber auch, dass nicht alle Phänomene rein auf Basis der 3D-CFD Simulation zu beschreiben sind.

Für die Optimierung ist es wesentlich Kriterien zu definieren, die vorab ein Einschätzen des Verbrennungs- und Klopfverhalten aus der Simulation ermöglichen. Als Kriterien bei der 3D-CFD-Simulation können der Verlauf der Turbulenzdichte, der Brennverlauf, der Verlauf der Vorläuferkonzentration und der Klopfreaktionsrate betrachtet werden. Bei der Messung können Prozessgrößen wie indizierter Wirkungsgrad, Abgasemissionen, usw. herangezogen werden.

Mit Kolben C konnte nachgewiesen werden, dass sich durch Optimierung der Kolbenmuldenform Vorteile im Klopfverhalten des Brennraums erreichen lassen, ohne Einbußen im Wirkungsgrad hinnehmen zu müssen. Der erzielte Vorteil beruht hier auf einer Verschiebung des Verhältnisses von Muldenvolumen und Volumen zwischen Kolbenkrone und Feuerplatte, sowie auf der Optimierung der Muldenform selbst.

Für eine weitere Verwendung der hier vorgestellten Kolbenmulden müssen aber die beschriebenen Nachteile hinsichtlich des Ausbrennverhaltens der Mulden verbessert werden, um das Potential der Kolben voll nutzen zu können.

Weitere Ansatzpunkte zur Verbesserung des Brennverhaltens wurden in den Kapiteln 5.2.1 beschrieben. Der einfachste Ansatzpunkt ist hier eine Reduktion des Muldendurchmessers vorzunehmen, um weiter die Brennraumturbulenz zu steigern und die Kolbenmulde rascher auszubrennen.

5.2.4. Grenzen der Beschreibung

Es muss hier angemerkt werden, dass es Grenzen hinsichtlich der Vorhersagekraft der 3D-CFD-Simulation gibt, die sich zum einen aus Unsicherheiten in den Modellannahmen und Randbedingungen ergeben, zum anderen aber auch auf nicht erfassbare Phänomene zurückzuführen sind. In Tabelle 2 wurde bereits dargestellt, dass es eine Reihe von Einflussgrößen auf das Klopfverhalten gibt, die sich rein auf Basis von 3D-CFD Simulation nicht beschreiben lassen. Als Beispiel kann hier der Öleintrag in den Brennraum genannt werden, der zwar grundsätzlich durch die 3D-CFD-Simulation erfasst werden kann, aber Effekten wie der Kolbenringdynamik unterliegt, die nur bedingt abbildbar sind.

Weitere Unschärfen ergeben sich etwa beim Beschreiben der Aussetzergrenze. Wird das Luftverhältnis zum Absenken der Verbrennungstemperatur und damit der NO_x-Emissionen angehoben, so kommt es zu Schwankungen in der Verbrennungsstabilität, die sich in einem erhöhten Variationskoeffizienten des Mitteldrucks äußern. Die Aussetzergrenze ist für das Motorbetriebsverhalten wesentlich, kann aber nicht direkt durch Simulation vorhergesagt werden. Dasselbe gilt für die HC- und CO-Emissionen,

die als Produkte der unvollständigen Verbrennung entstehen. Auch ihre Bildung wird stark vom Luftverhältnis beeinflusst und kann nicht vorhergesagt werden.

Als weiterer Einflussfaktor kann die Modellabstimmung selbst angeführt werden. Für die Verbrennungs- und Klopfsimulation ist die Anpassung von Modellparametern nötig, die zwar die Genauigkeit der Ergebnisse für den Abgestimmten Bereich erhöht, dabei aber die Allgemeingültigkeit reduziert. So muss bei Variationen von Motorbetriebsparametern stets die Modellabstimmung sichergestellt sein.

Eine weitere Unsicherheit ergibt sich bei der Übertragung der Ergebnisse auf den Vollmotor. In der 3D-CFD-Simulation wird bedingt durch den großen Rechenaufwand fast ausschließlich nur ein Teilbereich eines Motors erfasst. Zumeist wird für einen Zylinder eines Motors exemplarisch das Arbeitsspiel simuliert. Gerade bei Mehrzylindermotoren gibt es eine Beeinflussung der Zylinder untereinander durch die Gasdynamik in den Ein- und Auslasskanälen. Diese besitzt Einfluss auf den Zustand der Ladung im Zylinder und damit auf die Verbrennung- und das Klopfverhalten. Für das richtige Erfassen der Gasdynamik kann hier zum einen die 1D-Simulation als wertvolles Werkzeug genutzt werden, zum anderen kann die Gasdynamik in Saugrohr- und Auslassammelrohr gesondert untersucht und als Eingangsgröße für weitere Simulationen genutzt werden.

5.2.5. Weitere Verbesserungsmöglichkeiten des Klopfverhaltens

Hinsichtlich der Verbesserung des Klopfverhaltens gibt es neben den in dieser Arbeit untersuchten Möglichkeiten noch weitere Ansatzpunkte, die zum Teil aus der Literatur schon bekannt sind. Einige weitere Maßnahmen, die im Rahmen der Arbeit aber nicht genauer untersucht wurden, sind:

- Optimierung der Steuerzeit [41]
- Verbesserte Bauteilkühlung [42]
- Optimierung der Einlass- und Auslasskanalgeometrie [66]

Durch Optimierung der Steuerzeit kann insbesondere eine gesteigerte Gemischkühlung durch Miller oder Atkinson-Steuerzeiten erreicht werden. Zudem kann der Restgasgehalt im Brennraum durch Anpassung der Ventilüberschneidung verändert werden.

Eine verbesserte Bauteilkühlung kann durch eine erhöhte Temperaturspreizung des Kühlmediums (Wasser oder Öl) oder durch eine optimierte Strömungsführung des Wassermantels und vergrößerte Oberflächen der Kühlkanäle erreicht werden. Auch eine verbesserte Wärmeableitung durch Anpassung der Bauteilgeometrien ist hier ein wesentlicher Punkt.

Durch Anpassung der Kanalführung der Ein- und Auslasskanäle kann die Ladungsbewegung im Brennraum erhöht oder reduziert werden. Dies bietet die Möglichkeit, für eine verbesserte Durchmischung der Frischladung zu sorgen und so die Voraussetzungen für das Auftreten von lokalen heißen Zonen im Gemisch zu verschlechtern. Daneben kann wenn notwendig zusätzliche Turbulenz erzeugt werden.

5.3. Resümee

Es konnte gezeigt werden, dass mittels der 3D-CFD-Simulation das Untersuchen und Bewerten verschiedener innermotorischer Einflussgrößen auf die Verbrennung und das Klopfverhalten möglich ist.

Es können sowohl Aussagen zum Ort der Klopfentstehung gemacht, als auch die Ursachen dafür abgeleitet werden. Mit Hilfe der gewonnenen Ansatzpunkte können in Folge Maßnahmen zur Verbesserung des Klopfverhaltens entwickelt werden.

Zudem ist es generell möglich Vorhersagen hinsichtlich des Einflusses der Variation verschiedener Betriebsparametern wie Brennraumgeometrie, ZZZ, Steuerzeit usw. zu machen.

Wie aber auch angemerkt werden muss, entziehen sich verschiedene Einflussfaktoren auf das Klopfverhalten der Beschreibung durch die 3D-CFD-Simulation. Zudem muss vorab ein ausreichend gutes Abstimmen der verwendeten Simulationsmodelle durchgeführt werden.

Als abgeleitete Maßnahmen zur Verbesserung des Klopfverhaltens bei direktgezündeten Gasmotoren wurden verschiedene Geometriemodifikationen an der Brennraummulde untersucht und miteinander verglichen. Als Maßnahme wurde das Vergrößern des Spaltmaßes und gleichzeitige Reduzieren des Muldenvolumens durchgeführt. So konnte der Bereich mit besonders heißem Gemisch im Brennraum reduziert werden. Zudem wurden an der Geometrie Änderungen vorgenommen mit dem Ziel heiße Zonen früher von der Flammenfront erfassen zu lassen.

Es zeigte sich, dass durch gleichzeitige Optimierung der Flammenausbreitung und der Brennraumform eine Verbesserung des Klopfverhaltens erreichbar ist.

6. Brennraumablagerungen

6.1. Der Einfluss von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten

Neben den bereits beschriebenen Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Geometrieparameter soll in der vorliegenden Arbeit auch auf die Problematik von Brennraumablagerungen und deren Auswirkungen auf das Klopfverhalten eingegangen werden. Im Folgenden wird zunächst der Einfluss von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten beschrieben. Hierfür werden verschiedene Simulationsergebnisse vorgestellt sowie eine Verifikation anhand von Messergebnissen durchgeführt.

Daran anschließend wird eine kurze Übersicht über die in der aktuellen Forschung bekannten Einflussfaktoren auf die Bildung von Ablagerungen und mögliche Ansätze zu ihrer Vermeidung gegeben.

Danach werden die Ergebnisse verschiedener durchgeführter Untersuchungen zur Beschreibung der Quellen von Brennraumablagerungen im Gasmotor vorgestellt. Die Ergebnisse beschreiben hier sowohl die Erkenntnisse aus verschiedenen chemischen Analysen und Feldversuchen, als auch abgeleitete Aussagen aus der 3D-CFD-Simulation. Abschließend werden abgeleitete Ansätze zur Vermeidung von Brennraumablagerungen in Gasmotoren dargestellt.

6.1.1. Beschreibung der Auswirkungen von Brennraumablagerungen

Die wesentlichsten Auswirkungen der Ablagerungen im Brennraum sind die Erhöhung der Oberflächentemperatur durch die reduzierte Wärmeabfuhr an den Brennraumwänden und das gesteigerte Verdichtungsverhältnis durch das zusätzliche Volumen der Ablagerungen im Brennraum. Die zwei Effekte wurden getrennt voneinander untersucht.

Auswirkung von Brennraumablagerungen auf die Oberflächentemperatur

Die Bewertung des Einflusses von Brennraumablagerungen auf die Oberflächentemperatur im Brennraum wurde anhand des Kolbens der BR4 durchgeführt. Es wurde ein 2-dimensionales FE-Modell des Kolbens erstellt und Wärmestromrandbedingungen und Temperaturrandbedingungen an den Modellgrenzflächen aufgeprägt. Die Basis hierfür waren 3D-CFD Verbrennungssimulationen zur Ermittlung der brennraumseitigen Wärmestromrandbedingungen, sowie Kolbentemperaturmessungen. Das verwendete Modell ist in Abbildung 40 dargestellt. Das linke Bild zeigt hier die Geometrie des Kolbens, die für die Modellerstellung verwendet wurde. Die roten Punkte zeigen die Messstellen, für die Daten einer Kolbentemperaturmessung zu Verfügung standen. Das rechte Bild zeigt die aus der 3D-CFD Simulation ermittelte, gemittelte Wärmestromverteilung, die als Randbedingung aufgeprägt wurde.

Mit dem Modell wurde nun die Temperaturverteilung im Kolben simuliert. Die Ergebnisse wurden durch einen Abgleich mit Kolbentemperaturmessungen für verschiedene Lastpunkte verifiziert. Die Wärmestromrandbedingungen wurden dabei entsprechend der Last angepasst, wobei ein linearer Anstieg mit zunehmender Last angenommen wurde. Diese Annahme wurde zuvor durch Wärmestrommessungen verifiziert.

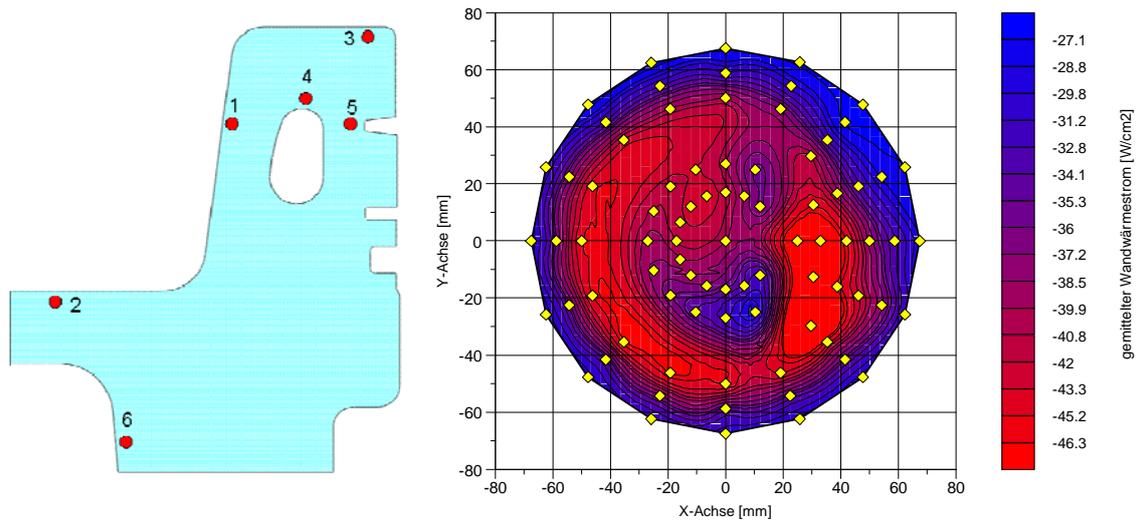


Abbildung 40: FE-Modell des Kolbens BR4

Mit dem abgestimmten Modell wurde der Einfluss der Brennraumablagerungen auf die Oberflächentemperatur untersucht. Hierfür wurde das FE-Modell des Kolbens mit einer Ablagerungsschicht am Übergang zum Brennraum versehen. Der Ablagerungsschicht wurden die ermittelten Materialkennwerte zugewiesen. Für nicht bekannte Werte wurden die Stoffwerte von Gips übernommen. Diese Annahme scheint zulässig, da die hier untersuchten Ablagerungen sowohl hinsichtlich ihrer chemischen Zusammensetzung, als auch hinsichtlich ihrer Morphologie der von Gips sehr ähnlich sind (siehe Tabelle 14).

In Abbildung 41 sind die Auswirkungen von Brennraumablagerungen aus dem Erdgasbetrieb auf die Kolbentemperatur bei einer Schichtstärke von 0,2 mm dargestellt. Wie man sehen kann, hat die Ablagerungsschicht an der Pleuellensfläche auch noch eine Abnahme der Bauteiltemperatur im Inneren des Pleuellens (Messstelle 6) zur Folge.

Brennraumablagerungen

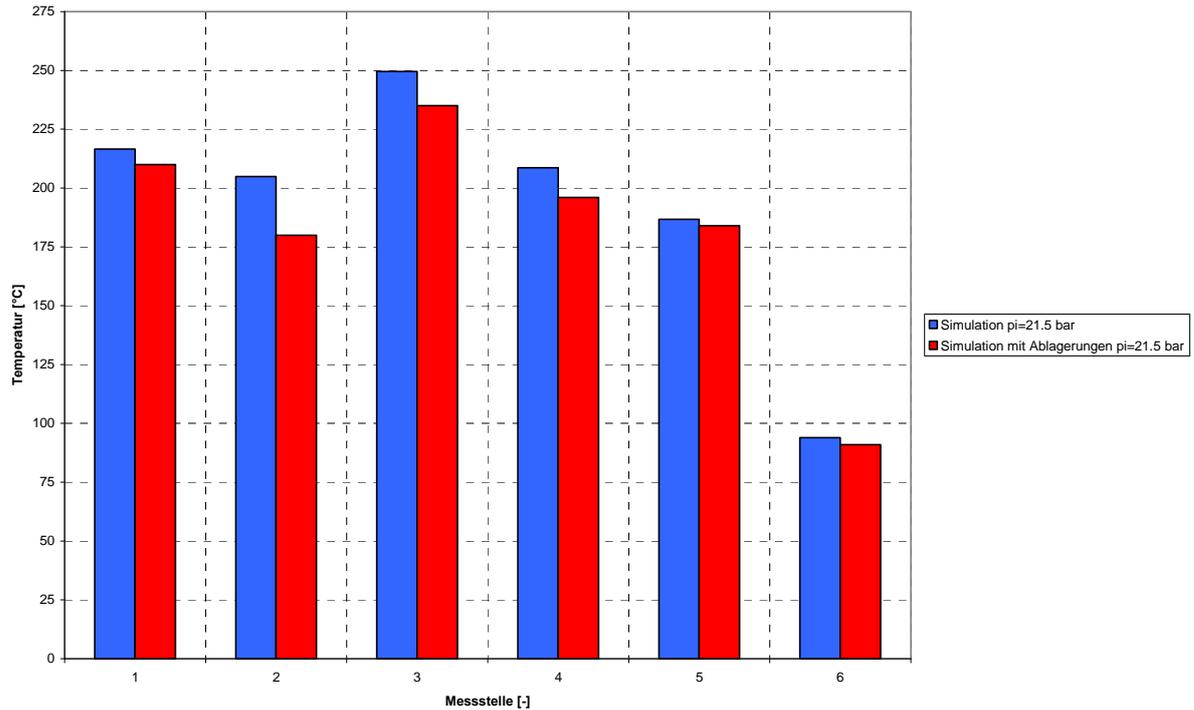


Abbildung 41: Änderung der Bauteiltemperatur durch Brennraumablagerungen

In Abbildung 42 ist ein Kennfeld der mittleren Oberflächentemperaturen der Messstellen 1 bis 3 dargestellt. Auf der x-Achse ist der indizierte Mitteldruck dargestellt, auf der y-Achse die variable Schichtstärke der Brennraumablagerungen aus dem Erdgasbetrieb. Die z-Achse zeigt die simulierte Oberflächentemperatur gemittelt über die Messstellen 1 bis 3 entsprechend den Positionen in Abbildung 40. Bei der Simulation wurden jeweils die Randbedingungen an die Last angepasst. Auf der Oberfläche der Brennraumablagerungen wurden die lastabhängigen Wärmeströme vorgegeben. Um der mit zunehmender Last gesteigerten Bauteilkühlung Rechnung zu tragen, wurden die Temperaturen am Kühlkanal so angepasst, dass sich im unbeladen Zustand die gemessene Kolbentemperatur einstellte. Dies ist dadurch zu begründen, dass die Öltemperatur im motorischen Betrieb unabhängig von der Last konstant gehalten wird. Der Wärmeabtransport bei einer gesteigerten Bauteiltemperatur nimmt daher mit der Last zu. Ausgehend von diesen Randbedingungen wurde für jede Last die Schichtdicke variiert und die Oberflächentemperatur der Ablagerungsschicht ermittelt.

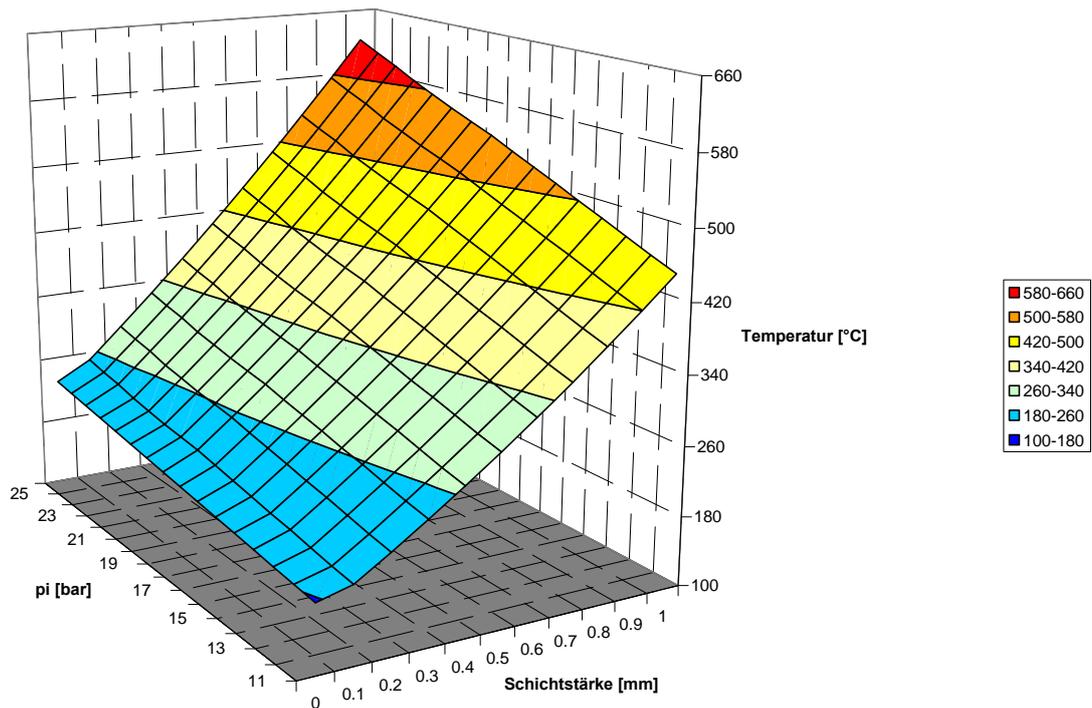


Abbildung 42: Temperaturkennfeld Brennraumablagerungen Erdgasbetrieb

Wie man in Abbildung 42 sehen kann, nimmt die Oberflächentemperatur sowohl mit der Last, als auch mit der Schichtstärke der Ablagerungen zu. Der Einfluss der Brennraumablagerungen ist allerdings deutlich höher, als der Lasteinfluss (zum Beispiel für je 10% Änderung von Schichtstärke bzw. Mitteldruck: $9^{\circ}\text{C}/[1,1\text{pi}:\text{pi}]$ oder $17^{\circ}\text{C}/[1,1\text{Schichtdicke}:\text{Schichtdicke}]$). Der Lasteinfluss ist auch in Abbildung 43 dargestellt. Hier ist für verschiedene Schichtstärken die Temperaturzunahme über der Last durch die Ablagerungen dargestellt.

Es muss hier angemerkt werden, dass Schichtstärken von 1 mm schon relativ hoch sind und im Motorbetrieb normalerweise nicht erreicht werden. Zudem ist eine völlig geschlossene Oberfläche der Ablagerungen, wie sie für die Simulation angenommen wurde, im Betrieb nicht an allen Stellen des Kolbens der Fall, da es zu Abplatzungen und inhomogenem Schichtaufbau kommt. Eine Schichtstärke von 0,5 mm ist aber im Betrieb durchaus vorstellbar, bevor es bei Motoren mit entsprechenden Wartungsvereinbarungen zu einer Motorreinigung und damit der Entfernung der Ablagerungen kommt.

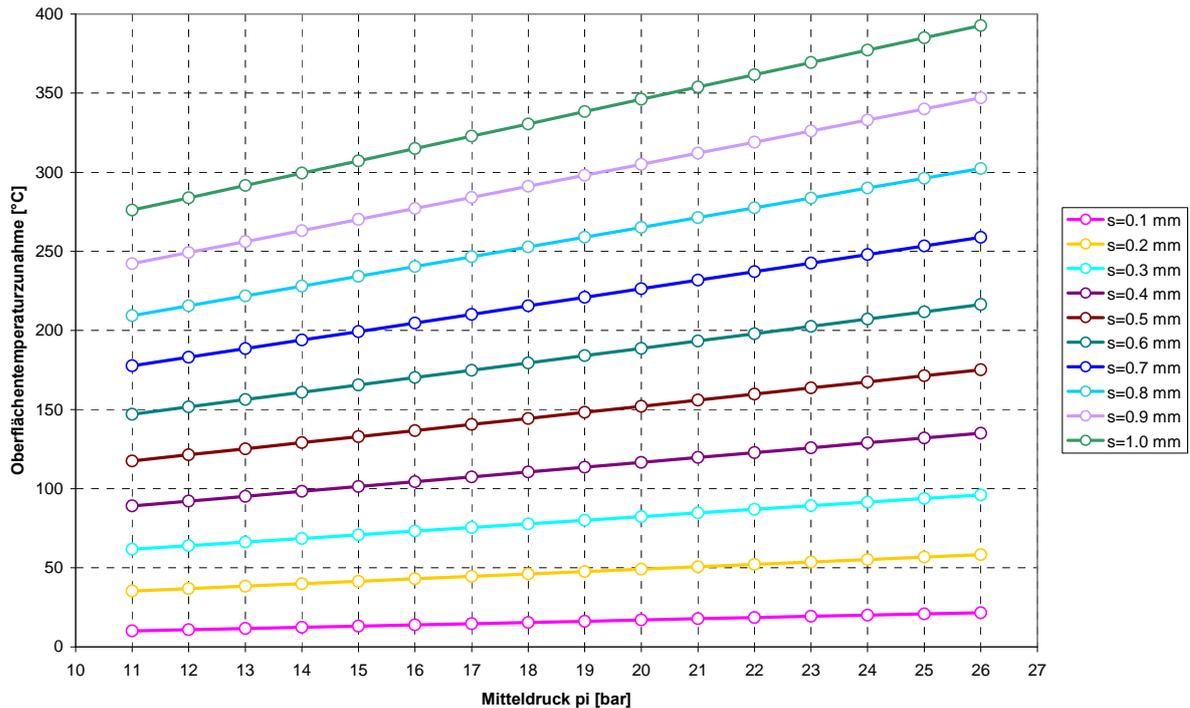


Abbildung 43: Oberflächentemperaturanstieg über Last im Erdgasbetrieb

Zusammensetzung und Aufbau der Ablagerungen sind stark von den Betriebsbedingungen abhängig. Bei der beschriebenen Simulation wurde von einer homogen aufgebauten Ablagerungsschicht mit konstanter Dichte und Schichtstärke ausgegangen. Auch Porositäten, die Einfluss auf die Wärmeleitung besitzen, wurden nicht berücksichtigt. Diese Vereinfachung ist für eine generelle Untersuchung zulässig, wird sich aber im realen Betrieb nicht so einstellen. Die Ergebnisse stellen daher den schlimmsten anzunehmenden Fall da.

Daneben wurde bei der vorgestellten Untersuchung der Einfluss der geänderten Oberflächentemperaturen auf die Gastemperatur und damit auf die Verbrennung nicht berücksichtigt.

Im Betrieb würde die gesteigerte Oberflächentemperatur zu einer Zunahme der Gastemperatur und damit zu einer rascheren Verbrennung führen. Die Motorregelung regelt dann entweder über einen späteren Zündwinkel oder durch ein Abmagern des Gemisches die aus der rascher verlaufenden Verbrennung resultierende NO-Emission auf das ursprüngliche Niveau zurück. Dieser Regeleingriff ist zwar notwendig, aber unerwünscht, da er ein Abweichen vom Nennbetriebspunkt und damit vom wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt darstellt.

Auswirkung von Brennraumablagerungen auf das Verdichtungsverhältnis

Neben der gesteigerten Oberflächentemperatur haben die Brennraumablagerungen auch eine Zunahme des Verdichtungsverhältnisses zur Folge. Während des Betriebs bilden sich Ablagerungsschichten, die das Kompressionsvolumen reduzieren und damit einen Anstieg des Verdichtungsverhältnisses zur Folge haben. Dieser Zusammenhang ist in (6.1) dargestellt.

$$\varepsilon = \frac{V_h + (V_c - V_a)}{(V_c - V_a)} = \frac{V_h}{V_c - V_a} + 1 \tag{6.1}$$

Mit:

ε Verdichtungsverhältnis

V_h Hubvolumen

V_c Kompressionsvolumen

V_a Volumen von Brennraumablagerungen

Auch Die Form des Brennraums hat Auswirkungen auf den Einfluss der Brennraumablagerungen. Kompakte Brennräume mit einem hohen Verhältniswert von Volumen zu Oberfläche zeigen eine geringere Zunahme des Verdichtungsverhältnisses durch Brennraumablagerungen. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 44 dargestellt. Der BR4 Motor hat für diese Untersuchung einen Muldenkolben verbaut, der BR6 Motor einen Dachkolben. Wie man erkennen kann wirkt sich die Ablagerungsschicht bei BR4 deutlich stärker aus, als bei BR6. Ursache ist die tiefe Kolbenmulde bei BR4, die eine größere Fläche und daher Ablagerungsmöglichkeit bietet.

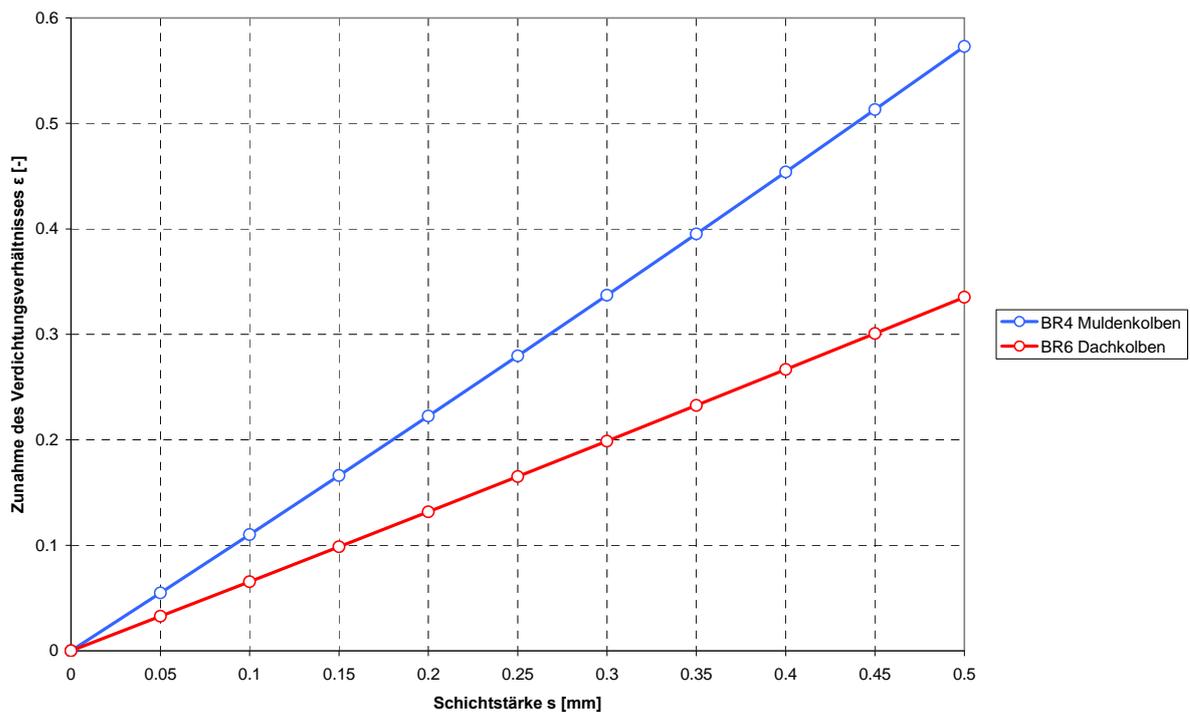


Abbildung 44: Zunahme des Verdichtungsverhältnisses durch Brennraumablagerungen

In Tabelle 9 sind die Verhältniswerte Volumen zu Oberfläche für BR4 und BR6 angeführt. Wie zuvor erwähnt, besitzt die BR6 hier Vorteile.

	BR4 Muldenkolben	BR6 Dachkolben
Verhältnis Kompressionsvolumen zu Brennraumoberfläche	10,2	14,5

Tabelle 9: Verhältnis Kompressionsvolumen zu Brennraumoberfläche bei BR4 und BR6

Es wurde nun untersucht welchen Einfluss die Zunahme der Oberflächentemperatur und des Verdichtungsverhältnisses auf das Betriebsverhalten des Motors hat. Zu diesem Zweck wurde mit dem 0D-Programm CORA eine Variation verschiedener Betriebsparameter durchgeführt, die im Folgenden beschrieben wird.

Ausgehend von einem Betriebspunkt bei $p_i=21,5$ bar und $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ wurde in Schritten von $0,05 \text{ mm}$ eine wachsende Ablagerungsschicht im Brennraum angenommen. Die Brennraumablagerungen wurden durch ein gesteigertes Verdichtungsverhältnis und eine gesteigerte Oberflächentemperatur (Zunahme von $17,1 \text{ K}$ je $0,1 \text{ mm}$ Schichtstärke) simuliert. Die Untersuchung wurde im ersten Schritt durchgeführt, ohne die durch die raschere Verbrennung gesteigerten NO_x Emissionen durch ein Anheben des Luftverhältnisses zu kompensieren. Es wurde keine Ladungswechselrechnung durchgeführt. Um den Druck bei Einlassschluss zu bestimmen wurde vereinfachend angenommen, dass dieser entsprechend der Änderung der Gesamtmasse angepasst werden muss und dass diese Änderung proportional zum Verhältnis zwischen Druck bei Einlassschluss und Gesamtmasse bei Einlassschluss des Basispunktes erfolgt. Das Ergebnis der Untersuchung ist in Abbildung 45 dargestellt.

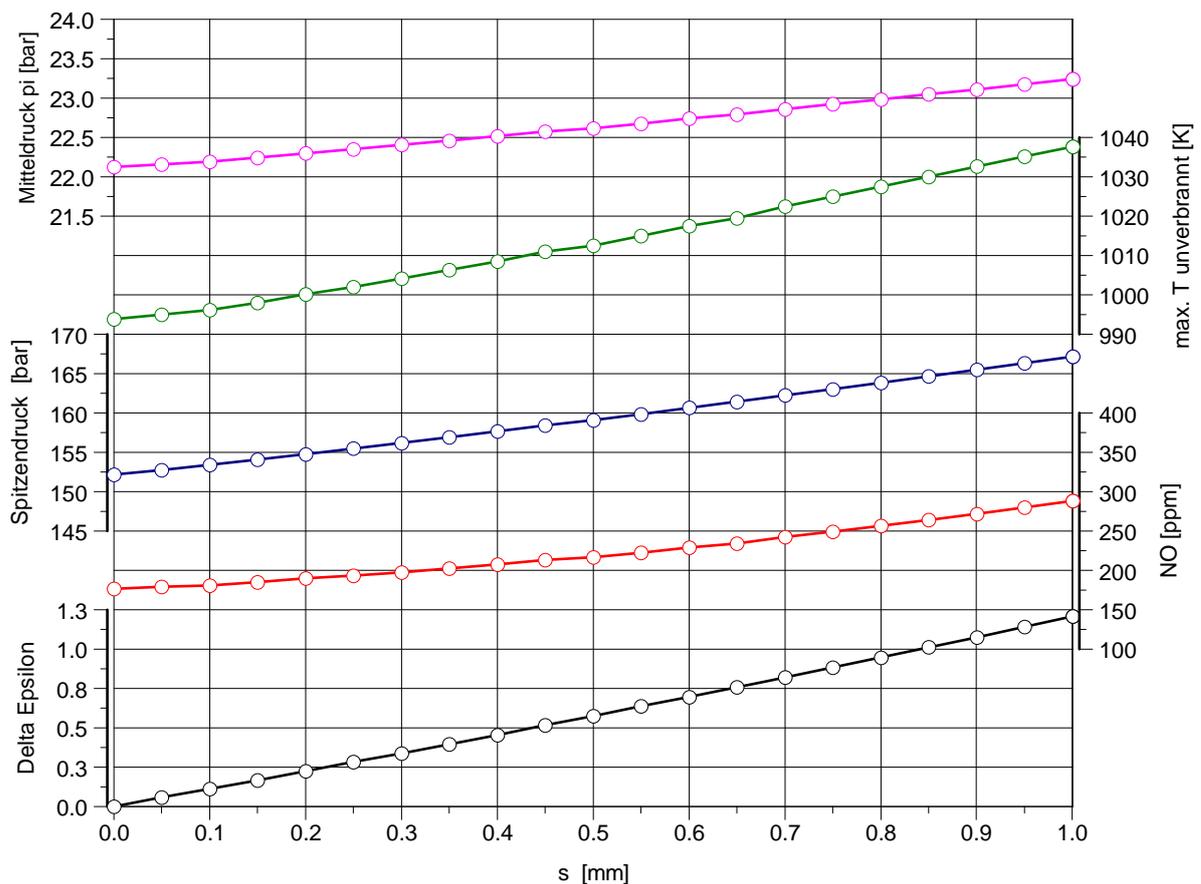


Abbildung 45: Einfluss von Brennraumablagerungen auf die Betriebsparameter bei BR4

Wie man sehen kann, steigt mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis der erreichte Mitteldruck an. Ebenso steigen der Spitzendruck und die Spitzentemperatur im Brennraum. Bedingt durch die gesteigerte Temperatur und da das Luftverhältnis als konstant angenommen wurde, steigen die NO_x -Emissionen von 176 auf 288 ppm an. Zusammenfassend ist festzustellen, dass durch die Brennraumablagerungen ohne ein

Nachjustieren des Luftverhältnisses sowohl ein Anstieg der NO_x-Emissionen, als auch eine Zunahme der Klopfneigung zu erwarten sind. Ein Indikator für die Klopfneigung ist die Temperatur der unverbrannten Zone, die ebenfalls in Abbildung 45 dargestellt ist. Diese kann als Temperaturbelastung des Gases durch die Verbrennung interpretiert werden. Eine höhere Temperatur bedingt wie bereits beschrieben eine höhere Klopfneigung.

Im nächsten Schritt wurden die NO_x-Emissionen durch Anpassung des Luftverhältnisses konstant gehalten. Der erreichte Mitteldruck wurde durch Anpassen des Drucks bei Einlassschluss konstant gehalten. Das Ergebnis der Untersuchung ist in Abbildung 46 zu sehen.

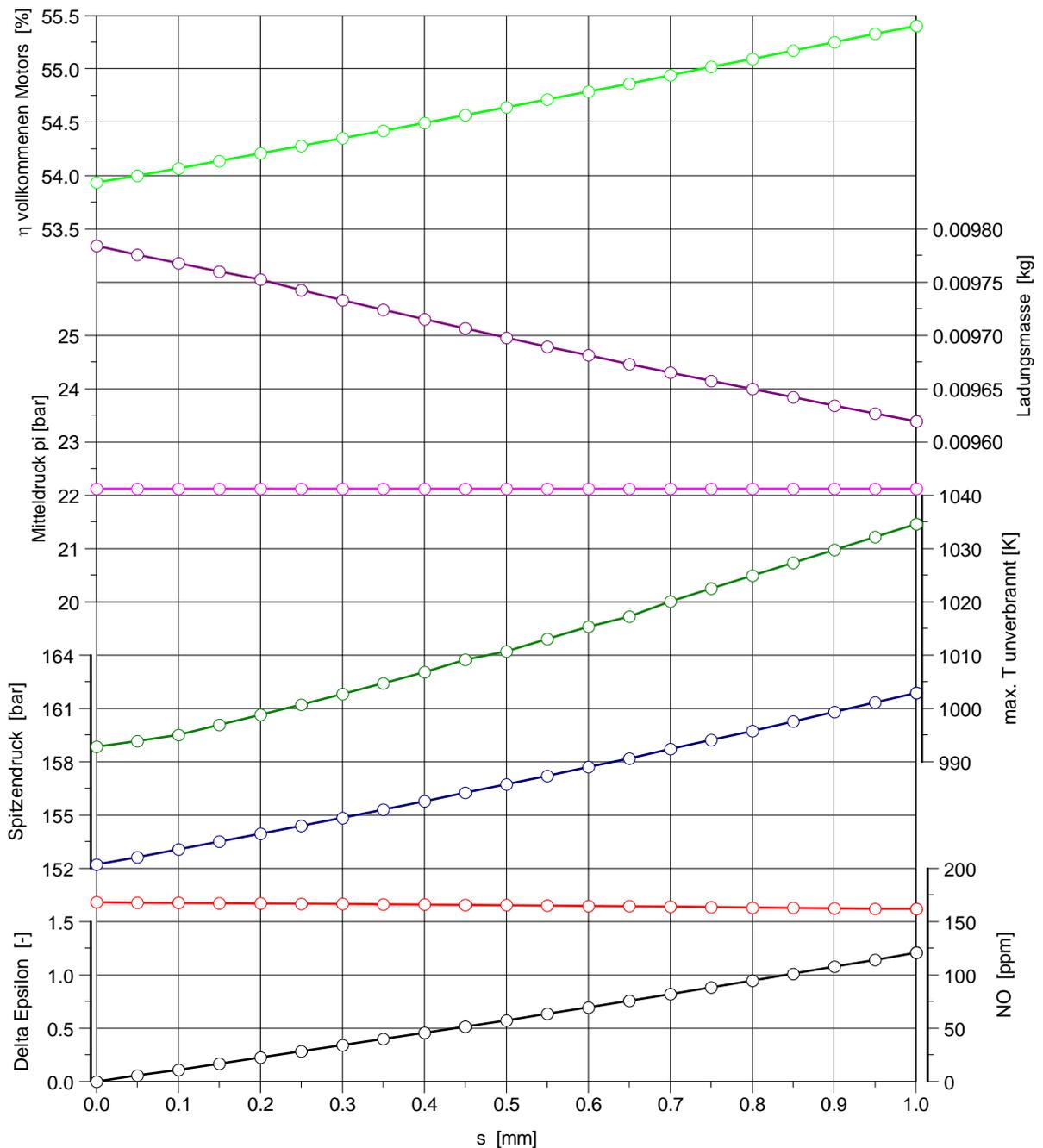


Abbildung 46: Nötige Änderung der Betriebsparameter bei BR4 durch Ablagerungen

Auch hier wurde angenommen, dass durch die Brennraumablagerungen das Verdichtungsverhältnis und die Oberflächentemperatur steigen. Der Druck bei Einlassschluss wurde proportional der Änderung der Gesamtmasse bei Einlassschluss bestimmt. Der Brennverlauf wurde normiert vorgegeben. Diese Annahme scheint zulässig, da eine reine Änderung des Verdichtungsverhältnisses nur geringe Auswirkungen auf die Form und Lage des Brennverlaufs besitzt. Wie man erkennen kann, muss durch das gesteigerte Verdichtungsverhältnis unter der Randbedingung konstanter NO_x-Emission das Luftverhältnis gesteigert werden. Zusammen mit dem höheren Verdichtungsverhältnis hat dies einen gesteigerten Wirkungsgrad des vollkommenen Motors zur Folge. Zudem nehmen die Wandwärmeverlust ab.

Der höhere Wirkungsgrad bedingt einen niedrigeren Kraftstoffbedarf und damit weniger Masse zum Erreichen der notwendigen Leistung. So sinkt mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis die Masse bei Einlassschluss tendenziell ab.

Wie die Simulation aber auch zeigt, steigt mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis die maximale Temperatur der unverbrannten Zone an. Dies kann als Indikator für eine gesteigerte Klopfneigung interpretiert werden.

6.1.2. Simulation des Einflusses von Ablagerungen auf die Verbrennung und das Klopfverhalten

Der Einfluss der Brennraumablagerungen wurde auch mittels der 3D-CFD-Simulation untersucht. Hierfür wurde ausgehend von der Seriengeometrie bei BR4 als Basisgeometrie ein Brennraum mit Ablagerungen modelliert und eine Klopfsimulation zur Bewertung der Auswirkungen durchgeführt.

Es wurde eine Ablagerungsschichtstärke von 0,5 mm am Kolben und an der Feuerplatte des Zylinderkopfs angenommen. Die Simulation wurde in 3 Schritten durchgeführt. In einem ersten Schritt wurde das Klopfmodell auf einen ausgewählten klopfenden Zyklus abgestimmt. Als Kriterium wurde wieder der Zylinderdruckverlauf entsprechend Kapitel 3.2.2 verwendet. Im zweiten Schritt wurde nur die Ablagerungsschicht als zusätzliches Volumen modelliert und damit der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Klopfneigung bewertet. Abschließend wurde dann auch die Oberflächentemperatur gesteigert.

Die genauen Randbedingungen für die Untersuchung waren:

1. Klopfende Betriebspunkte bei $p_i=21,5$ bar und ZCP 22 °KW v. ZOT
2. Zunahme des Verdichtungsverhältnisses von 12,80 auf 13,37
3. Zunahme der Oberflächentemperatur jeweils um 156 K entsprechend der lokalen Temperaturrandbedingungen auf Kolben und Feuerplatte

Alle anderen Randbedingungen wurden konstant gehalten, ein Nachregeln der Randbedingungen hinsichtlich des Ladedrucks und Luftverhältnisses und somit der Ladungsmasse bei Einlassschluss durch Regeleingriffe der Motorsteuerung wurde nicht berücksichtigt.

Zuvor wurde durch das Auswerten von Prüfstandsmessungen untersucht, ob diese Annahmen als Vereinfachung zulässig sind. Zu diesem Zweck wurde ein Vergleich dreier Betriebspunkte bei selber Last und Betriebszustand aber mit jeweils unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis durchgeführt. Das Ergebnis dieser

Untersuchungen ist in Abbildung 47 dargestellt. Hier sind über dem Verdichtungsverhältnis verschiedene Betriebsparameter dargestellt.

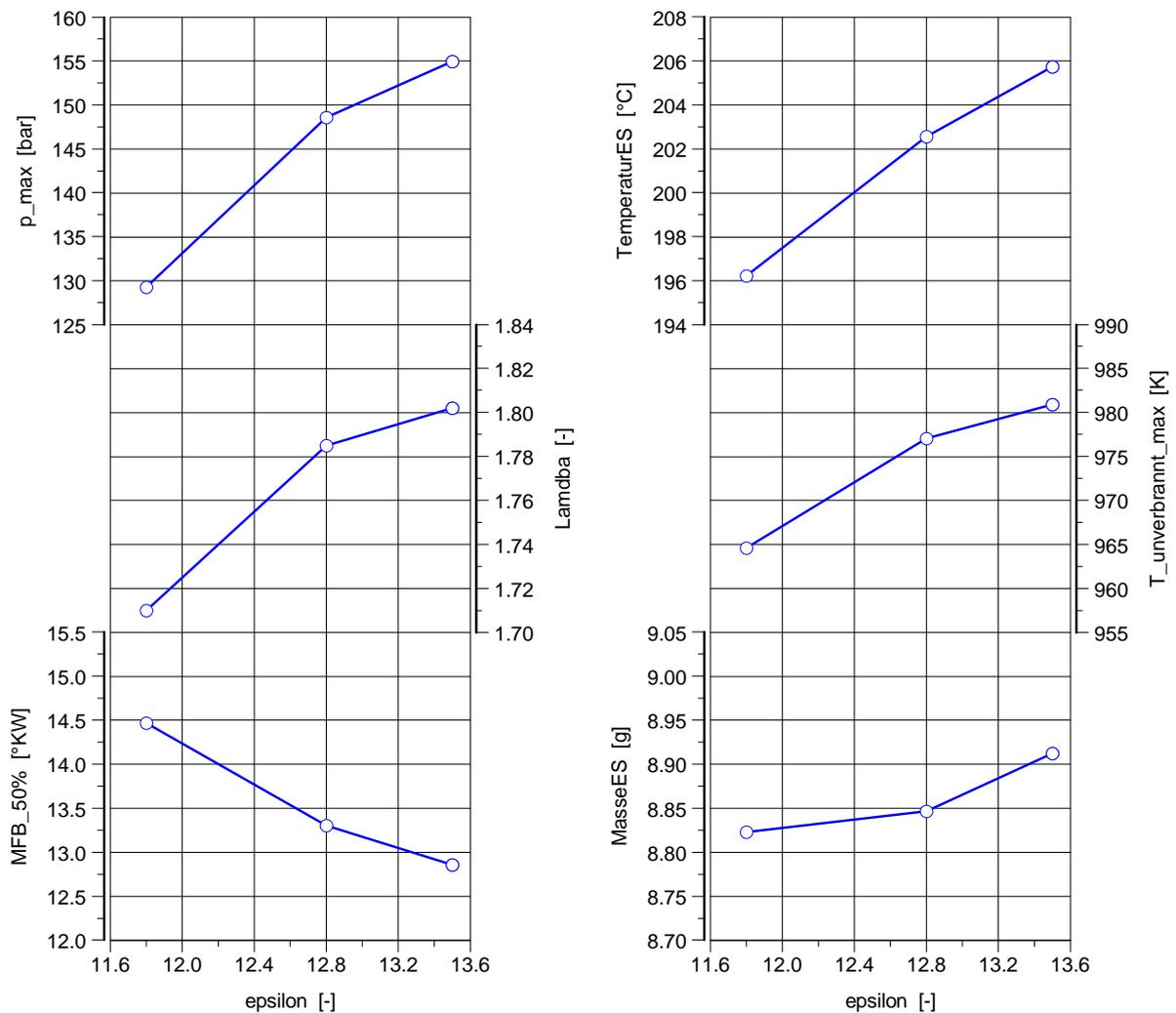


Abbildung 47: Auswirkungen der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses auf ausgewählte Motorbetriebsparameter

Bei den Betriebspunkten handelt es sich um Punkte bei einem Mitteldruck von 21,5 bar und 500 mg/NOx Emissionen. Der ZZZP war bei allen Messungen konstant bei 22 °KW vor ZOT. Wie man sehen kann, zeigt die Analyse eine geringfügige Zunahme der Ladungsmasse mit dem Verdichtungsverhältnis. Das Luftverhältnis, der Spitzendruck und die Temperatur der unverbrannten Zone nehmen mit dem Verdichtungsverhältnis zu. Die Schwerpunktlage wandert 15 °KW nach früh.

Es wurden daher dieselben Bedingungen zu Beginn der Simulation und derselbe Ladedruck- und Temperaturverlauf an der Grenzfläche zum Einlasskanal des Zylinderkopfs für alle 3 Berechnungen im Saugrohr angenommen.

In Tabelle 10 ist ein Vergleich der mittleren und maximalen Gastemperatur, des mittleren Brennraumdrucks sowie der mittleren Turbulenzdichte im Brennraum zum Zündzeitpunkt dargestellt. Die maximale Brennraumtemperatur wurde angeführt, weil sich durch die gesteigerte Oberflächentemperatur deutliche Unterschiede in der Temperaturverteilung und damit im Maximalwert im Brennraum ergeben und gerade

die maximale Gastemperatur für die lokale Entstehung von Klopfen entscheidend ist. Wie man erkennen kann, nehmen durch die Ablagerungsschicht die Temperatur, der Druck und die Turbulenzdichte zu. Dieser Effekt zeigt sich auch ohne Berücksichtigung der gesteigerten Oberflächentemperatur durch die Isolationswirkung der Brennraumablagerungen.

Wie in der Tabelle zu sehen ist, führt das gesteigerte Verdichtungsverhältnis alleine zu einer Zunahme der maximalen Temperatur und des Brennraumdrucks zum Zündzeitpunkt. Dieses Ergebnis scheint plausibel, da wie in Abbildung 47 dargestellt wurde die Ladungsmasse durch die Zunahme des Verdichtungsverhältnisses nicht wesentlich beeinflusst wird. Die Turbulenz nimmt ebenso etwas zu, was auf die verstärkte Squishströmung in die Kolbenmude zurückzuführen ist. Die Zunahme des Drucks, der Temperatur und der Turbulenz führen in Folge zu einer rascheren Verbrennung mit Nachteilen hinsichtlich des Abstandes zur Klopfgrenze.

Kommt es neben der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses zu einer Zunahme der Oberflächentemperatur nimmt die maximale Gastemperatur noch einmal deutlich zu.

	Maximale Temperatur	mittlere Turbulenzdichte	Brennraumdruck
Basisgeometrie	846 K	42.9 m ² /s ²	49.4 bar
Basisgeometrie mit Ablagerungen ohne Temperaturzunahme	850 K	45.5 m ² /s ²	51.5 bar
Basisgeometrie mit Ablagerungen mit Temperaturzunahme	886 K	45.8 m ² /s ²	51.6 bar

Tabelle 10: Auswirkungen von Brennraumablagerungen auf den Zustand bei ZZP

Wie schon in Kapitel 5.2.2 gezeigt, lässt sich durch Auswertung der über den Zylinderinhalt gemittelten Vorläuferkonzentration aus einer 3D-CFD-Klopfsimulation auf die Klopfneigung eines Brennraums schließen. Das Ergebnis für die Basisgeometrie, die Basisgeometrie mit Ablagerungen ohne Temperaturzunahme sowie Basisgeometrie mit Ablagerungen mit Temperaturzunahme ist in Abbildung 48 dargestellt. Die strichlierte rote Kurve zeigt die gemittelte Vorläuferkonzentration für die Basisgeometrie. Wie man sehen kann, wird der Schwellenwert für den Beginn der Selbstzündung bei 726,5 °KW erreicht. Hier kommt es zu ersten Klopfreaktionen, wie dies anhand der durchgezogenen roten Kurve, die die Klopfreaktionsrate und damit die Kraftstoffumsetzung zufolge Selbstzündung zeigt, zu sehen ist. Die Klopfreaktionsrate erreicht hier Werte um 300 kmol/m³s.

Die blaue Kurve zeigt das Simulationsergebnis für den Brennraum mit Brennraumablagerungen, aber ohne eine Zunahme der Oberflächentemperatur. Wie zu erkennen ist liegt die Vorläuferkonzentration bis nach dem Zündzeitpunkt auf demselben Niveau wie die Basisgeometrie. Dann erfolgt die Zunahme aber deutlich rascher, sodass der Grenzwert für den Beginn der Klopfreaktion ein Grad Kurbelwinkel früher erreicht wird. Die blaue durchgezogene Kurve zeigt wieder die Klopfreaktionsrate, die deutlich höhere Werte erreicht. Die zwei grünen Kurven

schließlich zeigen das Ergebnis für den Brennraum mit den Ablagerungen und der erhöhten Temperatur. Der Anstieg der Vorläuferkonzentration erfolgt hier rascher als bei der Basisgeometrie. Es ergibt sich ein Unterschied von nochmals 1,5 °KW. Die Klopfreaktionsrate erreicht den doppelten Wert wie die Basisgeometrie.

Anhand der Simulationsergebnisse lässt sich feststellen, dass das Klopfen beim Brennraum mit Ablagerungen ca. 2,5 Grad früher beginnt und die auftretende Klopfhärte deutlich höher sein wird.

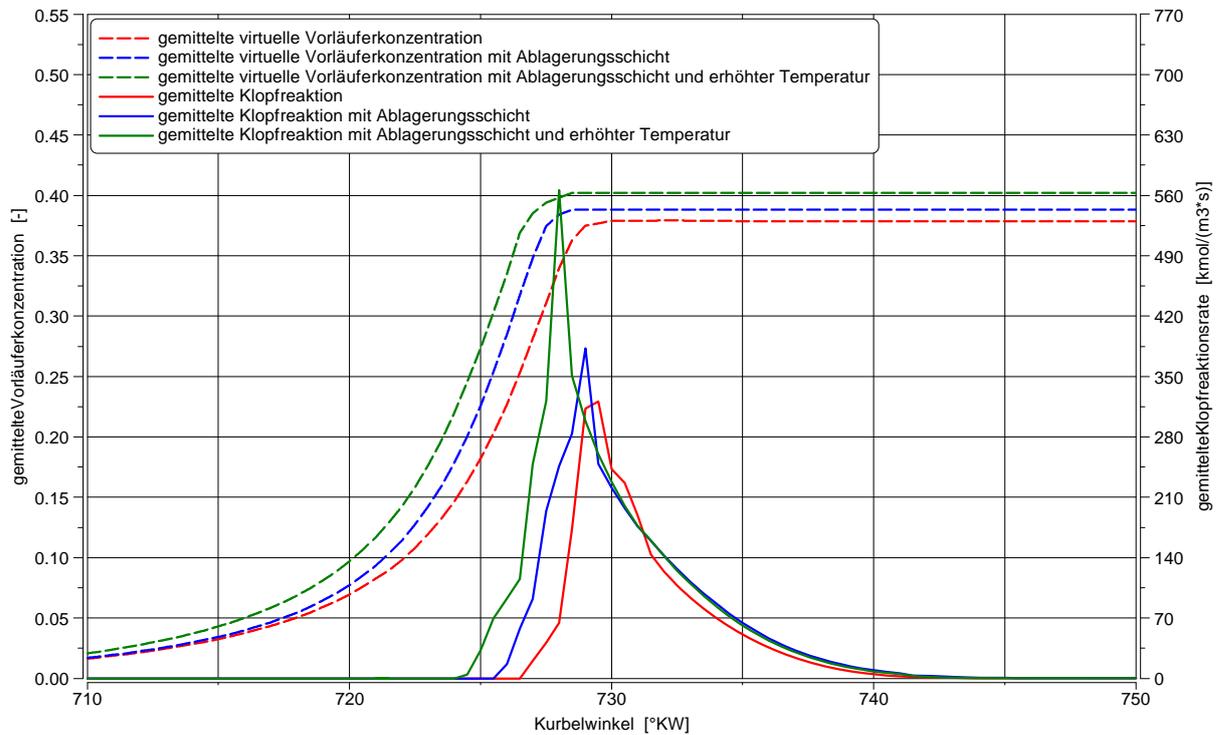


Abbildung 48: Auswirkung der Ablagerungen auf Vorläuferkonzentration und Klopfhärte

Bei der klopfenden Verbrennung kommt es im Brennraum zu einer zusätzlichen Energiefreisetzung des noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemisches. Die Energie wird dabei vor dem Zeitpunkt freigesetzt, bei dem sie bei einer nicht klopfenden Verbrennung freigesetzt werden würde. Dies führt einerseits zu einem starken Druckanstieg, der den Brennraum mechanisch schädigen kann, zudem kommt es aber auch zu lokal erhöhtem Wandwärmeeübergang der zu einer gesteigerten Temperaturbelastung der Bauteile führt.

In Abbildung 49 ist das Ergebnis für den Wandwärmestrom aus der 3D-CFD-Simulation dargestellt. Das Diagramm zeigt dabei einen Kurbelwinkelbereich zwischen 640 und 800 °KW. Aus der Abbildung kann man den grundsätzlichen Verlauf des Wandwärmestroms erkennen. Während der Ansaugphase und Teilen der Kompressionsphase kommt es zu einer Wärmeabfuhr von der Bauteiloberfläche an das Gemisch im Brennraum. Dies kühlt die Bauteile und erwärmt das Gas-Luftgemisch. Während der Kompression ändert sich die Richtung des Wärmefflusses. Es wird Wärme vom heißen Gas an die angrenzenden Bauteile übertragen. Der Absolutwert des Wandwärmestroms hängt dabei nach Gleichung (6.12) von der Gas- und Oberflächentemperatur sowie dem Wärmeübergangskoeffizienten α und der Fläche ab. In Abbildung 55 zeigt die rote Kurve den Verlauf des Wandwärmestroms bei klopfender Verbrennung ohne Brennraumablagerungen. Die blaue Kurve zeigt den

Wandwärmestrom bei Berücksichtigung einer Ablagerungsschicht, aber ohne Zunahme der Temperatur an der Brennraumoberfläche. Wie man erkennen kann, führt die Zunahme der Gastemperatur durch das gesteigerte Verdichtungsverhältnis zu gesteigerten Wandwärmeverlusten. Der Hauptteil der Wandwärmeverlust resultiert dabei aus der früheren Verbrennungslage durch die früher einsetzende klopfende Verbrennung. Die grüne Kurve schließlich zeigt den Verlauf des Wandwärmestroms, wenn neben dem gesteigerten Verdichtungsverhältnis auch die gesteigerte Oberflächentemperatur berücksichtigt wird. Es zeigt sich, dass während des Ladungswechsels der Wandwärmestrom stärker positiv wird und damit mehr Wärme von der Oberfläche der Ablagerungen an das Brenngas abgegeben wird. Während der Kompression und Verbrennung dreht die Richtung des Wärmeinflusses und es wird Wärme vom Gas-Luftgemisch an den Festkörper übertragen. Diese ist aber deutlich geringer, als dies bei dem Brennraum mit normalem Temperaturniveau der Fall ist. Durch die frühere Lage der Verbrennung liegt das Maximum des Wandwärmestroms dann wieder über dem eines Brennraums ohne Ablagerungsschicht.

Es muss hier darauf hingewiesen werden, dass bei Messungen der Wandwärmeströme bei klopfender Verbrennung im Brennraum deutlich höhere Werte festgestellt werden, als dies in der vorliegenden Simulation der Fall ist. Diese Diskrepanz lässt sich mit den Randbedingungen, unter welchen die 3D-CFD-Simulation durchgeführt wurde, erklären. Die dargestellten Wärmeströme sind über den gesamten Brennraum gemittelt. Zudem müsste für das Erfassen der hochfrequenten Schwingungen des Brennraumdrucks die Rechenschrittweite so weit reduziert werden, dass die Berechnungsdauer in der 3D-CFD-Simulation in einem nicht vertretbaren Ausmaß steigen würde.

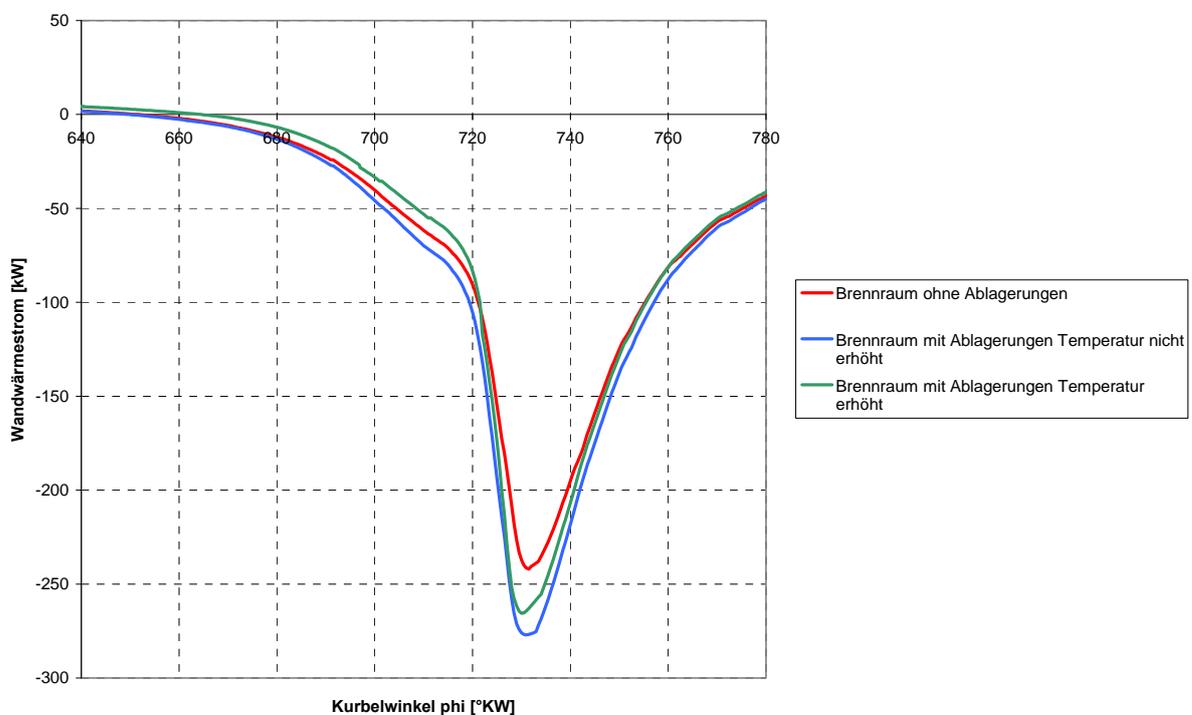
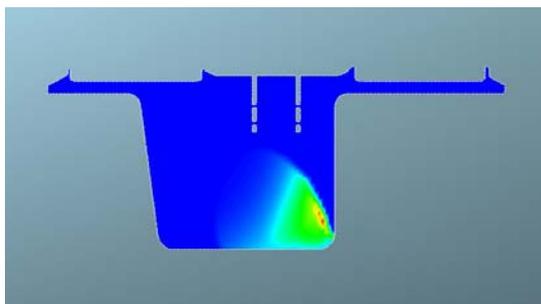


Abbildung 49: Auswirkung der Ablagerungsschicht auf den Wärmeübergang

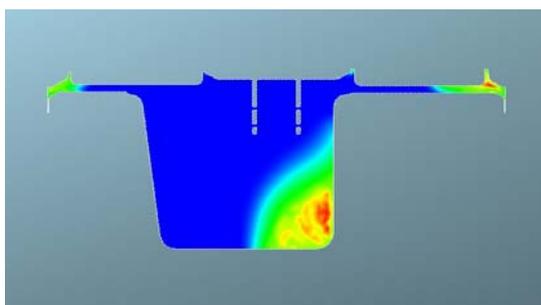
Im Folgenden wurde auch untersucht, ob Brennraumablagerungen einen Einfluss auf den Ort der Klopfreaktionen besitzen. Das Ergebnis der Untersuchungen ist in

Abbildung 50 angeführt. Die Bilder zeigen hier jeweils die Kurbelwinkellagen, bei welchen entsprechend der 3D-CFD-Simulation die erste Klopfreaktion im Brennraum auftritt.

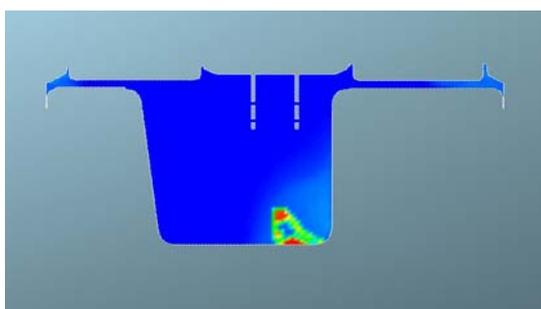
Das erste Bild zeigt hier den Ort der ersten Klopfreaktion beim Brennraum der BR4 ohne Ablagerungen. Die klopfende Verbrennung beginnt in der Kolbenmulde und erst nach weiteren 1-1,5 °KW tritt im Außenbereich des Brennraums zwischen der Kolbenkrone und der Feuerplatte Klopfen auf. Beim Brennraum mit den Brennraumablagerungen aber ohne die erhöhte Oberflächentemperatur tritt das erste Klopfereignis zeitgleich in der Mulde und am Brennraumrand auf. Als Erklärung kann hier angeführt werden, dass durch den Druckanstieg zufolge des gesteigerten Verdichtungsverhältnisses auch Bereiche, die eine lokal niedrigere Temperatur besitzen den Schwellwert für den Klopfbeginn überschreiten würden. Die Reaktionsraten in der Mulde sind aber deutlich am größten. Die dritte Darstellung zeigt den realen Fall, bei dem sowohl das Verdichtungsverhältnis als auch die Oberflächentemperatur erhöht wurde. Hier tritt die erste Klopfreaktion wieder in der Kolbenmulde auf. Die Reaktionsrate ist hier die höchste von allen drei angeführten Varianten. Die Erklärung warum hier noch kein Klopfen in der Quetschfläche auftritt liegt in der etwas früheren Lage der ersten Klopfreaktion und damit dem noch reduzierten Brennraumdruck. Man kann allerdings in der Brennraumperipherie schon eine geringe Klopfreaktionsrate erkennen, so dass damit gerechnet werden muss, dass es hier auch zu einer klopfenden Verbrennung kommen wird.



Klopfende Verbrennung Basisgeometrie
726,5 ° KW
Klopfreaktionsrate [0...100 kmol/(m³s)]
Klopfreaktion in der Brennraummulde



Klopfende Verbrennung Basisgeometrie mit
Ablagerungen ohne erhöhte Temperatur
725,5 °KW
Klopfreaktionsrate [0...100 kmol/(m³s)]
Klopfreaktion in der Brennraummulde und
am Brennraumrand



Klopfende Verbrennung Basisgeometrie mit
Ablagerungen mit erhöhter Temperatur
724 °KW
Klopfreaktionsrate [0...100 kmol/(m³s)]
Klopfreaktion in der Brennraummulde

Abbildung 50: Auswirkung von Ablagerungen auf den Ort der ersten Klopfreaktion

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass mittels der 3D-CFD Simulation die Auswirkungen von Ablagerungen im Brennraum eines Motors beschrieben werden können. Es konnte gezeigt werden, dass sowohl der Einfluss auf den Klopfabstand, als auch auf den Ort der Verbrennung erfasst werden konnte.

An dieser Stelle muss aber auch festgehalten werden, dass zur richtigen Beschreibung der Auswirkungen von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten eines Brennraums einige Voraussetzungen erfüllt sein müssen:

- Kenntnis der Stoffeigenschaften von Brennraumablagerungen
- Kenntnis der lokalen Verteilung der Ablagerungen im Brennraum

Die Kenntnis der Stoffeigenschaften der Ablagerungen ist nötig, um die Oberflächentemperatur richtig beschreiben zu können. Nur wenn die Annahmen hinsichtlich der Temperaturzunahme richtig erfasst werden, macht eine Simulation weiteren Sinn.

Die Kenntnis der lokalen Verteilung der Ablagerungsschichten ist relevant, um die lokale Verteilung der Temperatur sowie das Verdichtungsverhältnis richtig erfassen zu können. Oberflächen im Brennraum, die schon ohne Ablagerungen heißer sind (etwa durch lokal reduzierte Bauteilkühlung), erfahren durch die zusätzliche Isolationswirkung eine weitere Temperatursteigerung. Die Temperatur des Bauteils selbst nimmt durch Ablagerungsschichten ab.

6.1.3. Verifikation der Simulationsergebnisse

Zur messtechnischen Untersuchung des Einflusses der Brennraumablagerungen auf das Klopfen wurde ein Kolben der BR4 aus einem Feldmotor ausgebaut und in einem ersten Schritt im Forschungsmotor im Vergleich mit einem Kolben ohne Brennraumablagerungen auf dem Motorprüfstand untersucht. Die vorab ermittelte mittlere Schichtstärke am Kolben betrug $466\ \mu\text{m}$, die Anwachsrate während des Betriebs im Feld $0,094\ \mu\text{m}$ je Betriebsstunde.

In Abbildung 51 ist ein Vergleich der möglichen Betriebsbereiche der beiden Kolben zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze dargestellt. Das rote Feld zeigt den Betriebsbereich des Motors mit dem Kolben ohne Ablagerungen, das blaue Feld den Betriebsbereich mit dem Kolben mit Ablagerungen.

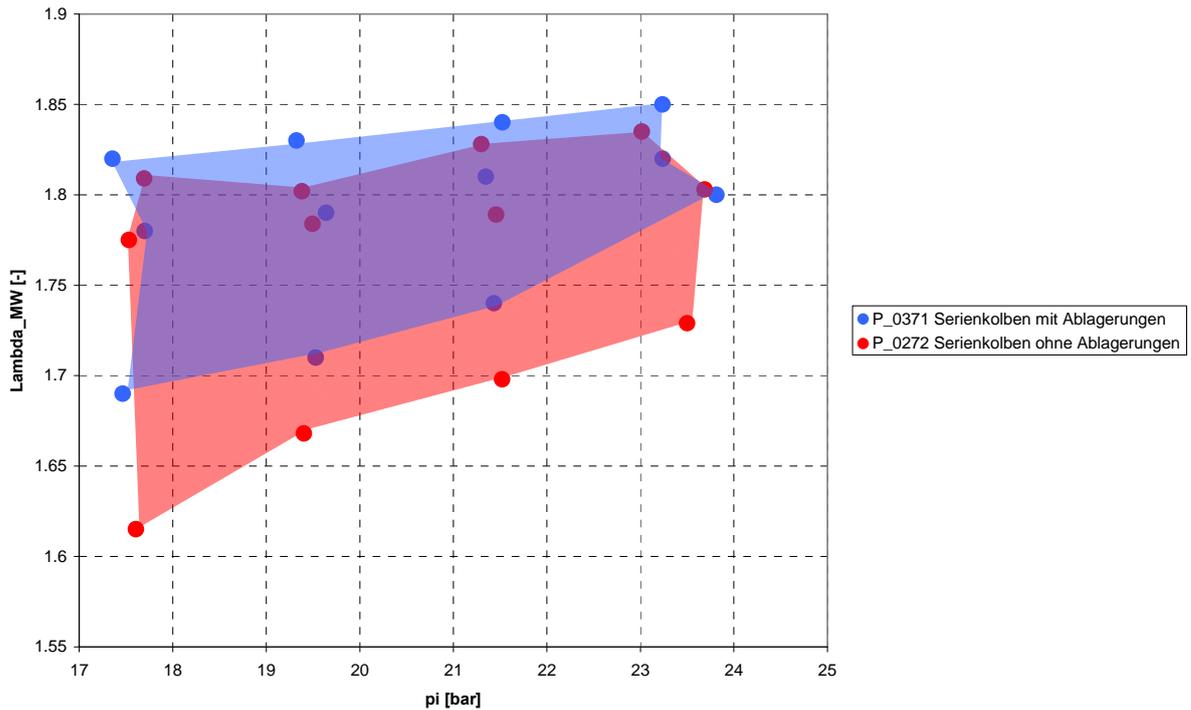


Abbildung 51: Betriebskennfeld eines Serienkolbens mit und ohne Brennraumablagerungen zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze

Beim Kolben mit Brennraumablagerungen kommt es über alle untersuchten Mitteldrücke zu einer deutlichen Reduktion des Lambdabereichs zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze. Zudem kann der Kolben ohne Brennraumablagerungen an der Klopfgrenze deutlich fetter betrieben werden. Dem gegenüber ist die Aussetzergrenze beim Kolben mit Ablagerungen in höhere Lambdabereiche verschoben.

In Abbildung 52 ist ein weiterer Vergleich der Kennfelder des Kolbens mit und ohne Brennraumablagerungen, jedoch mit einer zusätzlichen Randbedingung gegenübergestellt. Für diesen Vergleich wurde die Brennverläufe der beiden Kolben in jedem verglichenen Messpunkt durch Anpassen des Luftverhältnisses und des Zündzeitpunktes in ihrer Lage und Form angeglichen. So wird eine Aussage möglich, wie sich unter der Randbedingung eines gleichen Brennverlaufs in beiden Brennräumen die Betriebsparameter verändern würden. Auch in diesem Vergleich muss der Brennraum mit Ablagerungen mit einem deutlich höherem Luftverhältnis betrieben werden, um die für die Einhaltung der Abgasgesetzgebung nötigen NO_x-Emissionen zu erreichen. Dies hat wiederum Nachteile hinsichtlich der Verbrennungsstabilität an der Aussetzergrenze und der HC- und CO-Emissionen zu Folge.

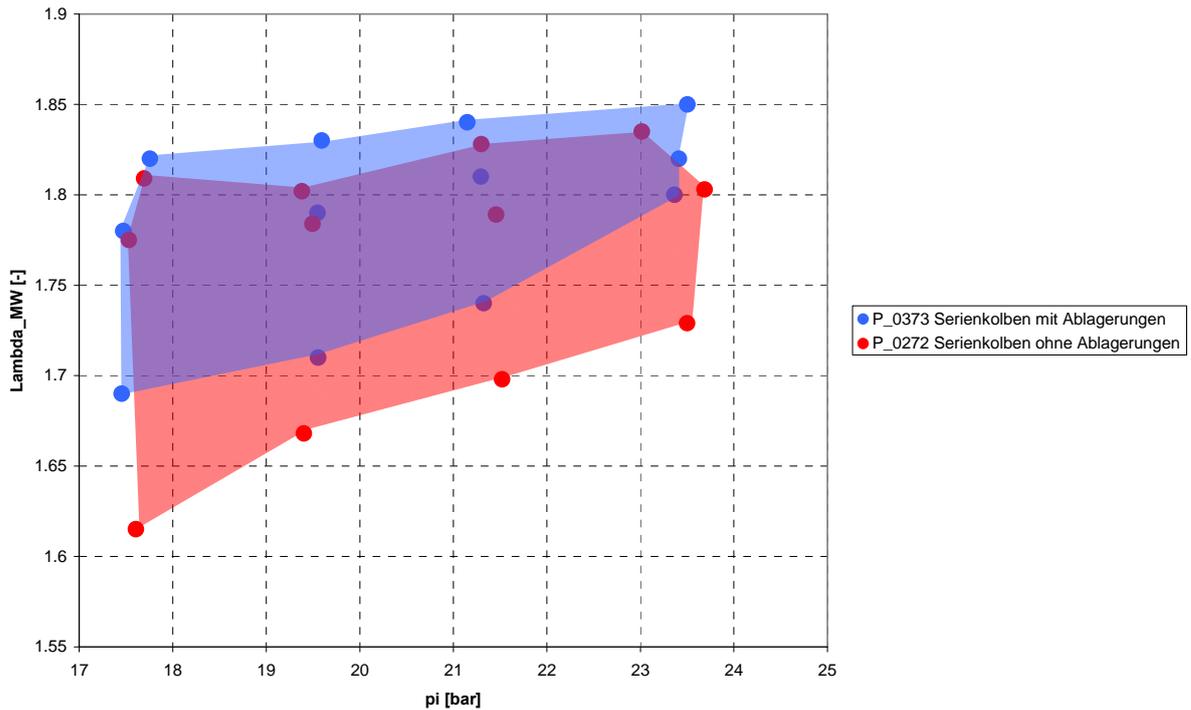


Abbildung 52: Betriebskennfeld eines Serienkolbens mit und ohne Brennraumablagerungen bei gleichen Brennverläufen zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze

In Abbildung 53 ist ein Vergleich von Betriebspunkten zwischen dem Kolben mit und ohne Brennraumablagerungen an der TA-Luft Emissionsgrenze für 4 unterschiedliche Lasten dargestellt. Der Zündzeitpunkt blieb jeweils unverändert bei 24 °KW v. ZOT, die Emissionen wurden über das Luftverhältnis angepasst. Wie man sehen kann, bedingt die Ablagerungsschicht am Kolben ein höheres Luftverhältnis zum Erreichen der NO_x-Grenze von 500 mg/Nm³. Gleichzeitig ergibt sich auch eine um etwa 0,5 Grad frühere Verbrennungslage und daher auch ein um 8 bar höherer Spitzendruck. Die rechte Seite des Diagramms zeigt ein Ergebnis der Analyse der gemessenen Betriebspunkte aus der Motorprozessrechnung. Die Temperatur bei Einlassschluss ist beim Kolben mit Brennraumablagerungen im Mittel um etwa 10 Grad höher als beim Kolben ohne Ablagerungen. Die Temperatur der unverbrannten Zone liegt zwischen 10 und 15 °C höher. Dies lässt einen deutlich reduzierten Abstand zur Klopfgrenze erwarten. Die Ladungsmasse bei Einlassschluss liegt beim Kolben mit Ablagerungen etwas höher.

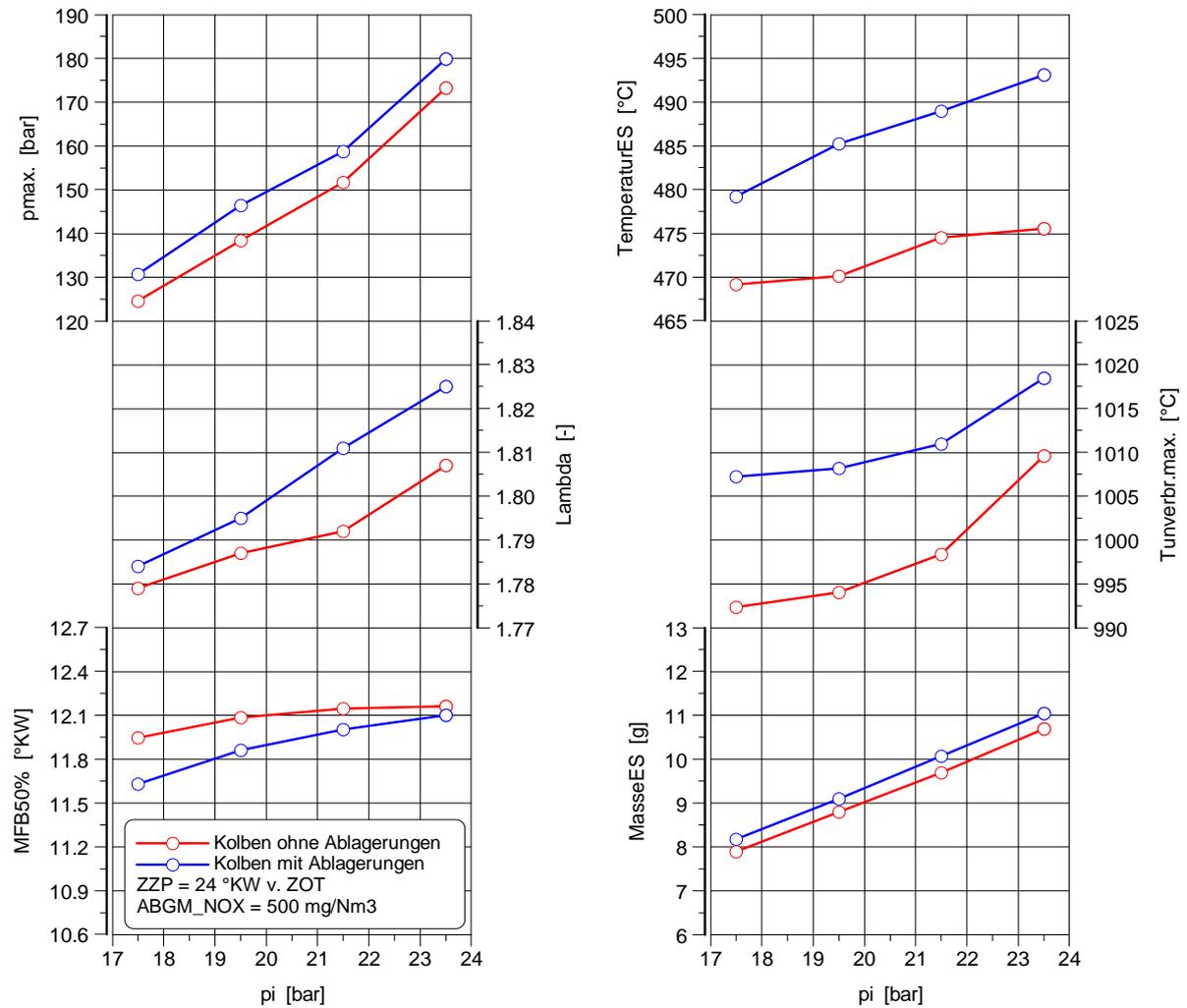


Abbildung 53: Auswirkungen der Brennraumablagerungen auf ausgewählte Motorbetriebsparameter

In einem weiteren Versuch wurde ermittelt, welcher Unterschied im Zündwinkel notwendig ist, um bei einem Kolben ohne Ablagerungen dieselbe Klopfhäufigkeit zu erreichen, wie bei einem Kolben mit Ablagerungen. Zu diesem Zweck wurde bei 4 Motorlasten der Zündzeitpunkt solange nach früh gestellt, bis sich eine Klopfhäufigkeit von 40% einstellte. Die Emissionen wurden durch Anheben des Luftverhältnisses konstant bei 500 NOx mg/Nm³ gehalten. In Abbildung 54 ist das Ergebnis dargestellt. Die x-Achse zeigt hier den Mitteldruck, die y-Achse den Differenzwinkel zwischen der Messung mit dem Brennraum ohne Ablagerungen und dem Brennraum mit den Ablagerungen am Kolben. Wie man sehen kann, ergibt sich für den Zündzeitpunkt ein Unterschied von 4 °KW, der mit steigender Last auf 8 °KW zunimmt.

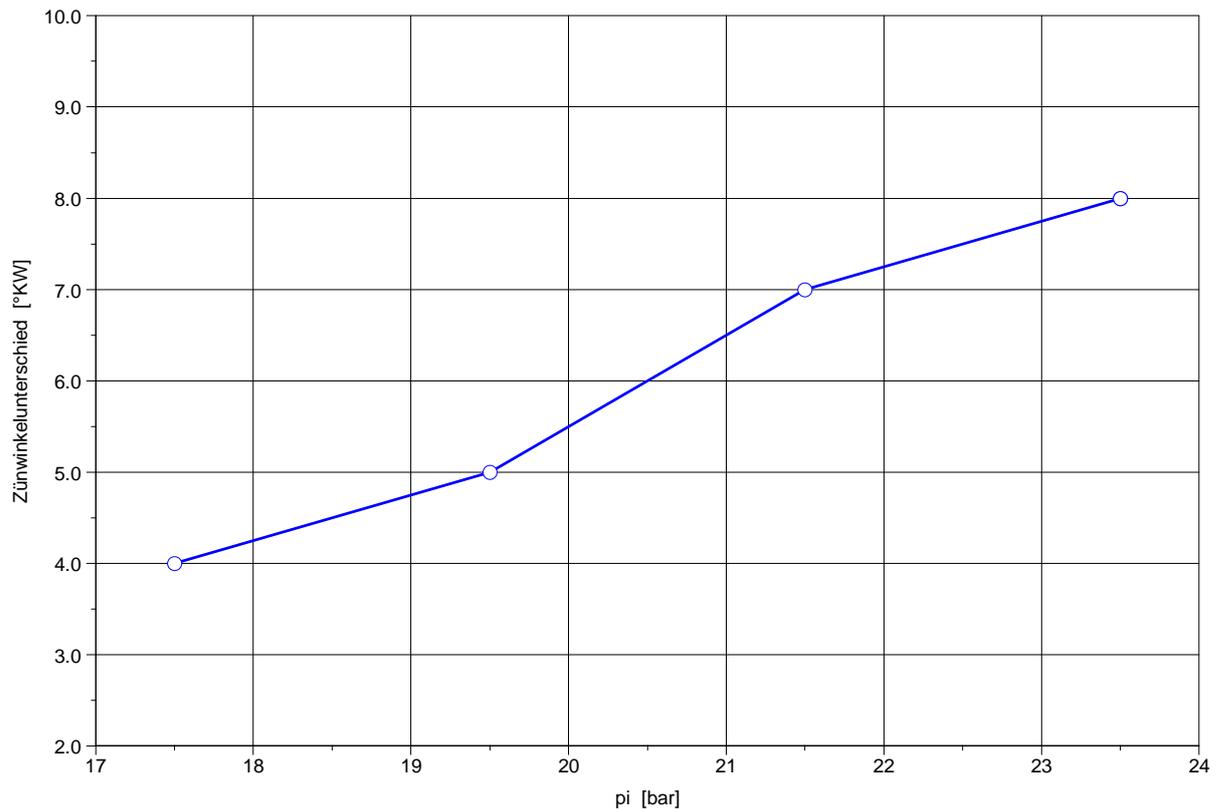


Abbildung 54: Unterschied im Zündwinkel an der Klopfgrenze

Zur Absicherung der 3D-CFD Simulationen zum Einfluss der Brennraumablagerungen wurden auch Messungen mit einem VisioKnock-Adapter durchgeführt, wie er in Kapitel 4.2 beschrieben ist.

Wie man erkennen kann, stellt sich bezüglich des Klopfortes kein wesentlicher Unterschied zwischen dem Kolben mit und ohne Brennraumablagerungen ein. Sowohl beim Kolben ohne Ablagerungen, als auch beim Kolben mit Ablagerungen ergibt sich ein Klopfort im Bereich zwischen dem Einlass- und Auslassventil in der Mulde. Zusätzlich zur Richtungsinformation wurde auch die Tiefeninformation ausgewertet. Diese wird als Klopfhäufigkeit der klopfenden Zyklen in der Mulde als Zahlenwert angegeben. Dieser Wert gibt an wie viele der ausgewerteten Zyklen in der Mulde geklopft haben.

Ein offensichtlicher Unterschied zwischen dem Brennraum mit und ohne Ablagerungen ist die Tatsache, dass die Position des Klopfortes beim Brennraum mit den Ablagerungen etwas stärker statistisch verteilt ist, während die Position beim sauberen Brennraum weitestgehend stabil bleibt. Bei den Messungen konnte kein deutlicher Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Klopfort festgestellt werden. Dies kann durch gleichförmige Flammenausbreitung im Brennraum des untersuchten Motors erklärt werden. Die Flammenausbreitung wird sehr stark von der bestehenden Drallströmung bestimmt und erfolgt kugelförmig von der zentral positionierten Zündkerze aus. Die Bereiche, die sich bei der Untersuchung mittels der 3D-CFD-Simulation als besonders kritisch gezeigt haben, werden besonders spät von der Flammenfront erfasst. Dieser Umstand wird vom Zündzeitpunkt nicht wesentlich beeinflusst.

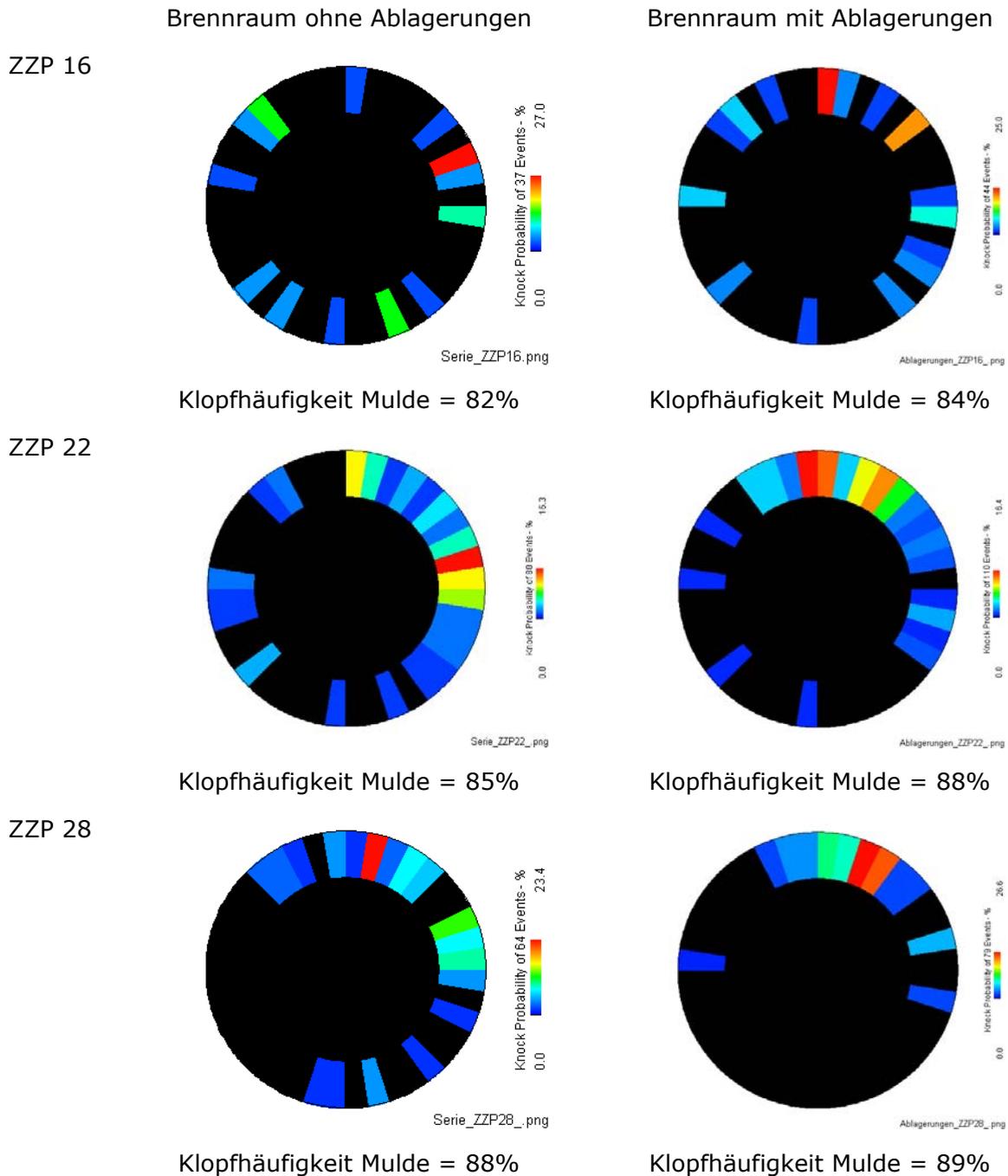


Abbildung 55: VisioKnock Messergebnis eines Brennraums mit und ohne Ablagerungen

Zudem kann festgestellt werden, dass durch die Ablagerungsschicht am Kolben keine wesentliche Verlagerung des Klopfortes im Brennraum auftritt. Insbesondere bleibt der Ort der ersten Klopfreaktion in der Brennraummulde. Dies lässt sich durch die Temperaturverteilung im Gemisch erklären, die durch die Ablagerungsschicht lokal zunimmt in ihrer Position dabei aber nicht verlagert wird.

6.2. Bildungsmechanismen von Brennraumablagerungen

6.2.1. Grundlagen der Entstehung und Charakterisierung von Ablagerungen

Um die Bildung von Brennraumablagerungen vermeiden zu können, wurde untersucht, welche Mechanismen hierfür verantwortlich sind und welche Faktoren den stärksten Einfluss auf die Entstehung besitzen. Als Basis für die durchgeführten Untersuchungen diente eine Literaturrecherche, die den aktuellen Stand der Wissenschaft zusammenfassen sollte und im Kapitel Bildungsmechanismen vorgestellt wird.

Bildungsmechanismen

Während der Laufzeit eines Motors können sich auf den Bauteilen der Ladungswechselorgane, des Brennraums und der Kraftstoffversorgung unerwünschte Ablagerungen bilden, die die Funktionsweise der Bauteile beeinflussen und dadurch Auswirkung auf den das Betriebsverhalten, die Verbrennung und die entstehenden Emissionen haben [85].

Als Hauptkomponenten der Brennraumablagerungen sind sowohl organische Komponenten wie Kohlenstoff, Kohlenwasserstoffe, Sauerstoff und Stickstoff, als auch anorganische Stoffe wie Schwefel und verschiedene Metalle bekannt. Als Entstehungsquellen wurden bisher der Kraftstoff sowie das Schmieröl identifiziert, wobei insbesondere bei Benzin- und Dieselmotoren der weitaus größere Anteil dem Kraftstoff zuzurechnen ist. Insbesondere Kraftstoff- und Schmieröladditive spielen bei der Entstehung der Ablagerungen eine entscheidende Rolle [75].

In der Literatur werden verschiedene Modelle zur Beschreibung der Bildung von Ablagerungen beschrieben, die sich durch ihren Detaillierungsgrad und den Fokus auf unterschiedliche Entstehungsquellen und Einflussgrößen unterscheiden [86], [87], [88], [79], [80]. Allgemein kann die Bildung von Ablagerungen nach [86] in drei Phasen gegliedert werden, für die unterschiedliche physikalische und chemische Mechanismen Bedeutung besitzen. Diese sind:

- Transport der Komponenten der Ablagerungen an den Bildungsort
- Bildung der Ablagerungen
- Abbau der entstandenen Ablagerungen

Der Transport von Komponenten, die sich in Folge als Ablagerungen absetzen, kann entweder durch das strömende Gasgemisch erfolgen oder durch flüssige Komponenten aus dem Kraftstoff oder dem Schmieröl verursacht werden [86].

Folgende Mechanismen sind für den Transport von Ablagerungen im Gasgemisch verantwortlich [77], [94]:

- Thermophorese
- Diffusionsbewegung zufolge Konzentrationsgradienten
- Turbulente Diffusion
- Diffusionsphorese
- Elektrophorese
- Trägheitsablagerung

- Transport zufolge des Strömungsfeldes

Unter Thermophorese bzw. thermischer Diffusion versteht man die Bewegung von Teilchen entlang eines Temperaturgradienten. Ursache für die Thermophorese ist die Brownsche Molekularbewegung. Sie bezeichnet die ungeordnete Bewegung von Teilchen in Gasen und Flüssigkeiten und nimmt mit steigender Temperatur zu [94]. Durch die stärkere Bewegung von Fluidmolekülen in den heißeren Zonen des Gases ergibt sich eine Bewegung in Richtung des fallenden Temperaturgradienten. Im Motor erfolgt diese Bewegung vor allem vom heißen Gas zu den kühleren Bereichen an den Brennraumwänden. Ein gesteigerter Temperaturgradient verstärkt die Wirkung der Thermophorese [86].

Neben der Ausgleichsbewegung zufolge von Temperaturunterschieden treten auch noch Ausgleichsbewegungen zufolge von Konzentrationsunterschieden auf [77]. Diese Diffusionsbewegung wird durch den Effekt verursacht, dass Partikel in Gebieten mit höherer Konzentration tendenziell öfter miteinander und mit den umgebenden Gasmolekülen kollidieren und sich daher eine Ausgleichsbewegung der Teilchen in Gebiete mit niedrigerer Konzentration ergibt [77].

Unter dem Oberbegriff der turbulenten Diffusion wird der Transport von Partikeln zufolge von Turbulenzgradienten verstanden. Dieser Effekt betrifft insbesondere den Turbulenzgradienten zwischen der Flammenfront mit relativ hohen Werten an turbulenter kinetischer Energie und dem Rest des Brennraums. Die turbulente Diffusion sorgt für eine rasche Verteilung von Partikeln aus der Flammenfront im Rest des Brennraums und daher auch an die Brennraumwände [81], [77].

Unter der Diffusionphorese versteht man die Bewegung von Partikeln in Fluiden zufolge einer sich einstellenden Diffusionsbewegung. Auch wenn auf die Partikel selbst keine Kräfte zufolge der Diffusion wirken, so verursacht doch die Bewegung der angrenzenden diffundierenden Partikel durch den Impulsaustausch eine Bewegung in Richtung des Diffusionsstroms [77].

Unter der Elektrophorese versteht man die Bewegung von geladenen Teilchen in elektrischen Feldern. Während der Verbrennung können sich Partikel durch thermische Ionisation elektrisch aufladen. Ist die Brennraumwand selbst statisch geladen, kann es zu einer Bewegung der geladenen Partikel an die Brennraumwände kommen [76].

Die Trägheitsablagerung beschreibt die Abscheidung von Partikeln mit erhöhter Masse an den Brennraumwänden zufolge der wirkenden Trägheitskräfte [77]. Dabei verlassen die Partikel an Umlenkungen die Wirbelstrukturen im Brennraum und werden an die Brennraumwand gelenkt. Ein ähnlicher Effekt ist die Gravitationsablagerung, hier erfolgt aber die Ablagerung zufolge des Schwerfeldes der Erde [81].

Das Strömungsfeld selbst trägt zum Transport von Gasen, Tropfen und Partikeln im Brennraum und den Ladungswechselorganen bei [94], [75]. So führt eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit zuerst zu einer gesteigerten Abscheidung von Partikeln an den Brennraumwänden, weil mehr Partikel transportiert werden. Zugleich nimmt die Dicke der laminaren Grenzschicht ab, so dass einzelne Teilchen durch die Strömung direkt an den Ort der Ablagerung gedrückt werden. Bei einer weiteren Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit wird die Wirkung des Transports durch die Thermophorese und die anderen Transportmechanismen gestört, da weniger Zeit für

den Transport zu Verfügung steht. Dadurch nimmt insgesamt die Konzentration von Partikeln in der Grenzschicht ab, und es kommt zu reduzierten Ablagerungsraten [94].

Neben dem Transport im Gasgemisch kann flüssiger Kraftstoff oder Schmieröl selbst für den Transport von Partikel im Brennraum sorgen. Gelangt flüssiger Kraftstoff auf die Oberflächen der Bauteile, kann es zur Ablagerungsbildung kommen. Wie in [75] beschrieben besteht aber auch die Möglichkeit, die Entstehung von Ablagerungen durch flüssigen Kraftstoff zu hemmen, indem alle anhaftenden Partikel abgewaschen werden. Dieser Lösungsansatz ist für die innermotorische Anwendung aber wenig geeignet, weil ein kontinuierlicher Kraftstoffstrom Voraussetzung wäre.

Hinsichtlich der Bildung von Ablagerungsschichten gibt es unterschiedliche Bildungsmodelle, die verschiedene chemische und physikalische Mechanismen miteinander kombinieren. Die wichtigsten Mechanismen bei der Bildung von Ablagerungen auf den Bauteilen der Ladungswechselorgane und des Brennraums sind nach [88], [92], [75]:

- Kondensation
- Polymerisation
- Gasphasenabscheidung
- Pyrolyse

Unter der Kondensation wird der Phasenübergang von gasförmigen Komponenten an kühlen Stellen im Brennraum verstanden. Es bildet sich ein dünner Film auf den Bauteiloberflächen, der seinerseits wieder gasförmige Komponenten und Partikel adsorbieren kann [80], [86].

Die Polymerisation beschreibt die Reaktion von ungesättigten organischen Verbindungen miteinander zu langkettigen gesättigten Verbindungen. Dies geschieht unter der Einwirkung hoher Temperaturen [86].

Bei der Gasphasenabscheidung scheiden sich flüchtige Komponenten aus dem Gas auf einer Festkörperoberfläche ab, wenn die nötige Reaktionstemperatur erreicht wird. Dieser Effekt ist typisch für Ablagerungen aus Deponiegasen, wo sich das aus den im Brenngas enthaltenen organischen Siliziumverbindungen (Siloxanen) während der Verbrennung gebildete SiO und SiO₂ ablagert [95].

Unter der Pyrolyse wird die Spaltung langkettiger organischer Verbindungen in ihre Bestandteile unter der Einwirkung von hohen Temperaturen verstanden [86].

Nach [80], [82], [86], [91] können die oben genannten Mechanismen zu einem Modell der Ablagerungsentstehung verbunden werden. Die beschriebenen Modelle gehen dabei davon aus, dass sich durch die Kondensation von gasförmigen höher siedenden flüchtigen Kohlenwasserstoff-Verbindungen aus dem Kraftstoff oder Schmieröl ein klebriger Film auf den Bauteiloberflächen bildet. Dieser ist die gleichsam die Grundlage für die weitere Bildung der Ablagerungen. Es kommt demnach zur Adsorption weiterer gasförmiger Komponenten. Gleichzeitig werden auch Partikel, die durch die Transportmechanismen an die Oberfläche bewegt werden, an die klebrige Oberfläche angelagert. Es kommt zu einem Schichtstärkenwachstum des Schichtverbundes. Bedingt durch die Verbrennung treten innerhalb der Ablagerungen die beschriebenen

Umwandlungsvorgänge wie Pyrolyse, Polymerisation und Oxidation auf [80], [82], [86], [91].

Einige Bildungsmodelle unterscheiden zudem zwischen verschiedenen Zonen der Bildung. So werden nach [82] zwei Bereiche von Ablagerungen unterschieden. Nach dem Beginn der Bildung in Bereich 1 entsteht nach Erreichen einer bestimmten Schichtstärke durch chemische Umwandlung zufolge der Verbrennung auf dem ersten Bereich ein zweiter Bereich. In dieser Schicht besitzen die Ablagerungen eine reduzierte Fähigkeit, miteinander chemisch zu reagieren. Auch die Fähigkeit, weitere Verbrennungsprodukte zu binden, ist reduziert. Es ergibt sich in Folge ein Gleichgewichtszustand zwischen den Bereichen [87].

Neben der Bildung von Ablagerungen kommt es gleichzeitig auch zum Abbau von Brennraumablagerungen, bis sich ein Gleichgewichtszustand aus Bildung und Abbau eingestellt hat. Hierzu tragen verschiedene Mechanismen bei [86], [87]:

- Oxidation
- Ausdampfung
- Desorption
- Abrasion
- Abbrechen
- Abwaschen

Die Oxidation beschreibt die chemische Reaktion von Kohlenstoff und Kohlenwasserstoffen in der Ablagerungsschicht mit Sauerstoff in sauerstoffhaltiger Umgebung. Dabei entstehen entsprechende Umwandlungsprodukte [86].

Durch die anwachsende Schichtstärke der Brennraumablagerungen ergibt sich eine Temperaturzunahme innerhalb der Schichten und an der Oberfläche. Dies verursacht das Ausdampfen verschiedener im Schichtsystem gespeicherter gasförmiger Komponenten [81].

Bei der Desorption verlassen einzelne Atome oder Moleküle die Oberfläche der Ablagerungsschicht. Voraussetzung ist das Erreichen der hierfür nötigen Temperatur zum Überwinden der Bindungsenergie zwischen den Teilchen [86].

Bei der Abrasion kommt es zum Abtrag der Ablagerungsschichten durch feste Partikel im vorbeiströmenden Gas. Dieser Effekt tritt besonders bei Sondergasanwendungen (z.B.: Deponiegas) auf, wenn sich durch die Verbrennung feste Bestandteile im Abgas bilden [75], [95].

Das Abbrechen der Brennraumablagerungen als Abbaumechanismus ist auf die unterschiedliche Wärmedehnung der Ablagerungsschicht und der Motorbauteile zurückzuführen. Kommt es zu einem vermehrten Schichtaufbau, erwärmen sich die Ablagerungen stärker als die überzogenen Bauteile. Zusammen mit den unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten führt die Temperaturdifferenz zu unterschiedlichen Wärmedehnungen. Die sich aufbauenden Spannungen verursachen ein Abplatzen der Ablagerungsschichten [86].

Ein weiterer Abbaumechanismus ist das Abwaschen der Ablagerungsschichten durch Kraftstoff oder Wasser. In [75] wird dieser Effekt für die Einlassventile eines

Dieselmotors genau untersucht. In [94] wird die Einspritzung von Wasser zur Reinhaltung von Abgaswärmetauschern beschrieben. Es zeigt sich derselbe positive Effekt.

Neben den beschriebenen Bildungsmechanismen gibt es noch einige weitere in der Literatur beschriebene Effekte mit Relevanz für die weiteren Untersuchungen.

In [79], [82] und [91] wird darauf hingewiesen, dass vor allem Detergentien in den Schmieröladditivpaketen wesentlich zur Bildung von Brennraumablagerungen beitragen.

In verschiedenen Veröffentlichungen wird der Anhebung der Oberflächentemperatur zur Reduktion der Kondensation von Kohlenwasserstoffen und der Thermophorese als mögliche Maßnahme zur Vermeidung von Ablagerungen genannt [89], [87]. Es wird vielfach eine kritische Temperatur zwischen 310 und 320 °C genannt, ab der es zu keiner Kondensation mehr kommt und ab der sich daher keine Ablagerungen aus Kohlenwasserstoffen mehr bilden sollen. Dies wird in [80] bestätigt. Es wird hier nachgewiesen, dass die kritische Temperatur bei Ablagerungen aus der Ölasche deutlich höher liegt. Zudem zeigt sich für Ablagerungen aus dem Schmieröl ein gegenläufiger Trend. Zuerst kann eine Zunahme der Ablagerungsraten mit zunehmender Oberflächentemperatur festgestellt werden und dann ab dem Erreichen einer kritischen Temperatur eine Abnahme [76]. Nach [87] liegt diese um 60 °C höher als bei Ablagerungen aus dem Kraftstoff. Die Ablagerungen bestehen dann aber nur mehr aus Ölasche [80], [89], [91]. Ursache dürften der wesentlich höhere Siedepunkt des Schmieröls verglichen mit dem Kraftstoff sein [91]. In [75] wird auf unterschiedliche kritische Temperaturen je nach verwendeter Ölsorte verwiesen.

Generell führt das Verwenden von Kraftstoffen mit niedrigem Siedepunkt zu einer Reduktion der Brennraumablagerungen [87]. In [86] wird dieser Zusammenhang für einen Motor im Erdgasbetrieb nachgewiesen. In [89] wird gezeigt, dass in den kalten Regionen des Brennraums Ablagerungen insbesondere durch den Kraftstoff verursacht werden, da es hier zur Kondensation von Kohlenwasserstoff kommen kann, während in den heißen Zonen wie auf der Zündkerze oder den Auslassventilen hauptsächlich metallische Additivbestandteile Ablagerungen bilden.

Einige weitere Veröffentlichungen beschreiben den Unterschied zwischen Ablagerungen, die vorwiegend aus dem Kraftstoff stammen und solchen, die durch die Additivbestandteile im Schmieröl verursacht werden. In [79] wird eine Unterscheidung hinsichtlich der Bildung von Ablagerungen aus dem Kraftstoff und aus den Additiven des Schmieröls getroffen. Für Ablagerungen aus dem Kraftstoff trifft demnach der weiter oben beschriebene Bildungsmechanismus zu. Bei Ablagerungen aus den Schmieröladditiven bilden diese selbst die Grundlage für das Anhaften auf den Bauteilen des Brennraums. In [94] wird gezeigt, dass Ablagerungen in den Wärmetauschern eines Gasotomotors fast vollständig dem Schmieröl zuzurechnen sind.

In [87] wird gezeigt, dass Additive höhere Siedpunkte besitzen als der Kraftstoff und das Grundöl. Schmieröladditive sind daher für die Ablagerungen an heißen Stellen verantwortlich. Dieser Effekt verstärkt sich bei Kraftstoffen mit niedrigem Siedepunkt, da diese dann in den heißen Regionen keine Ablagerungen bilden können. Nach [87] tragen die Komponenten mit dem höchsten Siedepunkt am stärksten zu den

Brennraumablagerungen bei. In [75] wird gezeigt, dass die Kombination eines niedrig siedenden Grundöls mit einem hoch siedenden Additivpaket besonders nachteilig ist.

Kommt es zum Aufbau von Brennraumablagerungen, so ist ein Anstieg der HC-, CO- und NO_x-Emissionen die Folge [83]. Auch eine Verschlechterung des Liefergrads durch Ablagerungen in den Kanälen und der Ventile ist zu erwarten [84]. Daneben kann es zu zusätzlicher Geräuschbeeinflussung kommen, wenn bei Motoren mit reduziertem Spaltmaß die Brennraumablagerungen das Volumen zwischen Kolbenkrone und Feuerplatte auffüllen [79], [85]. Eine weitere Auswirkung ist die Reduktion des Klopfabstandes bei zunehmender Bildung von Brennraumablagerungen [88].

In [78] wird der Einfluss der Brennraumablagerungen auf den Wandwärmestrom untersucht. Der Autor kommt zum Schluss, dass Ruß, aber auch Ölascheablagerungen eine isolierende Wirkung auf den Wärmestrom besitzen. Dies führt aufgrund der verringerten Wandwärmeverluste zu einem gesteigerten Wirkungsgrad.

Eine Bewertung der Schichtstärke der Ablagerungen kann durch rein optisches Bewerten der Struktur, durch das Gewicht der Ablagerungen, akustisch durch Bewertung des Motorengeräuschs oder mit Hilfe der Schichtstärkenmessung erfolgen, wobei die Schichtstärkenmessungen die zuverlässigste Messmethode darstellt. Es wird zudem ein linearer Zusammenhang zwischen der gemessenen Schichtstärke und der Masse der Brennraumablagerungen nachgewiesen [93].

Die Bildung von Brennraumablagerungen steigt mit zunehmendem Ölverbrauch an [87]. Dieser Effekt wird durch eine starke Additivierung gesteigert. Durch das Verwenden von Motorölen mit geringem Additivgehalt lässt sich die Ablagerungsbildung reduzieren [94].

Die Zusammensetzung der Ablagerungen ist je nach ihrem Ursprung unterschiedlich. Bei Ablagerungen, die vorwiegend dem Treibstoff zuzurechnen sind, ergeben sich Anteile aus Kohlenstoff, Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff und Schwefel [94]. In [90] wird der Einfluss des Treibstoffs im Diesel- und Ottomotor auf die chemischen Eigenschaften der Brennraumablagerungen untersucht. Hier zeigen sich starke Unterschiede in der Wärmeleitfähigkeit und spezifischen Wärmekapazität, wobei die Ablagerungen aus Dieselmotoren eine niedrigere Wärmeleitfähigkeit besitzen.

Bestimmung des Ursprungs der Ablagerungen in Gasmotoren

Im vorangegangenen Kapitel wurde eine Übersicht über in der Literatur allgemein bekannte Bildungsmechanismen und Einflussfaktoren auf die Entstehung von Brennraumablagerungen gegeben. Für die Verifikation der bestehenden Theorien wurde an konkreten Beispielen aus dem Feld die Problematik Brennraumablagerungen weiter verfolgt. Hierfür wurden für Motoren der BR4 und BR6 von Jenbacher Gasmotoren jeweils die Bildung und insbesondere der Ursprung der Ablagerungen untersucht. Die Abgrenzung zu den bereits vielfach untersuchten Bildungsmechanismen in Diesel- und Benzinmotoren besteht hier in der Beschränkung auf Erd- und Deponiegasmotoren sowie auf stationäre Anwendungen. Wie im Folgenden noch gezeigt wird, sind bei Erdgasmotoren sowohl die Entstehungsquellen, als auch die auftretenden Bildungsmechanismen im Vergleich zu konventionellen Benzin- und Dieselmotoren anders gelagert.

Zur Aufklärung der Quellen der Ablagerungen diente als erster Ansatzpunkt eine chemische Analyse von Brennraumablagerungen, die am Institut für Analytische Chemie der Karl-Franzens-Universität in Graz durchgeführt wurde und hier auszugsweise wiedergegeben wird.

Es wurde hierfür die Zusammensetzung von Brennraumablagerungen auf Bauteilen aus dem Feld mit der *Inducted Coupled Plasma Mass Spectrography* bestimmt. Bei dieser Methode wird der zu analysierende Stoff in einem Plasma bei hohen Temperaturen ionisiert [100]. Zur Ionisierung des zu untersuchenden Stoffes wird ionisiertes Edelgas verwendet, das seinerseits durch einen hochfrequenten Strom ionisiert wurde. Die freiwerdenden Ionen des zu untersuchenden Stoffes werden durch ein Vakuum in das angrenzende Massenspektrometer geleitet, wo sie durch ein elektrisches Feld entsprechend ihrer Atommasse unterschiedlich stark abgelenkt werden. Aus der Anzahl der gemessenen Ionen in einem bestimmten Massenbereich lässt sich die Konzentration der einzelnen Elemente bestimmen [100]. Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Abbildung 56 dargestellt. Hier wurden an verschiedenen Stellen im Brennraum eines Erdgasmotors Proben der Ablagerungen genommen und untersucht.

In Abbildung 56 ist die Konzentration der verschiedenen gemessenen Elemente der Proben im Mittel dargestellt. Als Hauptbestandteile ergeben sich Kalzium und Zink. Diese sind aufgrund der um eine 10-er Potenz höheren Konzentration blau gekennzeichnet und der linken Ordinaten-Achse dargestellt. Alle anderen Elemente treten in deutlich geringeren Konzentrationen auf. Diese sind der rechten Ordinaten-Achse zuzuordnen und durch rote Balken gekennzeichnet.

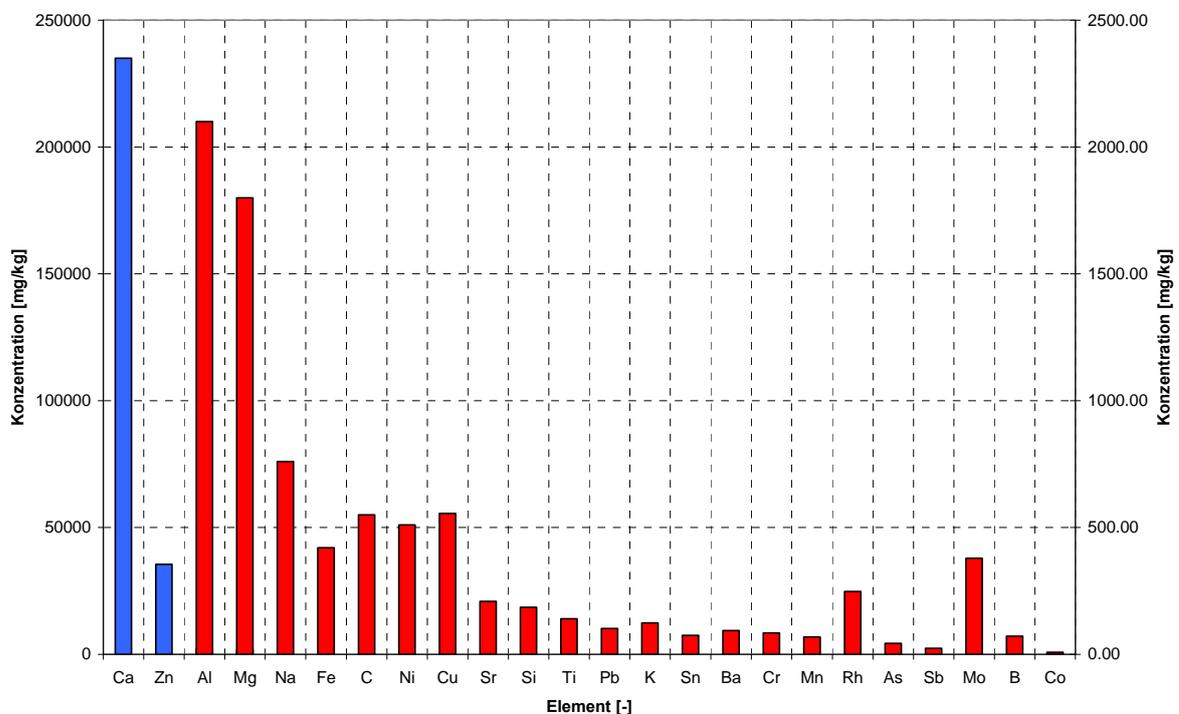


Abbildung 56: Elementverteilung in den Brennraumablagerungen eines Gasmotors

Neben den Hauptbestandteilen Kalzium und zink konnten auch Aluminium, Magnesium, Natrium, Eisen, Kohlenstoff, Nickel, Kupfer und Blei in größeren Mengen

nachgewiesen werden. Bei einer weiteren Analyse mittels Ionenchromatographie wurde festgestellt, dass als Verbindung hauptsächlich Kalziumsulfat vorkommt. Daneben kommt es insbesondere zur Bildung von Kalziumzinksulfat, Kalziumphosphat und Oxidverbindungen der übrigen Elemente.

In einer weiteren Analyse wurde die Zusammensetzung von Brennraumablagerungen bei Motoren im Erdgas- und Deponiegasbetrieb ermittelt und gegenübergestellt. Auch hier wurde die Konzentration verschiedener Elemente bestimmt. In Abbildung 57 wurde der jeweilige Anteil der Masse der einzelnen Elemente in Bezug auf die gesamte Probenmasse dargestellt. Wie man sehen kann, macht hier das Kalzium wieder den größten Anteil aus. Daneben treten noch weitere Elemente wie Blei, Zink und Kupfer auf. Der wesentlichste Unterschied besteht in der bei Deponiegasbetrieb deutlich gesteigerten Menge an Silizium. Dieses tritt neben dem Kalziumsulfat amorph in der Form von Siliziumoxid auf.

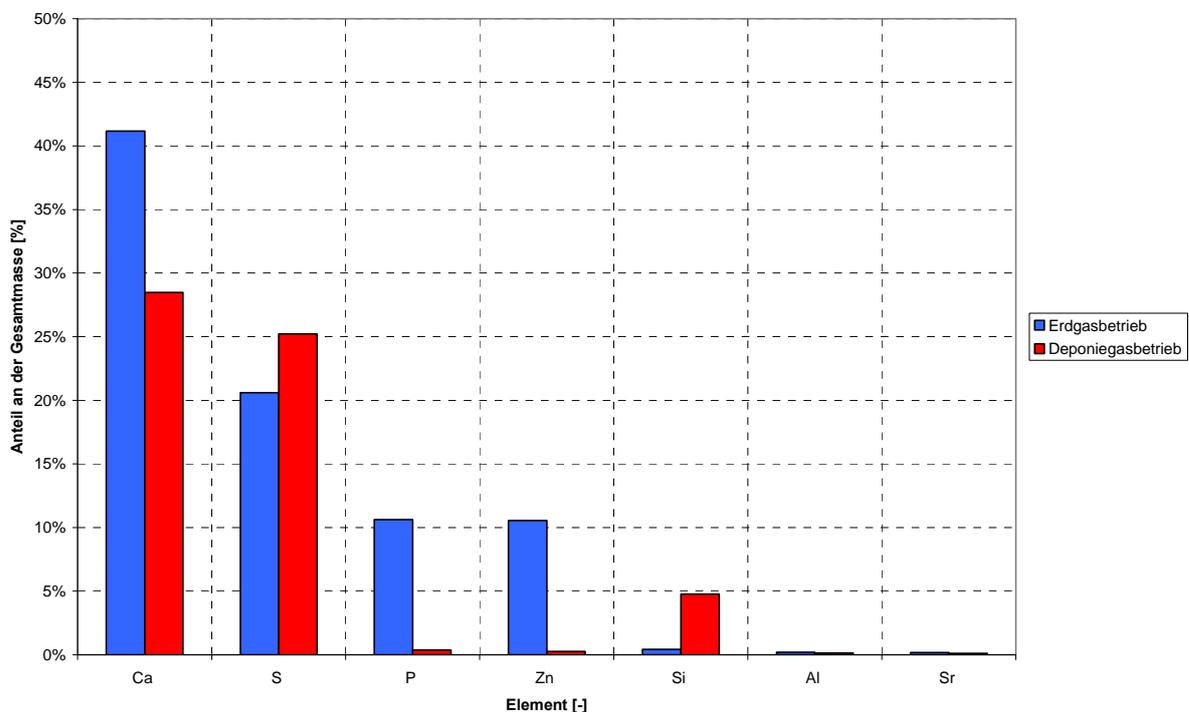


Abbildung 57: Vergleich der Zusammensetzung von Brennraumablagerungen

Als zweiter Schritt zur Bestimmung der Quellen der Ablagerungen wurden nun Öl und Gasanalysen bei verschiedenen Motoren im Erdgas und Deponiegasbetrieb durchgeführt. Hierfür wurden bei den Anlagen Proben gezogen und diese in verschiedenen auf Schmierölanalysen spezialisierten kommerziellen Labors untersucht.

In Abbildung 58 ist das Ergebnis einer Analyse des frischen Schmieröls hinsichtlich seiner Additivierung für verschiedene Motorenöle dargestellt. Bei den dargestellten Motorölen handelt es sich um für die Verwendung im Erdgas- bzw. Deponiegasbetrieb zugelassene Motorenöle. Wie man sehen kann, besitzen beide Öle hohe Anteile an Schwefel und Kalzium. Daneben tritt auch noch Magnesium, Bor, Zink und Phosphor in hohen Konzentrationen auf. Die Zusammensetzung ist dabei je nach Schmieröl leicht unterschiedlich. Dies ist auf die je nach Hersteller unterschiedliche Dotierung der Schmieröle mit Additiven zurückzuführen. Bei Additiven handelt es sich um

verschiedene Metalle, die dem Grundöl beigesetzt werden. Hier werden je nach Additiv unterschiedliche Eigenschaften erreicht. Bei Frischölproben sollten sich darüber hinaus keine weiteren Metalle feststellen lassen, da es sich hier nur um Verunreinigungen oder Verschleißbestandteile handeln kann.

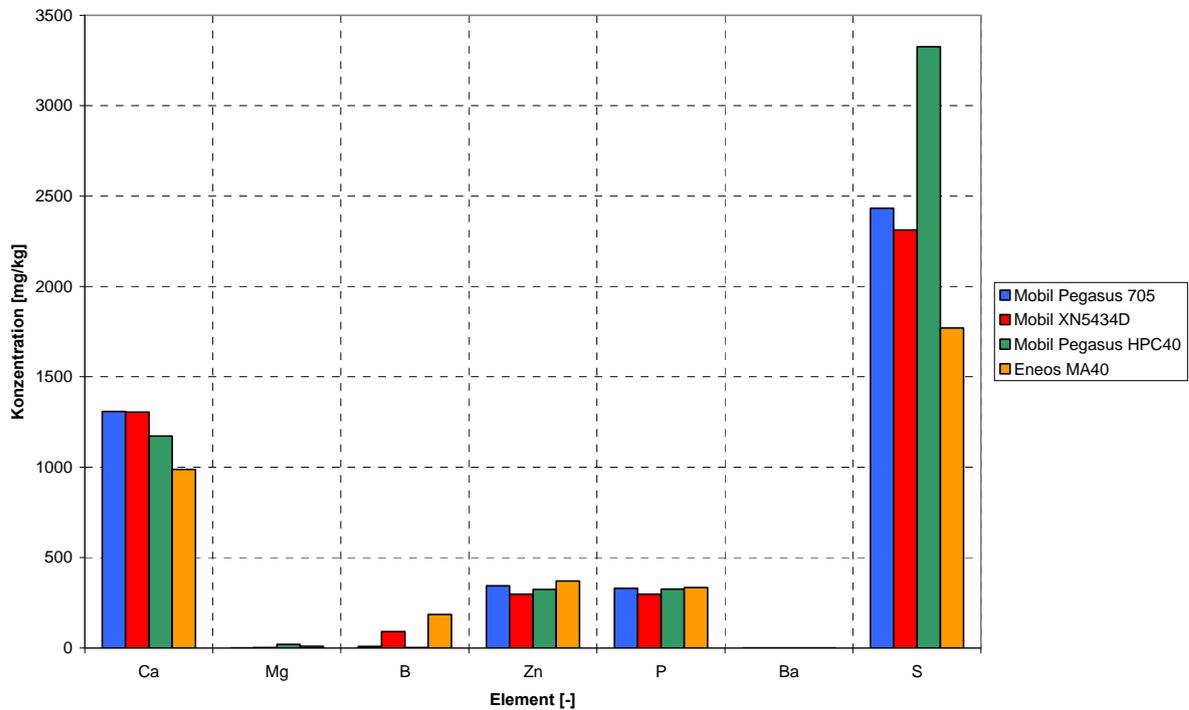


Abbildung 58: Wichtigste Additive verschiedener Schmieröle im Neuzustand

Da damit zu rechnen ist, dass sich die Zusammensetzung des Schmieröls während des Betriebs ändert, wurden auch bei bereits im Betrieb befindlichen Motorölen Analysen durchgeführt. Hier können zusätzliche Elemente auftreten, die aus Verschleiß und Verunreinigungen während des Betriebes herrühren.

In Tabelle 11 sind die verschiedenen Elemente, die typischerweise in einer Schmierölanalyse bestimmt werden, ihrer Quelle zugeordnet [61].

Verschleiß	Eisen, Chrom, Zinn, Aluminium, Nickel, Kupfer, Blei, Molybdän
Verunreinigungen	Silizium Staub, Kalium, Natrium, Wasser, Glykol
Additive	Kalzium, Magnesium, Bor, Zink, Phosphor, Barium, Schwefel,

Tabelle 11: Zuordnung der Schmierölkomponten zu möglichen Quellen [61]

In Abbildung 59 sind die Additivbestandteile sowie Elemente, die sich Verschleiß und Verunreinigungen zuordnen lassen, für einen Motor im Erdgasbetrieb und im Deponiegasbetrieb nach jeweils 2000 Betriebsstunden aus den Ergebnissen der durchgeführten Analysen dargestellt. Das Motoröl im Deponiegasbetrieb besitzt einen doppelt so hohen Anteil an Schwefel, wie das Motoröl im Erdgasbetrieb. Beide Öle weisen zudem hohe Anteile an Zink, Kalzium und Blei auf. Die anderen Metalle kommen nur in geringen Konzentrationen vor.

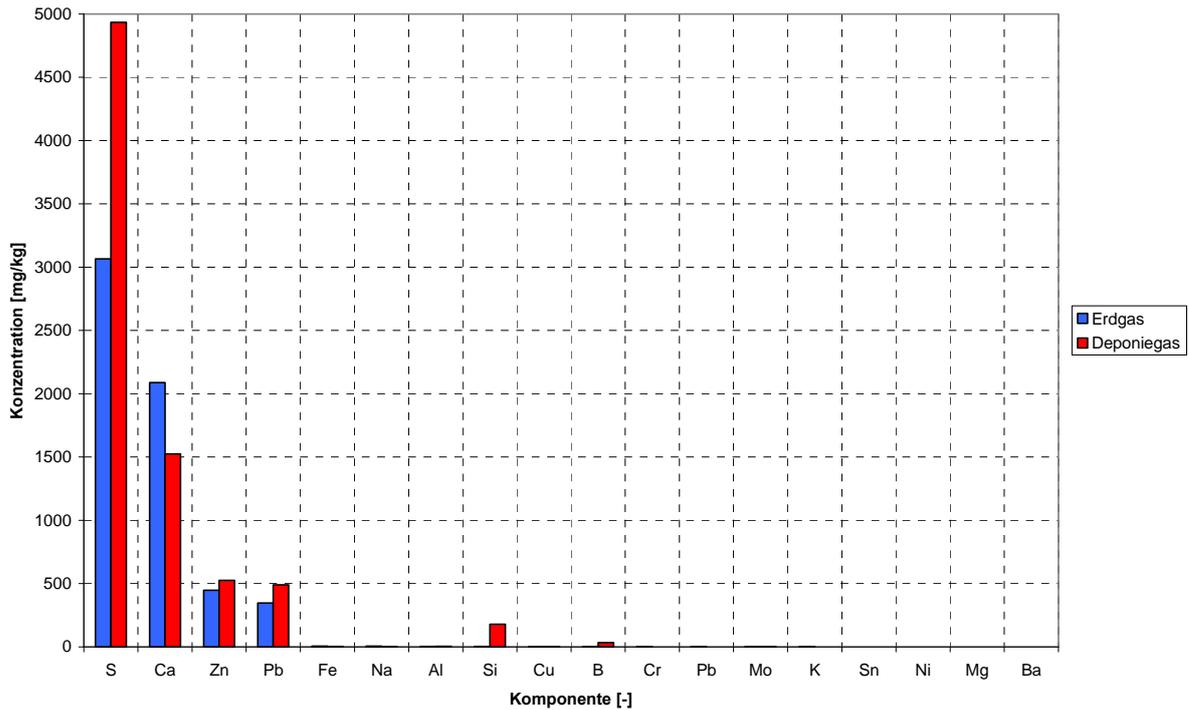


Abbildung 59: Additivbestandteile bei Motorölen im Erdgas und Deponiegasbetrieb

Da neben dem Schmieröl auch das Treibgas zu den Brennraumablagerungen beitragen kann, wurde dieses ebenso hinsichtlich seiner chemischen Zusammensetzung untersucht. In Abbildung 60 ist das Ergebnis einer Gasanalyse für Erdgas und Deponiegas als Treibgas dargestellt. Die Basis bildete die Analyse von jeweils 2 Motoren im Erdgas- und Deponiegasbetrieb. Während des Betriebes kommt es bei Deponiegasmotoren, aber auch in geringerem Maße bei Motoren im Erdgasbetrieb, zu Schwankungen in der Zusammensetzung des Treibgases. Es wurden daher in unterschiedlichen Intervallen Proben genommen und das Ergebnis der Analysen gemittelt und zu einem Diagramm zusammengefasst.

Demnach trägt keine der gasförmigen Komponenten aus Abbildung 60 zu den Brennraumablagerungen wesentlich bei. Es ergibt sich damit ein deutlicher Unterschied in der Quelle der Entstehung der Ablagerungen. Während bei Benzin- und Dieselmotoren der Kraftstoff den größten Anteil an den Ablagerungen ausmacht, kann dieser Zusammenhang für die untersuchten Gase nicht bestätigt werden. Eine Einschränkung dieser Aussage ergibt sich durch das hier untersuchte Deponiegas, das relativ geringe Siliziumanteile enthalten hat. Aus verschiedenen Veröffentlichungen ist bekannt, dass hohe Siliziumanteile im Treibgas zur verstärkten Bildung von Brennraumablagerungen führen können [95].

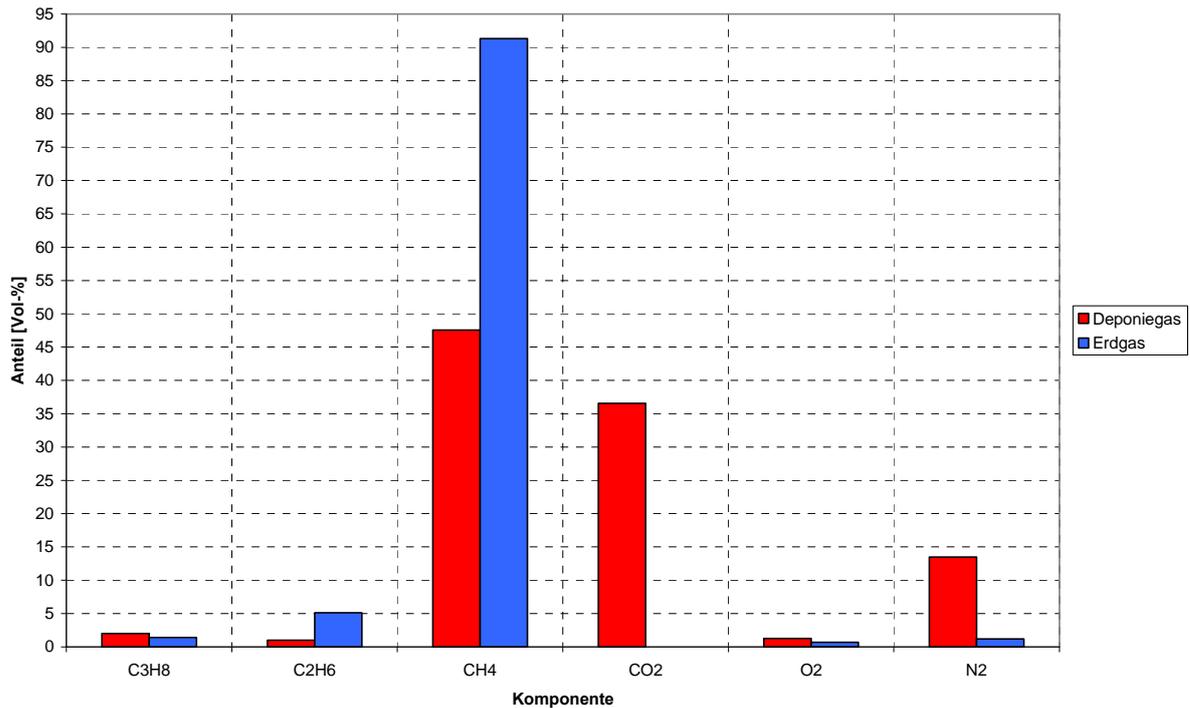


Abbildung 60: Ergebnis einer Gasanalyse für Erdgas und Deponiegas

Neben den in hohen Konzentrationen vorkommenden Hauptkomponenten wurden in den Gasanalysen auch weitere Komponenten bestimmt. In Tabelle 12 sind diese Spurengase aus den Analysen für Erdgas und Deponiegas verglichen.

Komponente	Erdgas [mg/Nm ³]	Deponiegas [mg/Nm ³]
Ammoniak	Unter d. Bestimmungsgrenze	0,2
Schwefelwasserstoff	Unter d. Bestimmungsgrenze	176
Halogenierte Kohlenwasserstoffe	Unter d. Bestimmungsgrenze	19,3
Siliziumverbindungen	Unter d. Bestimmungsgrenze	15,4
Chlorverbindungen	Unter d. Bestimmungsgrenze	15,8
Fluorverbindungen	Unter d. Bestimmungsgrenze	9,9
Schwefelverbindungen	8	171

Tabelle 12: Spurengase im Treibgas

Anhand der Ergebnisse der Treibgasanalyse lässt sich daher feststellen, dass im Treibgas nur Silizium und Schwefel zu den Brennraumablagerungen beitragen können. Diese zwei Komponenten wurden auch in den chemischen Analysen der Brennraumablagerungen nachgewiesen. Wie sich aber in Tabelle 12 zeigt, kommen beide Komponenten nur bei Deponiegasmotoren in gesteigerten Konzentrationen im Treibgas vor.

Zusammenfassen lässt sich daher feststellen, dass der eigentliche Ursprung der Brennraumablagerungen im Schmieröl liegen muss, da nur hier sowohl Kalzium, als auch Schwefel in hohen Konzentrationen vorliegt.

Aus diesen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass der Ölverbrauch entscheidenden Einfluss auf die Bildung von Brennraumablagerungen hat. Ein reduzierter Ölverbrauch, insbesondere aber ein reduzierter Öleintrag in den Brennraum, wäre daher wünschenswert, um die Bildung von Ablagerungen zu reduzieren.

Hauptquellen des Ölverbrauchs in einer Verbrennungskraftmaschine sind nach [63]:

- Kolben, Zylinder und Kolbenringe
- Ventilschaft und Ventilführung
- Turbolader
- Ölverbrauch über das Kurbelgehäuse (Blow-by)

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um den Öleintrag in den Brennraum zu reduzieren. Diese Maßnahmen werden hier der Vollständigkeit halber in Tabelle 13 angeführt, da ihre Umsetzung sich deutlich positiv auf die brennraumseitigen Ablagerungen auswirkt [63]. Die erzielbaren Vorteile durch den reduzierten Ölverbrauch sind zumeist mit Nachteilen hinsichtlich Bauteilhaltbarkeit und Verschleiß sowie einem gesteigertem Aufwand bei Konstruktion und Fertigung verbunden und müssen daher vor ihrer Umsetzung gewissenhaft bewertet werden.

Ursprung	Abhilfemaßnahme
Ölverbrauch durch den Kolben	Optimierung der Geometrie der Ringnuten und des Kolbenschafts
	Optimierung der Kolbenbodenkante
	Desachsierung zur Reduktion des Kolbenkippens
Ölverbrauch durch den Zylinder	Reduktion der Oberflächentemperatur der Zylinderwände
Ölverbrauch durch die Kolbenringe	Optimierung der Kolbenringgeometrie (Form und Abmessungen)
	Optimierung der Kolbenringanordnung
Ölverbrauch an Ventilschaft und Ventilführung	Optimierung der Druckverhältnisse zwischen Einlass- und Auslasskanälen und dem Ventiltriebsraum
	Einsatz von Ventilschaftabdichtungen
	Optimierung des Ventilschaftspiels
Ölverbrauch über Kurbelgehäuse (Blow-By)	Optimierung der Kolbenringe
Ölverbrauch durch den Turbolader	Optimierung der Abdichtung der Wellenlagerung des Abgasturboladers

Tabelle 13: Maßnahmen zur Reduktion des Ölverbrauchs [63]

Es wurde daher versucht den Ölverbrauch zu reduzieren. In Abbildung 61 ist der Ölverbrauch für einen Jenbacher Gasmotor der BR4 über die Betriebsdauer dargestellt. Hier wurde ein Versuch zur Optimierung des Öleintrags in den Brennraum durchgeführt. Dafür wurden 900 Betriebsstunden alle 200 Kolben durch Kolben mit optimierter Kolbenkontur und Ringpaket ersetzt. Der Ölverbrauch reduziert sich dadurch von 0,4 auf 0,3 g/kWh.

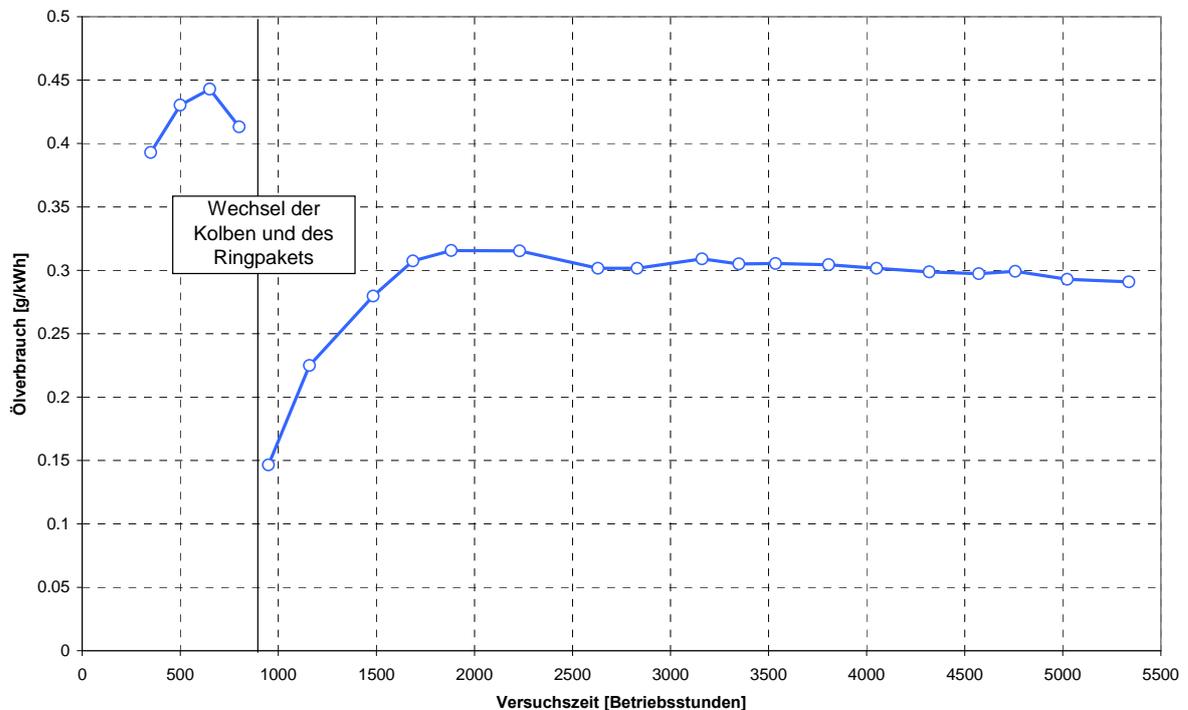


Abbildung 61: Ölverbrauch bei einem Motor aus dem Feld

Es muss hier angemerkt werden, dass die Ölverbrauchsmessungen schon unter Laborbedingungen nur aufwendig durchzuführen sind. Bei dem in Abbildung 61 dargestellten Ergebnis wurde der Ölverbrauch volumetrisch an einem Feldmotor durch laufende Ölstandskontrollen bestimmt. Dies ist mit Unsicherheiten hinsichtlich der Genauigkeit der Ergebnisse verbunden. Es wurde hier soweit wie möglich versucht, durch definierte Bedingungen bei der Ölstandsbestimmung (Öltemperatur, Zeit im Stillstand des Motors bis zur Durchführung der Messungen, ..) Unsicherheiten auszuschließen.

6.2.2. Ermittlung der Stoffwerte von Ablagerungen

Neben Maßnahmen zur Verringerung der Bildung von Brennraumablagerungen wurden auch deren Auswirkungen auf den motorischen Betrieb untersucht. Zu diesem Zweck wurden die Stoffeigenschaften der Brennraumablagerungen aus dem Erdgas- und Deponiegasbetrieb ermittelt. Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen wurden zwei Verschlussstopfen mit bündig an der Stirnfläche applizierten Oberflächentempersensoren ausgestattet. Die Sensoren wurden in einem Strahler im eingebauten Zustand vermessen. Das Ergebnis der Messung für unterschiedliche elektrische Leistung des Strahlers ist in Abbildung 62 dargestellt. Die ersten vier Kurven zeigen den mit der Oberflächentemperaturmethode aus dem

gemessenen Temperaturverlauf berechneten Wärmestrom im unbeladenen Zustand des Sensors.

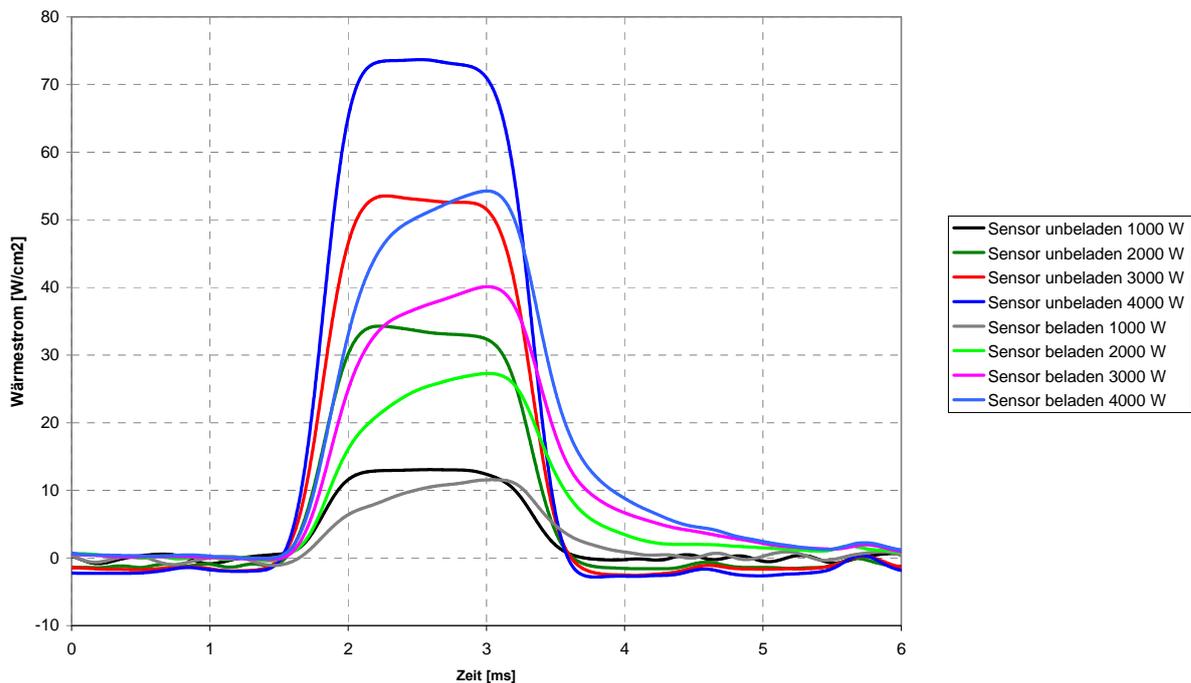


Abbildung 62: Auswirkung von Brennraumablagerungen auf den Wärmestrom

Die Brennraumablagerungen wirken auf der Bauteiloberfläche wie eine Isolationsschicht. Sie hemmen durch ihre reduzierte Wärmeleitfähigkeit die Wärmeabfuhr von der Brennraumoberfläche in das Bauteil und steigern so die Bauteiloberflächentemperatur. Um diese Eigenschaft quantifizieren zu können, wurden die Verschlussstopfen mit den applizierten Thermoelementen im Feld in jeweils einem Motor im Erdgas- und Deponiegasbetrieb verbaut. Beide wurden 1200 Betriebsstunden im Brennraum belassen und schließlich die Schichtstärke an der Oberfläche bestimmt. Beim Deponiegasmotor wurde eine Schichtstärke von 0,19 mm und beim Erdgasmotor von 0,16 mm festgestellt. Die Vermessung im Strahler wurde unter denselben Randbedingungen wiederholt und wiederum der Wärmestrom berechnet. Das Messergebnis für vier unterschiedliche Leistungen des Strahlers ist in Abbildung 62 in den Kurven 5 bis 8 zu sehen.

Bei der hier erwähnten Oberflächentemperaturmethode handelt es sich um ein Analyseverfahren zur Ermittlung von Wandwärmeströme aus den mit Oberflächentempersensoren gemessenen Oberflächentemperaturverläufen im Brennraum vgl. [64]und [65].

Im Folgenden soll kurz die Berechnung des Wärmestroms nach [64] gezeigt werden. Ausgehend von der Fourie'schen Wärmeleitgleichung gilt:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\Phi}{\rho c} + a \nabla^2 T \quad (6.2)$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (6.3)$$

T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
Φ	[W/m ³]	je Raum- und Zeiteinheit freigesetzte Wärmemenge
c	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität
ρ	[kg/m ³]	Dichte
a	[m ² /s]	Temperaturleitfähigkeit
λ	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
∇		Nabla-Operator

Wird nun Glg. (6.2) unter Verwendung entsprechender Anfangs- und Randbedingungen gelöst, erhält man als Ergebnis den instationären Verlauf der Temperatur an einer beliebigen Position des untersuchten Körpers. Eingesetzt in Glg. (6.4) ergibt sich der instationäre Wärmestromverlauf [64].

$$\dot{q}_{(\bar{x},t)} = -\lambda \nabla T_{(\bar{x},t)} \quad (6.4)$$

Eine vollständige Lösung für Glg. (6.2) ist nur numerisch möglich. Unter Annahme einiger Vereinfachungen ist aber auch eine analytische Lösung durch Reihenentwicklung möglich [64].

Vereinfachend kann angenommen werden, dass keine inneren Wärmequellen vorhanden sind. Zudem wird der Wärmestrom auf eine Komponente im Raum beschränkt. Für Glg. (6.2) kann so nach [64] geschrieben werden:

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad (6.5)$$

Glg. (6.4) lässt sich durch Reihenentwicklung lösen. Für das instationäre Temperaturfeld kann durch Reihenentwicklung geschrieben werden [64]:

$$T_{w(x,T)} = T_{wOmittel} - \frac{C}{\lambda} x + \sum_{i=1}^{\infty} e^{-x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}}} \sqrt{A_i^2 + B_i^2} \sin \left(i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} + \arctan \frac{A_i}{B_i} \right) \quad (6.6)$$

Eingesetzt in Glg. (6.4) kann für den instationären Wärmestromverlauf geschrieben werden [64]:

$$\dot{q}_{w(x,t)} = C + \lambda \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} e^{-x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}}} \sqrt{2 \sqrt{A_i^2 + B_i^2}} \sin \left(i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} + \arctan \frac{A_i}{B_i} + \frac{\pi}{4} \right) \quad (6.7)$$

Mit:

ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit bezogen auf den Arbeitszyklus
n	[U/min]	Motordrehzahl
x	[m]	Wandtiefe

Brennraumablagerungen

i	[-]	Ordnung
A _i , B _i	[K]	Koeffizienten
C	[W/m ²]	Konstante

Kann nun für $x=0$ der Temperaturverlauf z.B. mittels Oberflächentempertursensoren an der Brennraumwandoberfläche gemessen werden, so können aus dem gemessenen Verlauf über eine Fourieanalyse die Fouriekoeffizienten A_i und B_i bestimmt werden.

Es gilt nach [64]:

$$A_i = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{2N} f_n \cos(ix_n) \quad (6.8)$$

$$B_i = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{2N} f_n \sin(ix_n) \quad (6.9)$$

$$T_{W0mittel} = \frac{1}{2N} \sum_{n=1}^{2N} f_n \quad (6.10)$$

Mit:

2N	[-]	Anzahl der Stützstellen
f	[K]	Funktion $f = T_{W0(x=0)}$

Die Konstante C aus (6.7) kann durch Messung oder aus der Motorprozessrechnung bestimmt werden vgl. [64].

Wie Abbildung 64 zeigt, nimmt das Maximum des Wärmestroms zufolge der Ablagerungen deutlich ab. Zudem kommt es zu einer Verzögerung des Wärmestrom-Anstiegs.

Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen wurde ein FE-Modell des Verschlussstopfens und der Ablagerungsschicht an seiner Stirnseite erstellt. Das Modell ist in Abbildung 63 dargestellt. Die Schichtstärke wurde hier entsprechend den Messungen aus dem Erd- und Deponiegasbetrieb angepasst.

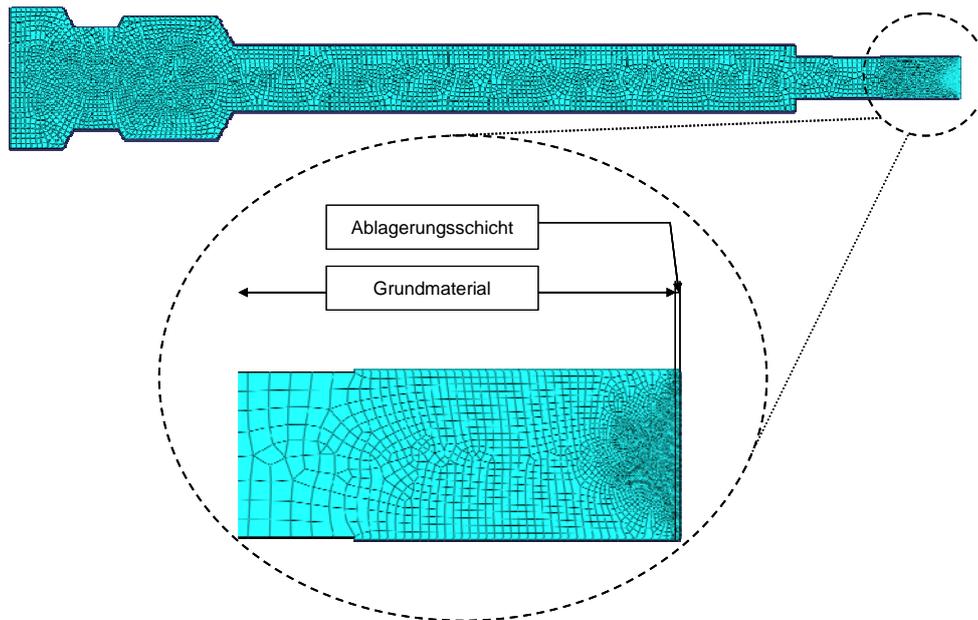


Abbildung 63: Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen

Als Randbedingung wurde der im unbeladenen Sensorzustand ermittelte Wärmestrom an der Stirnfläche des Verschlussstopfens sowie eine angenommene Wärmeabfuhr über die Dichtflächen und das Gewinde aufgeprägt und der Wärmestrom an der Sensorposition ermittelt. Das Ergebnis ist in Abbildung 64 dargestellt.

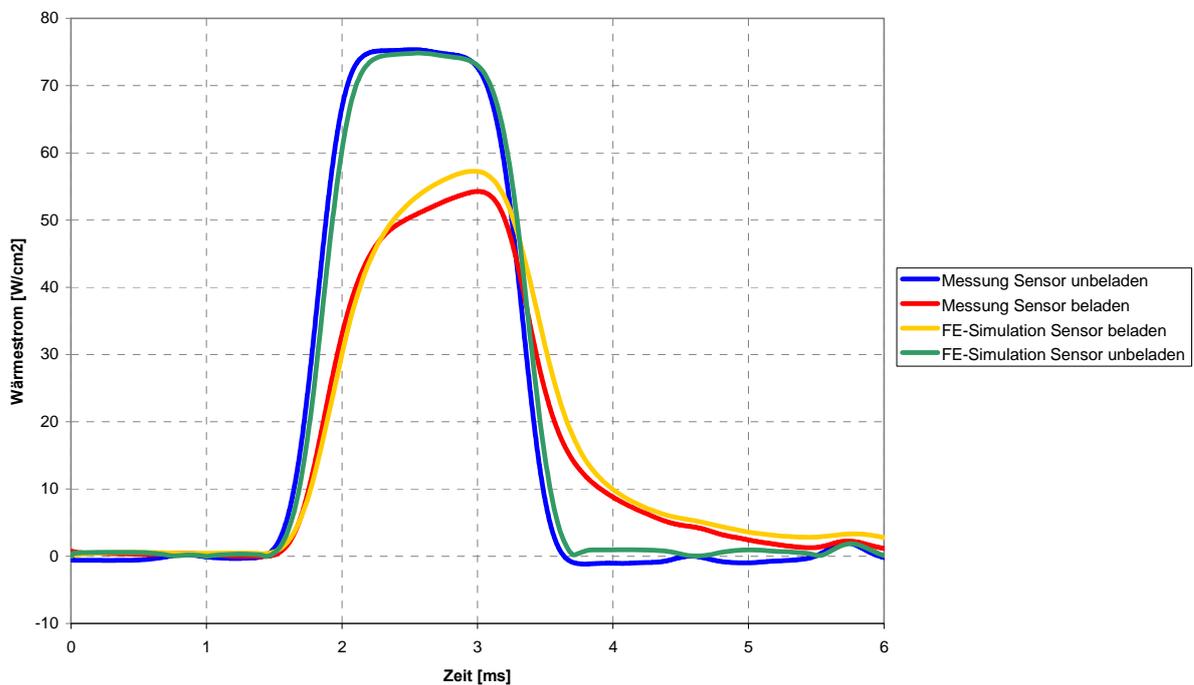


Abbildung 64: Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen

Die blaue Kurve in Abbildung 64 entspricht dem an der Stirnfläche des Sensors gemessenen Wärmestrom, die grüne Kurve dem im Modell ermittelten. Das Modell des Verschlussstopfens wurde nun um die Ablagerungsschicht erweitert. Die Randbedingung blieb wie bei der Vermessung des beladenen Sensors ebenfalls

unverändert. Nun wurde die Wärmeleitfähigkeit der Ablagerungsschicht im FE-Modell solange variiert bis eine optimale Übereinstimmung zwischen der gemessenen roten Kurve und der simulierten goldfarbenen Kurve in Abbildung 64 erreicht werden konnte.

In Tabelle 14 sind die so ermittelten Werte für die Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen denen anderer Materialien gegenübergestellt. Wie sich zeigt besitzen die Ablagerungen zum Beispiel eine gegenüber dem Kolbenwerkstoff Aluminium stark wärmeisolierende Wirkung. Für die Dichte und Wärmekapazität wurden die Stoffwerte von Kalziumsulfat verwendet, da dieses Hauptbestandteil der Ablagerungen ist.

Material	Ruß	Ablagerungen Deponiegas	Gips	Ablagerungen Erdgas	Aluminium
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0,1	0,25	0,51	2,3	235

Tabelle 14: Stoffeigenschaften Brennraumablagerungen

6.3. Vermeidung von Brennraumablagerungen

6.3.1. Einflüsse auf die Bildung von Ablagerungen

Anhand der im Kapitel Bildungsmechanismen beschriebenen Grundlagen wurden Versuche geplant und durchgeführt, deren Ziel es war, den Einfluss auf die Bildung von Ablagerungen zu quantifizieren und Vermeidungsmöglichkeiten für den motorischen Betrieb abzuleiten. Grundlage der Untersuchungen waren Messdaten des Ablagerungsaufbaus und der Ablagerungsverteilung bei den Motorbaureihen 4 und 6 von GE-Jenbacher, die sowohl für Untersuchungen mit Hilfe der 3D-CFD-Methode, als in Folge auch für die Feldversuche herangezogen wurden. Die Feldversuche selbst wurden von Mitarbeitern der Wartungsabteilung der Fa. GE Jenbacher durchgeführt. Die Auswertung erfolgte dann wieder vom Autor dieser Arbeit.



Abbildung 65: Brennraumablagerungen an Zylinderkopf (links) und Kolben eines Jenbacher BR6 Motors

In Abbildung 65 ist ein Foto des Zylinderkopfs und Kolben bei BR6 mit Brennraumablagerungen dargestellt. Die weiße Farbe der Ablagerungen lässt die Zusammensetzung aus Kalziumsulfat erkennen.

In Abbildung 66 wird das Anwachsen der Schichtstärke von Brennraumablagerungen über der Zeit dargestellt. Die Daten stammen von Auswertungen der Schichtstärkenverteilung im Brennraum verschiedener Kundenmotoren während der Wartung der Motoren.

Es zeigt sich eine annähernd lineare Zunahme der Schichtstärken über der Laufzeit. Die Streuung der Messwerte kann auf die Verwendung unterschiedlicher Schmieröle, die neben dem Einfluss des Treibgases Hauptquelle der Ablagerungen sind, und auf unterschiedliche Betriebsbedingungen (Motorlast, Wartungsintervalle) sowie Ölverbrauch zurückgeführt werden. Das Erreichen eines Gleichgewichtsniveaus, an dem sich Abbau und Anwachsen das Gleichgewicht halten, wie dies in der Literatur beschrieben wird [80], [82], [87], kann hier nicht festgestellt werden.

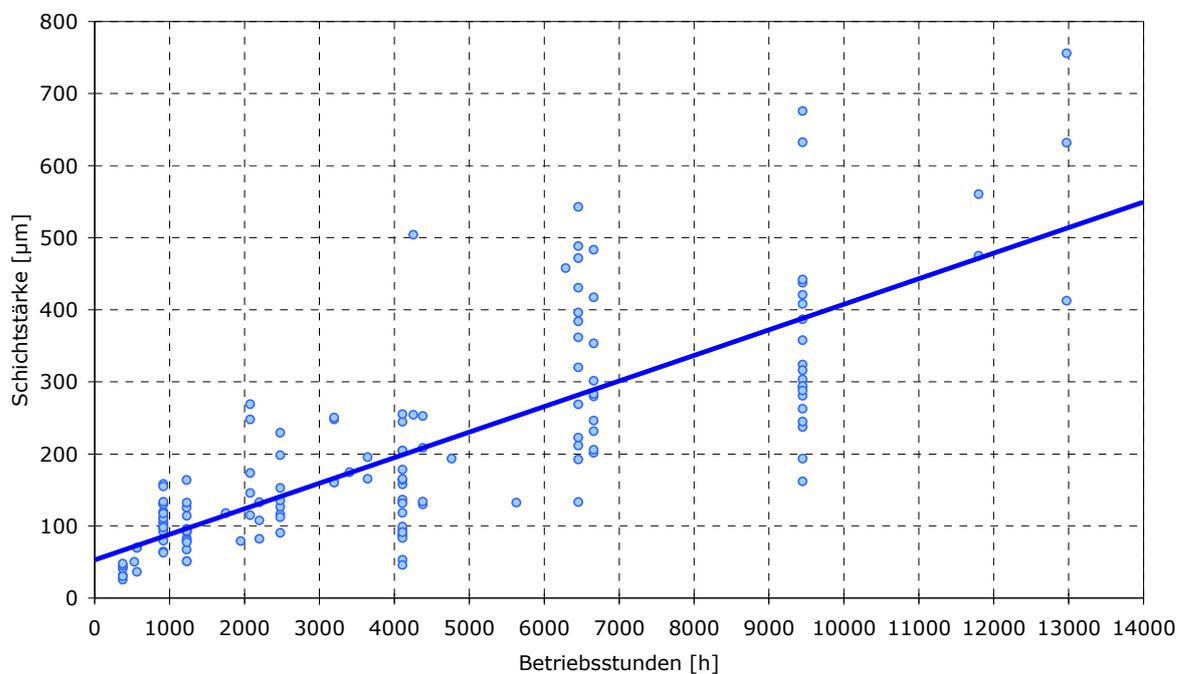


Abbildung 66: Ablagerungsbildung bei Gasmotoren

Neben der zeitlichen Auswertung der Ablagerungsbildung erfolgte auch eine örtlich aufgelöste Untersuchung an beiden Versuchsmotoren. Hierfür wurden auf der Kolbenoberfläche und auf der Feuerplatte des Zylinderkopfs Messstellen definiert, die bei Motorwartungen ausgewertet wurden. In Abbildung 67 ist die Position der einzelnen Messstellen an Zylinderkopf und Feuerplatte für die BR4 als rote Punkte mit ihren Nummern dargestellt.

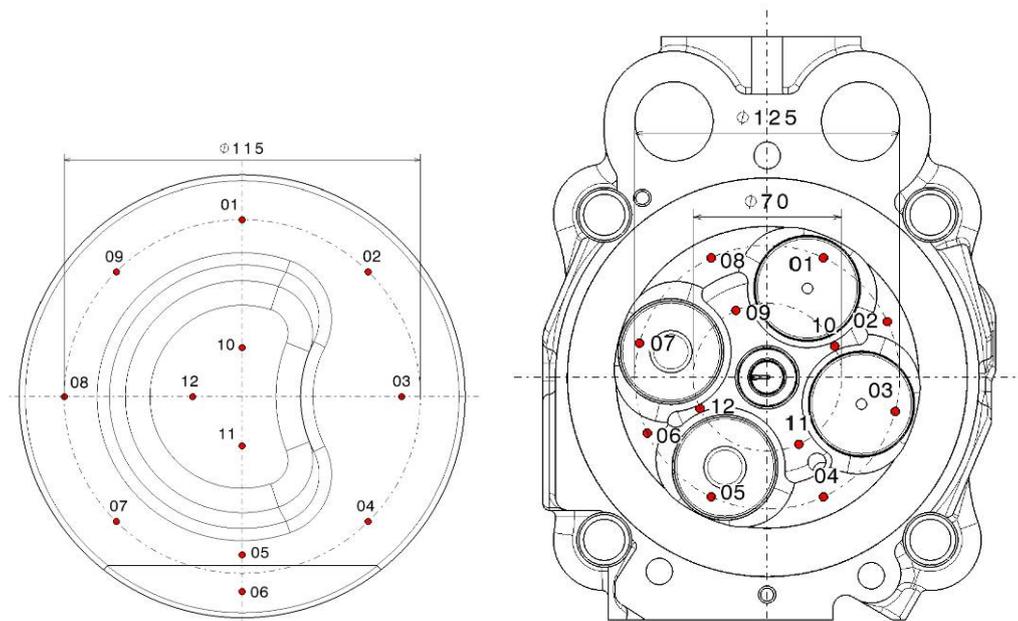


Abbildung 67: Messstellen an Kolben und Zylinderkopf der BR4

In Abbildung 68 ist die relative Verteilung der Schichtstärke bezogen auf den jeweiligen Mittelwert für den Zylinderkopf und den Kolben exemplarisch für BR4 dargestellt.

Bei einer Auswertung einer repräsentativen Anzahl von Motoren konnte festgestellt werden, dass die Verteilung bei allen Motoren sehr ähnlich ist. Dies wurde in Folge genutzt, um die Einflussfaktoren auf die Bildung von Ablagerungen zu untersuchen. Die Untersuchungen wurden dabei zuerst rein auf Basis von Simulation und Auswertung der vorherrschenden Bedingungen im Brennraum durchgeführt. Ergänzend wurden parallel dazu Feldversuche geplant und durchgeführt, um die Ergebnisse aus der Simulation zu verifizieren.

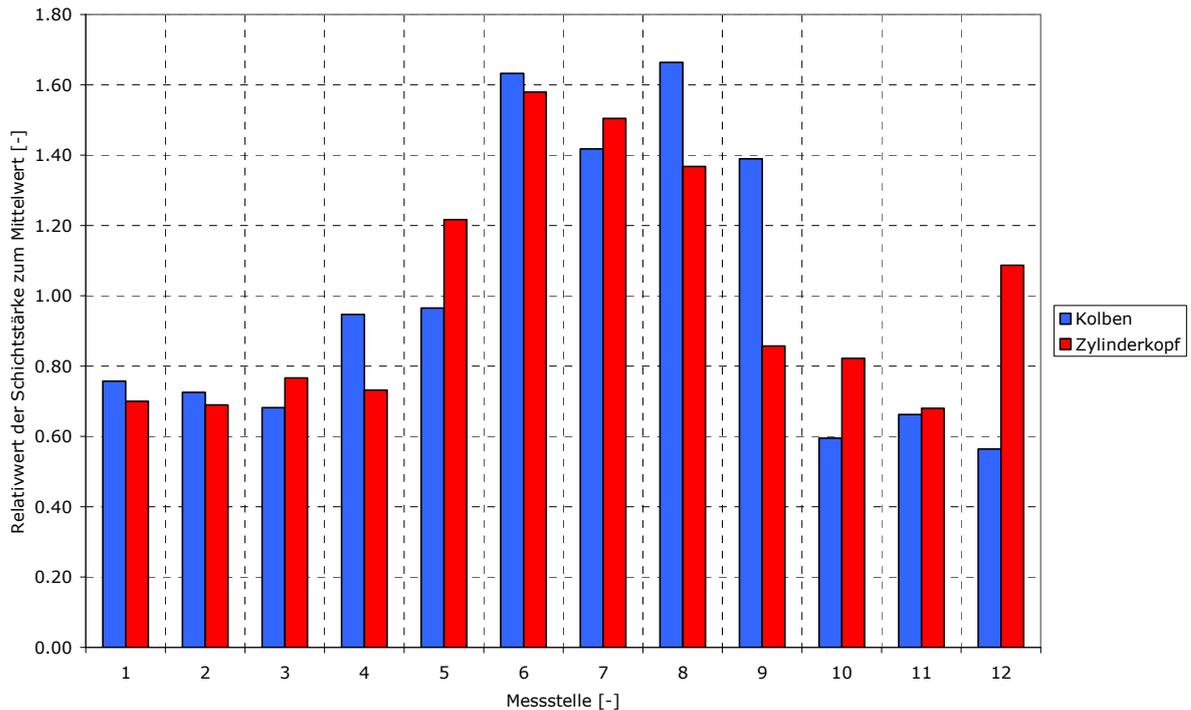


Abbildung 68: Schichtstärkenverteilung an Kolben und Zylinderkopf BR4

Bewertung auf Basis der 3D-CFD Simulation

Um die unterschiedlichen Einflussfaktoren auf die Bildung und Verteilung von Brennraumablagerungen beurteilen zu können, wurde ein Berechnungsmodell des untersuchten Motors auf Basis der 3D-CFD-Simulation erstellt. Als wesentlichste Einflussfaktoren wurden die Gastemperatur, die Turbulenz und die Strömungsgeschwindigkeit an den Messstellen an Kolben und Zylinderkopf angenommen und mittels der Simulation ausgewertet. Zusätzlich wurde in einem weiteren Schritt auch die Bauteiltemperatur an Kolben und Zylinderkopf simuliert und mit Messungen abgeglichen.

In Abbildung 69 sind exemplarisch die Verläufe der Strömungsgeschwindigkeit während eines Arbeitsspiels in direkter Nähe der Messstellen der Ablagerungsverteilung dargestellt. Wie man sehen kann, ist der Verlauf je nach Messposition stark unterschiedlich. Ursache hierfür sind die geometrischen Verhältnisse des untersuchten Motors. Die analoge Auswertung wurde auch für die Turbulenzdichte und die Temperatur durchgeführt. Aus den kurbelwinkelaufgelösten Verläufen wurden schließlich gemittelte Werte gebildet. Dies ermöglicht in Folge eine Gewichtung einzelner Einflussgrößen.

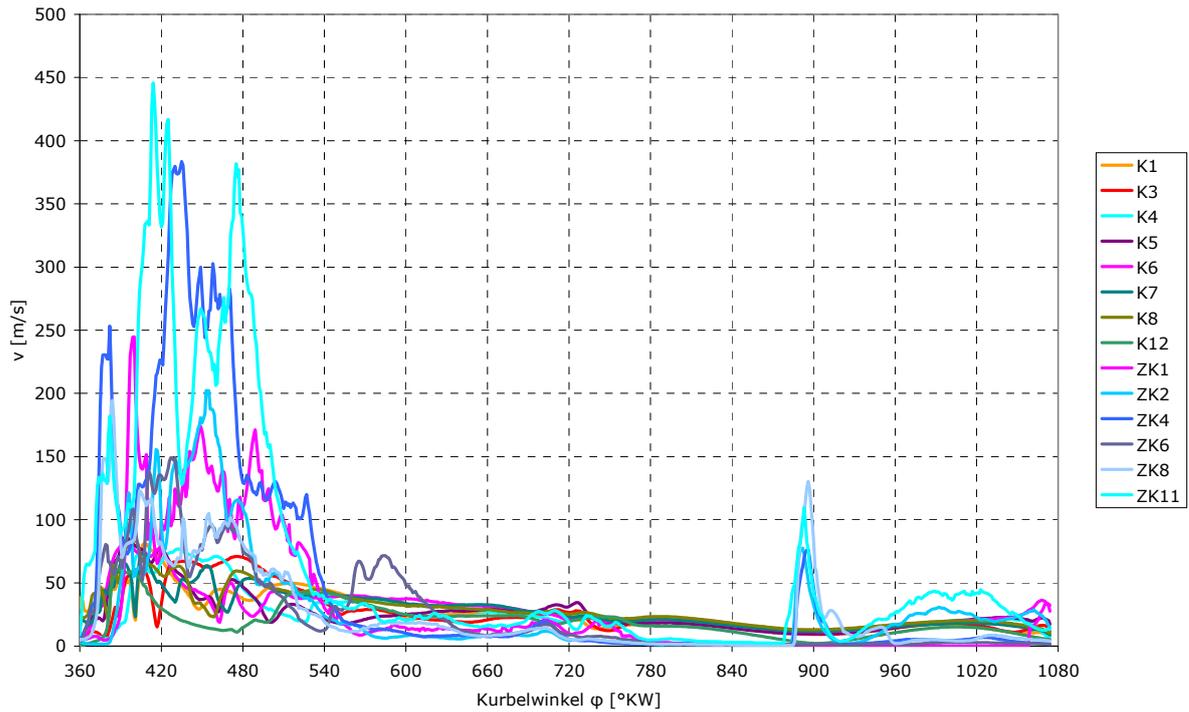


Abbildung 69: Geschwindigkeitsverlauf an ausgewählten Messstellen des Kolben (K) und Zylinderkopf (ZK)

In Abbildung 70 ist jeweils die zeitgemittelte Verteilung der turbulenten kinetischen Energie an den Messstellen an Zylinderkopf und Kolben dargestellt. Die ersten 12 Messpositionen sind hier dem Kolben zugeordnet, die zweiten 12 dem Zylinderkopf. Die Messstellen mit den höchsten Ablagerungsschichtstärken wurden rot gekennzeichnet. Die Messstellen, sind dabei immer gleich positioniert, entsprechend der Abbildung 67.

Brenraumablagerungen

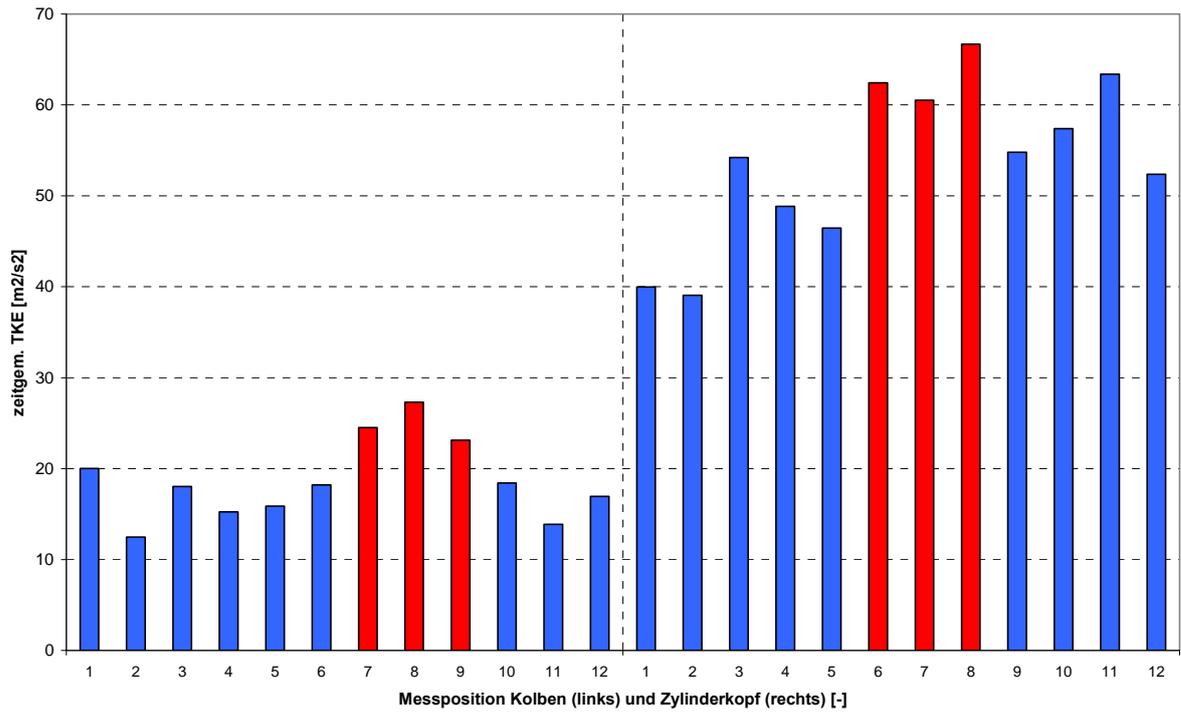


Abbildung 70: Zeitgemittelte TKE an den Messpositionen des Kolbens und Zylinderkopfs

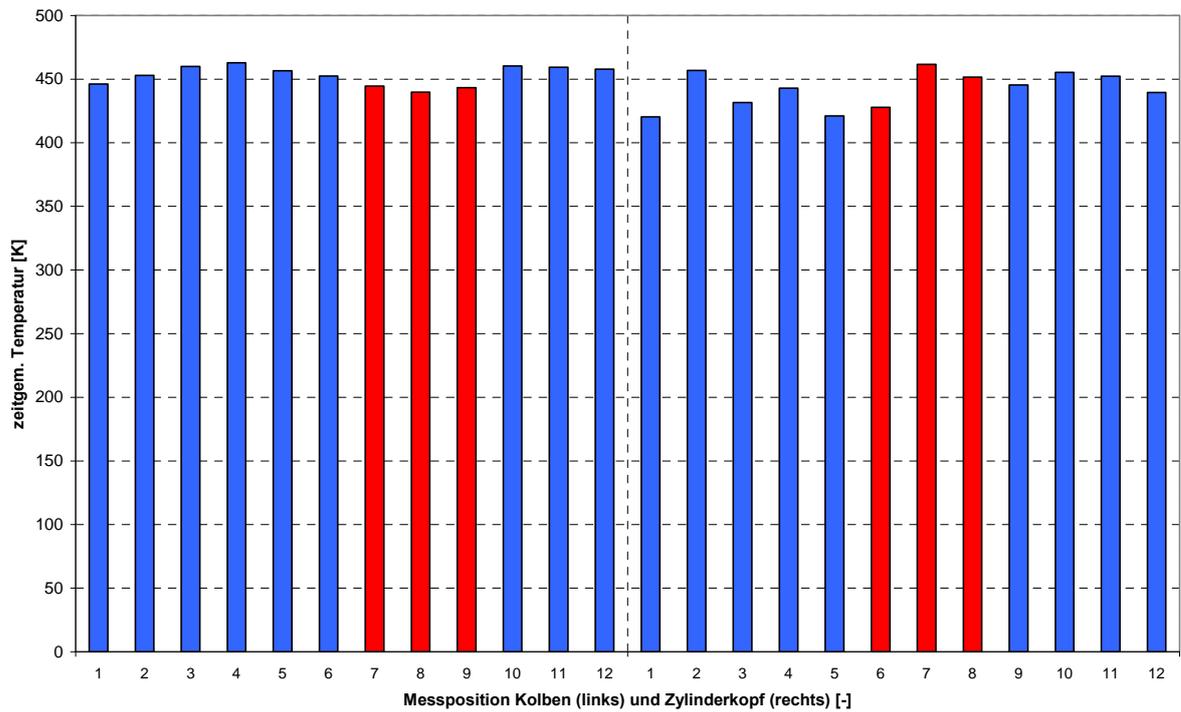


Abbildung 71: Zeitgemittelte Temperatur an den Messpositionen des Kolbens und des Zylinderkopfs

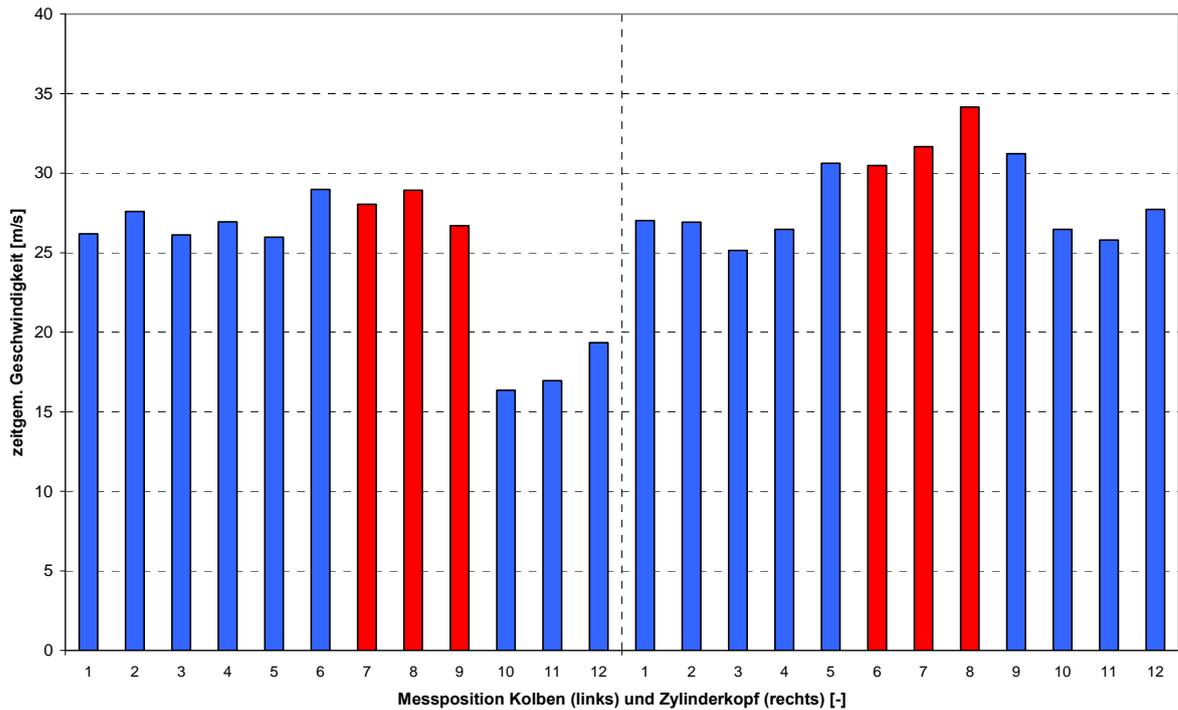


Abbildung 72: Zeitgemittelte Geschwindigkeit an den Messpositionen des Kolbens und Zylinderkopfs

In Abbildung 71 und in Abbildung 72 sind die analogen Darstellungen für den Zylinderkopf und den Kolben für die Größen Temperatur und Geschwindigkeit durchgeführt worden.

Um eine Zuordnung der Anteile der untersuchten Einflussfaktoren an der Bildung von Ablagerungen in den unterschiedlichen Bereichen des Zylinderkopfs und des Kolbens durchführen zu können wurden aus den gemittelten Werten eines Arbeitsspiels relative Werte bezogen auf den jeweiligen Mittelwert der untersuchten Größe ermittelt.

Brennraumablagerungen

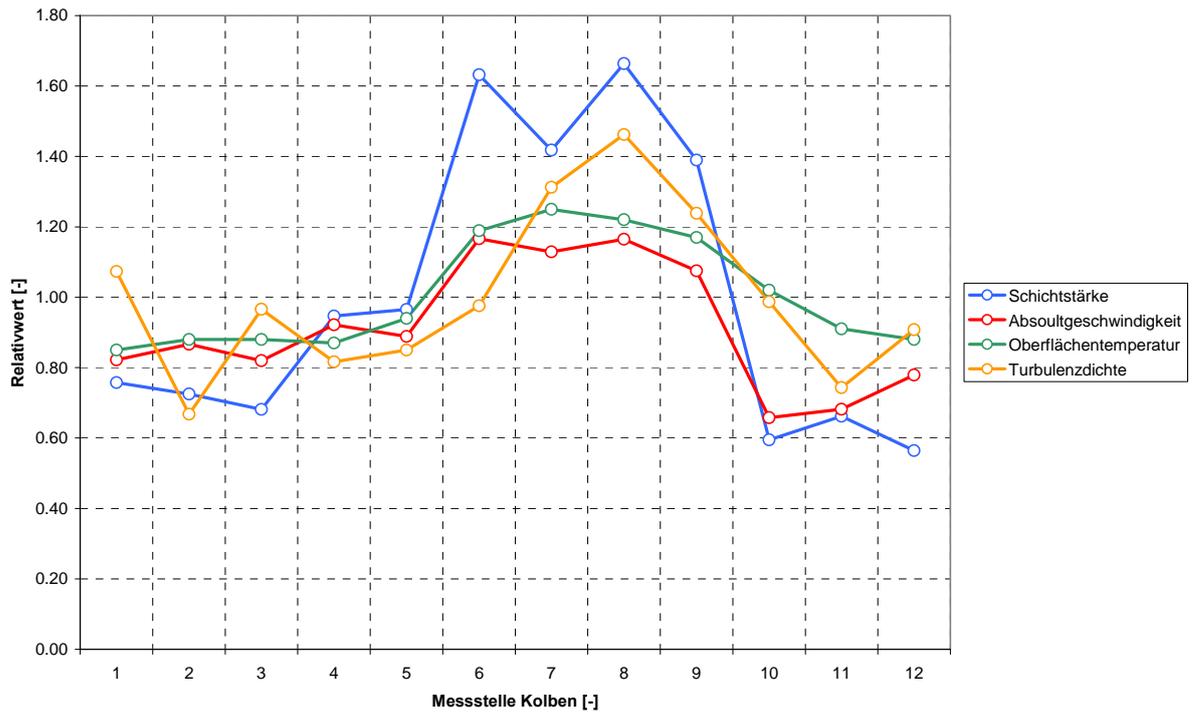


Abbildung 73: Korrelation Schichtstärke, Oberflächentemperatur und Absolutgeschwindigkeit am Zylinderkopf BR4

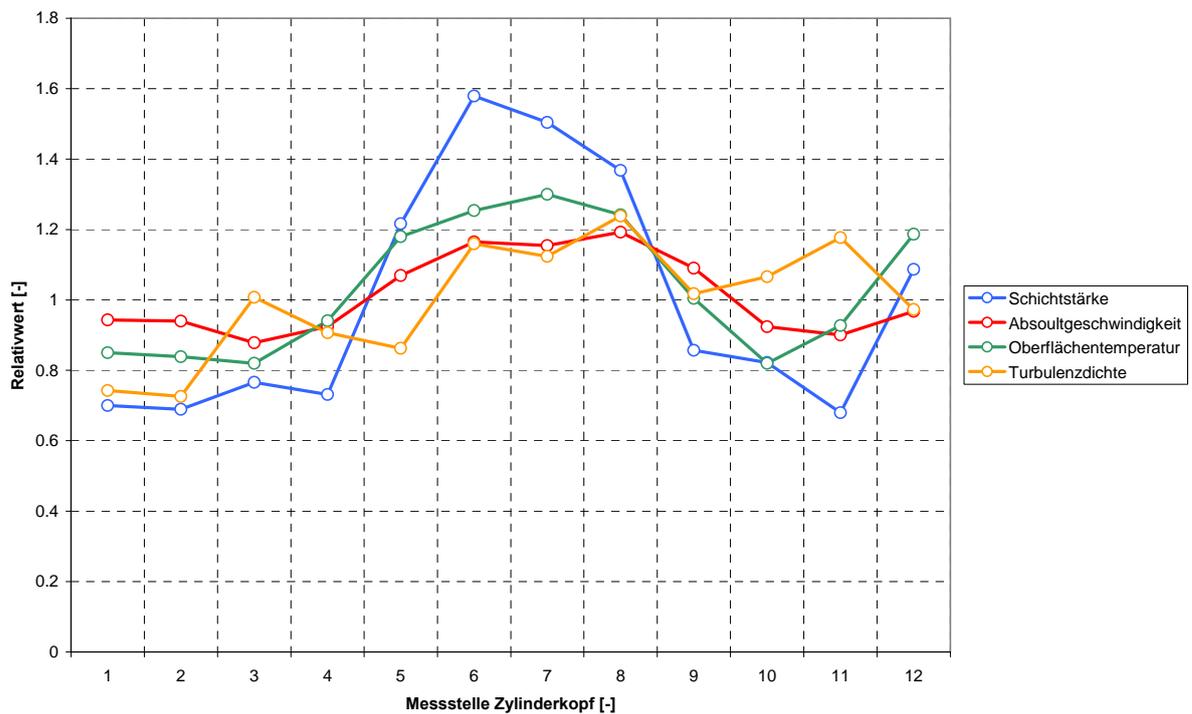


Abbildung 74: Korrelation Schichtstärke, Oberflächentemperatur und Absolutgeschwindigkeit am Kolben BR4

Für die Vermeidung von Ablagerungen ist es wünschenswert ihre Entstehung auf wesentliche Einflussgrößen zurückführen zu können, um so Ansatzpunkte für eine Reduktion entwickeln zu können. In Abbildung 73 und in Abbildung 74 wurde an den

einzelnen Messstellen des Zylinderkopfs und Kolbens die relative Verteilung der Schichtstärke, der Absolutgeschwindigkeit, der Turbulenz und der Oberflächentemperatur (bezogen auf den jeweiligen Mittelwert der untersuchten Größe) dargestellt.

Um schließlich eine Korrelation der untersuchten Einflussgrößen auf die Bildung von Brennraumablagerungen durchführen zu können, wurde sowohl für Motoren der BR4, als auch für BR6 der relativen Schichtstärke in den einzelnen Messpunkten die jeweilige relative Einflussgröße gegenüber gestellt. Das Ergebnis dieser Zuordnung ist in den folgenden Abbildungen wiedergegeben. Die Abbildungen sind hier so gestaltet worden, dass über der relativen Einflussgröße auf der Abszisse die damit verbundene relative Schichtstärke auf der Ordinate dargestellt wird. Aus den Messpunkten wurden dann jeweils die Ausgleichsgeraden abgeleitet. Kurven mit einer hohen Steigung zeigen hier einen starken Einfluss an. Die Einflussgrößen wurden für den Zylinderkopf und Kolben bei BR4 und den Kolben bei BR6 einzeln und kombiniert ausgewertet.

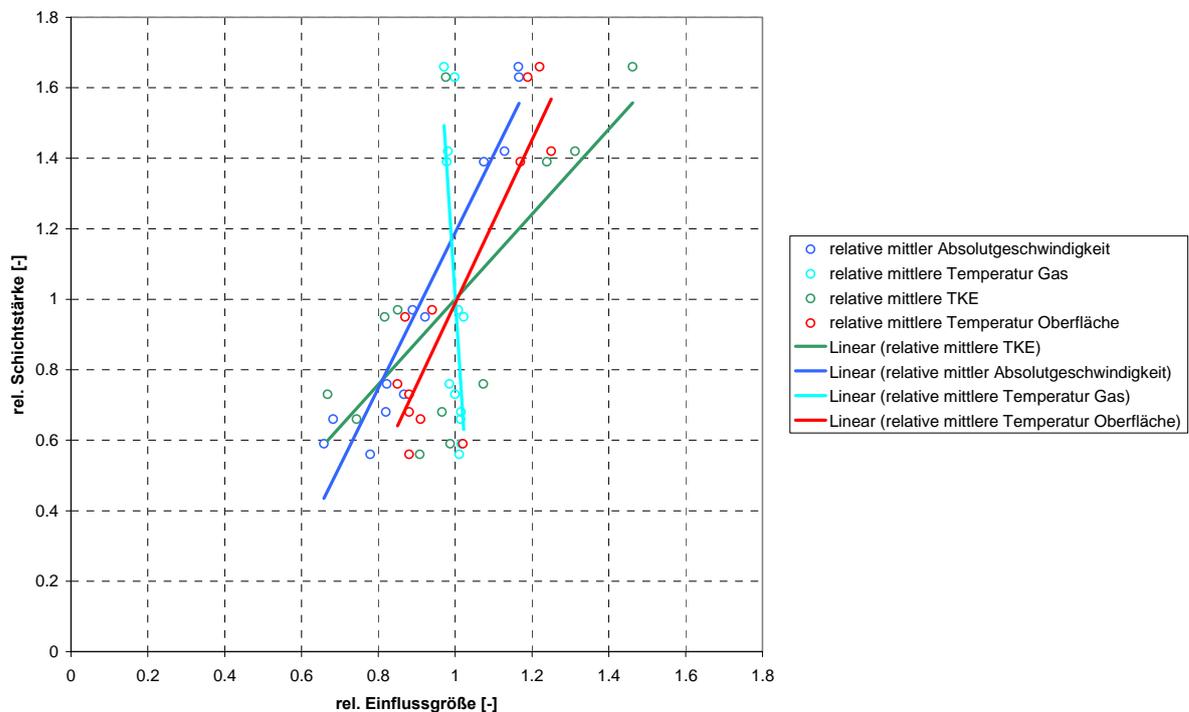


Abbildung 75: Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Kolben BR4

In Abbildung 75 sind für den Kolben der BR4 für die lokale relative mittlere Absolutgeschwindigkeit, mittlere Gastemperatur, mittlere Turbulenzdichte und mittlere Oberflächentemperatur die relative Schichtstärke an der jeweiligen Messposition dargestellt. Wie man sehen kann bleibt die Auswirkung einer Änderung der relativen mittleren Gastemperatur unabhängig vom untersuchten Messpunkt gering bzw. lässt sich kein eindeutiger Trend feststellen. Dies lässt sich durch die bei diesem Verbrennungskonzept relativ homogene Temperaturverteilung im Brennraum erklären. Es kann kein signifikanter Einfluss der Gastemperatur nachgewiesen werden. Demgegenüber nimmt die Schichtstärke mit gesteigerter Oberflächentemperatur, Turbulenzdichte und Strömungsgeschwindigkeit deutlich zu. Die Abhängigkeit ist bei

den untersuchten Kurven etwa gleich. Der Einfluss der Turbulenzdichte etwas geringer, da diese Kurve einen etwas niedrigeren Gradienten besitzt.

Ein ähnliches Bild ergibt sich in Abbildung 76. Auch hier besitzt die Gastemperatur keinen signifikanten Einfluss auf die Verteilung der Schichtstärke der Ablagerungen bzw. lässt sich durch den vertikalen Verlauf der Geraden keine eindeutige Aussage machen. Dem gegenüber steht ein deutlicher Einfluss der Geschwindigkeit, der Oberflächentemperatur und der Turbulenzdichte. Die Absolutgeschwindigkeit weist bei der Auswertung der Messpunkte am Zylinderkopf den stärksten Einfluss auf die Bildung der Ablagerungen auf.

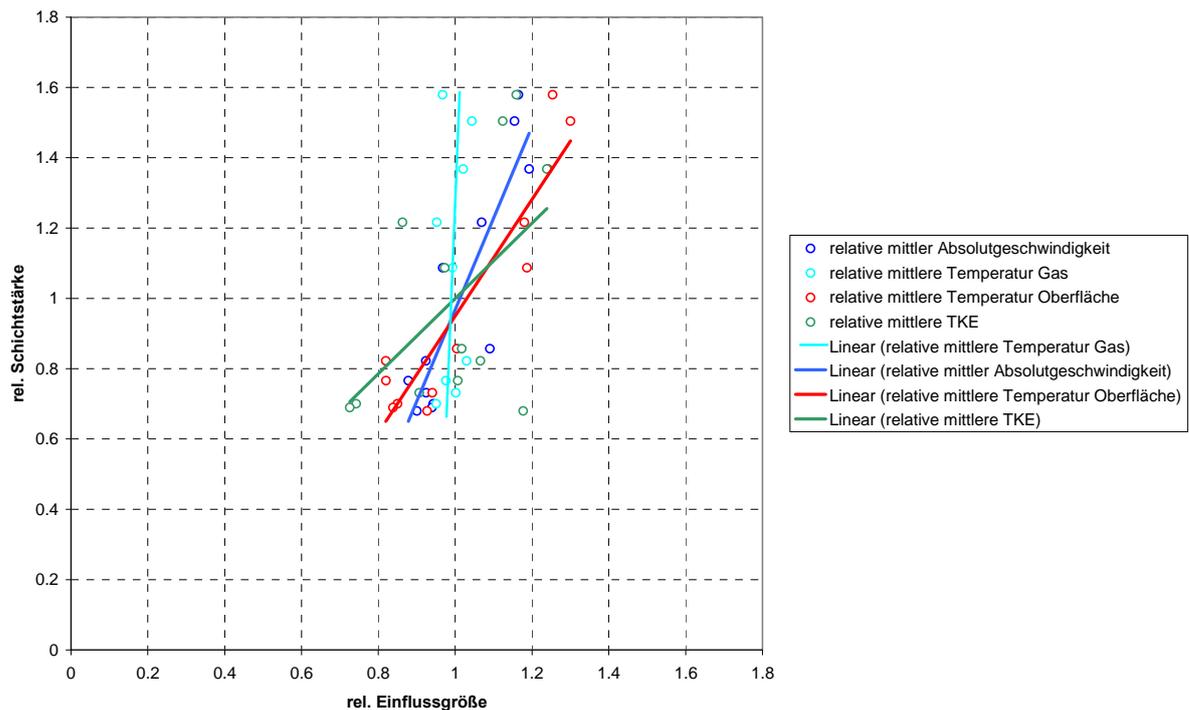


Abbildung 76: Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Zylinderkopf BR4

Die analoge Auswertung wurde in Abbildung 77 auch für die BR6 durchgeführt. Hier ergibt sich hinsichtlich der Einflussgrößen ein ähnliches Bild wie bei BR4.

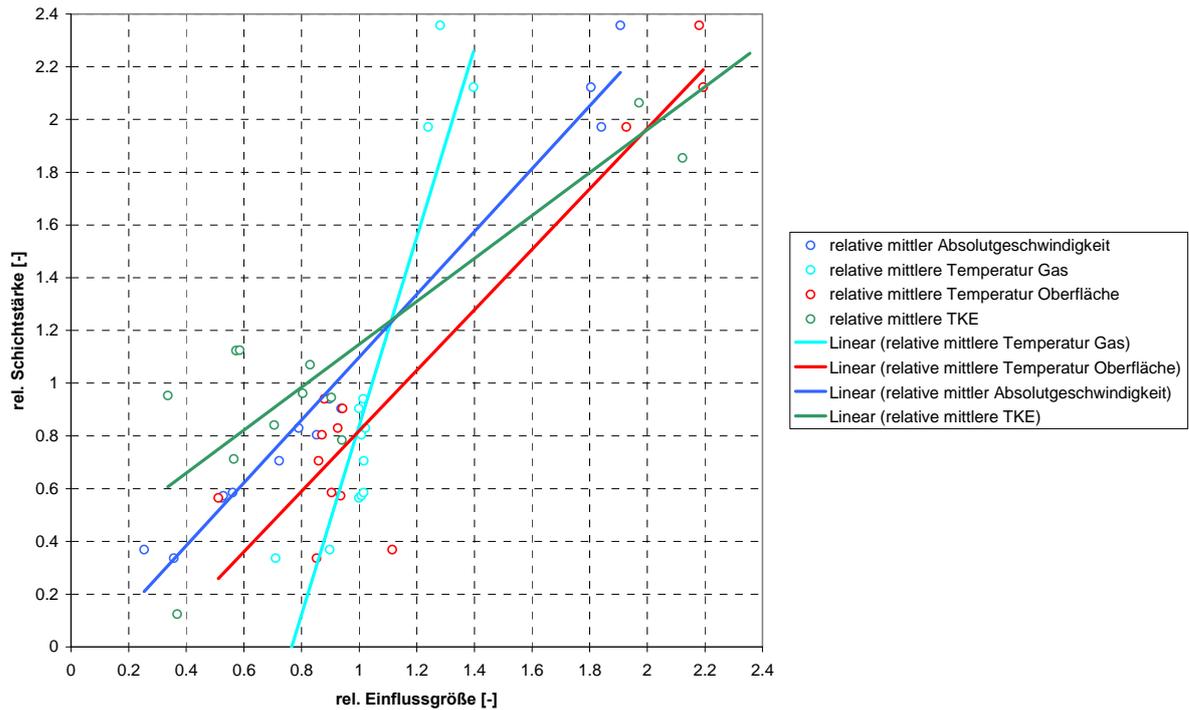


Abbildung 77: : Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Kolben BR6

Der wesentlichste Unterschied ist in der Gastemperatur zu erkennen. Es lässt sich bei gesteigerter Gastemperatur eine starke Zunahme der Ablagerungsbildung nachweisen. Dies ist durch das unterschiedliche Verbrennungskonzept, sowie die Position der Messstellen am Kolben zu erklären. Bei BR6 handelt es sich um einen Vorkammermotor, bei dem das magere Gemisch im Hauptbrennraum mit brennenden Fackeln aus der Vorkammer entzündet wird. Nach der Entzündung in der Vorkammer baut sich ein großer Druck auf, so dass brennendes Gemisch mit hoher Geschwindigkeit durch Überströmbohrungen in den Hauptbrennraum strömt. Einige der Messstellen auf der Kolbenkrone wurden absichtlich an den Stellen positioniert, wo die Fackeln auf die Kolbenkrone treffen. Hier lassen sich gesteigerte Schichtstärken der Brennraumablagerungen nachweisen. Ebenso ergibt sich in der 3D-CFD-Simulation durch die kurzzeitig gesteigerten Gastemperaturen auch eine Zunahme der mittleren Gastemperatur gegenüber den weiter außen liegenden Messstellen, die diesen Einfluss erklären.

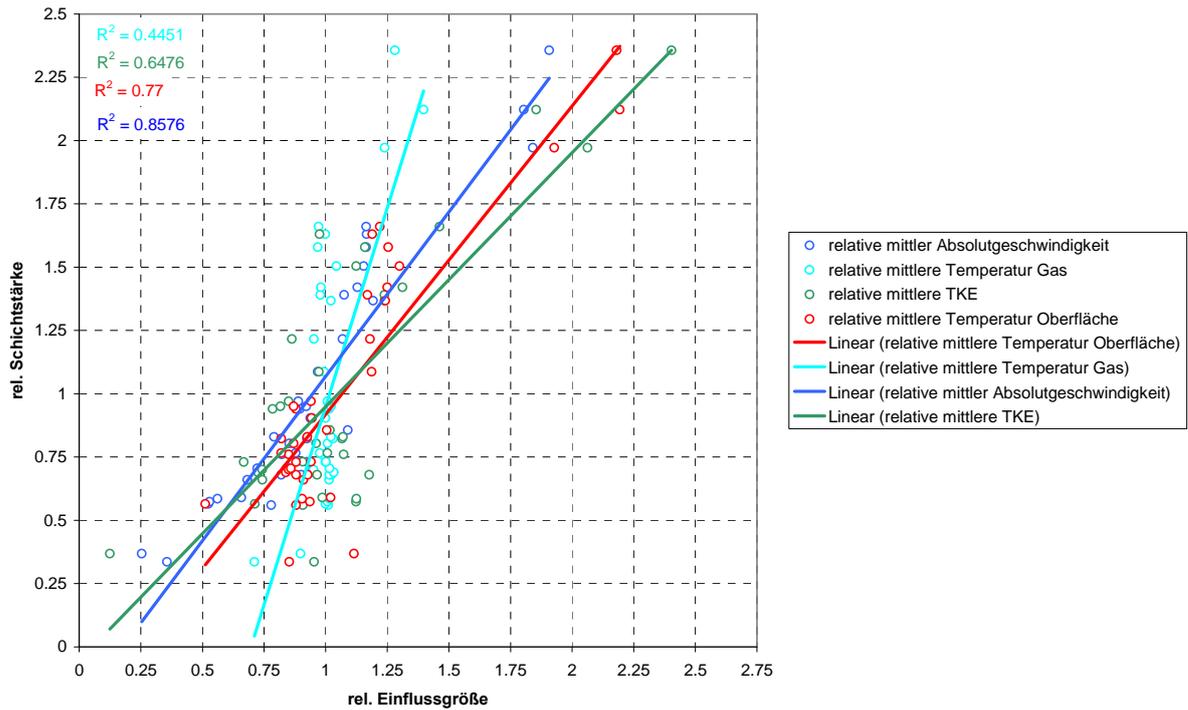


Abbildung 78: Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen für BR4 und BR6

In Abbildung 78 sind gemeinsam für alle Messpunkte an Kolben und Zylinderkopf bei BR4 und BR6 die entsprechenden Auswertungen durchgeführt worden. Die Anwachsraten zufolge der Oberflächentemperatur, Absolutgeschwindigkeit und Turbulenzdichte sind annähernd konstant. Die Zunahme zufolge der Gastemperatur ist hier besser zu erkennen, was auf die kombinierte Datenbasis von BR4 und BR6 zurückzuführen ist..

Das hier gezeigte Ergebnis lässt nun einige weitere Überlegungen hinsichtlich der Abhängigkeit der untersuchten Größen voneinander zu. Wenn man die in Abbildung 78 dargestellten Ausgleichsgeraden betrachtet, so ist die Steigung der Kurven für die mittlere Absolutgeschwindigkeit, Turbulenz und Oberflächentemperatur gleich, die Kurven sind zueinander nur parallel verschoben. Dies legt den Schluss nahe, dass die Einflussgrößen voneinander abhängig sein müssen. Im Folgenden soll daher versucht werden die Abhängigkeit auf eine Größe zu reduzieren. Für die Formulierung der Turbulenzdichte k gibt es unterschiedliche Modellierungsansätze. Allen ist aber gemein, dass die Turbulenz abhängig von der Geschwindigkeit beschrieben wird. Als Beispiel soll hier kurz auf die Modellierung der Turbulenzdichte nach dem k - ϵ -Turbulenzmodell eingegangen werden, das für die 3D-CFD-Simulation am häufigsten angewandt wird.

In (6.11) ist die Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie, die sogenannte k -Gleichung angeführt [49], [46]:

$$\underbrace{\rho \frac{\partial k}{\partial t}}_L + \underbrace{\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j}}_C = \underbrace{\rho \overline{f_i u_i}}_{\rho G} - \underbrace{\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\rho P} - \underbrace{\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2}_{\rho \epsilon} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \overline{k u_j} - \overline{p u_i} \delta_{ij} \right)}_D \quad (6.11)$$

Mit:

L	lokale, zeitliche Änderung der Turbulenzdichte k	
C	konvektive Transport	
P	Produktionsterm von k	
ϵ	Dissipation der Turbulenzdichte k	[m ² /s ³]
D	Diffusiver Transport	
ρ	Dichte	[kg/m ³]
k	Turbulenzdichte	[m ² /s ²]
U	Absolutgeschwindigkeit	[m/s]
x	Koordinatenrichtung im Raum	[m]
f	Körperkraft (z.B.: Gravitation, usw.)	[N]
\bar{U}	gemittelter Anteil der Geschwindigkeit	[m/s]
μ	dynamische Viskosität	[Ns/m ²]
p	Druck	[bar]

Der Produktionsterm der Turbulenzdichte k wird in (6.11) abhängig von den Reynoldsgemittelten Geschwindigkeitskomponenten in den Richtungen des Raums und dem lokalen Absolutwert der Geschwindigkeit modelliert. In dieser Formulierung ist die Abhängigkeit von der lokalen Geschwindigkeit und ihrer Änderung gegeben.

Neben der Turbulenzdichte k können auch noch die Einflussgrößen auf die Oberflächentemperaturen untersucht werden, um hier Abhängigkeiten festzustellen. Die Oberflächentemperatur im Brennraum wird hauptsächlich von der vom Gas an den Festkörper übertragenen Energie bestimmt. Daneben stellt die Wärmeabfuhr durch die Wärmeleitung im Festkörper, also die Bauteilkühlung, einen Unsicherheitsfaktor dar, da darüber für die hier durchgeführten Untersuchungen keine Informationen vorhanden waren und ihr Einfluss daher nicht beurteilt werden kann. Die konvektive Wärmeabfuhr kann allgemein durch das Newtonsche Gesetz beschrieben werden. Dieses ist in (6.12) angeführt.

$$Q = \alpha * A * (T_{Gas} - T_{Wand}) \quad (6.12)$$

Mit:

Q	übertragene Wärme	[W]
α	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	[W/m ² K]
T _{Gas}	Temperatur der angrenzenden Fluidschicht	[K]
T _{Wand}	Temperatur der Bauteiloberfläche	[K]

Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α lässt sich nach der Ähnlichkeitstheorie auf die Bestimmung der dimensionslosen Nußelt-Zahl zurückführen. Nach (6.13) gilt:

$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda} \quad (6.13)$$

Mit:

Nu	Nußelt-Zahl	[-]
α	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² K)]
l	charakteristische Länge	[m]
λ	Wärmeleitfähigkeit des Fluids	[W/(m K)]

Diese wiederum ist definiert als Funktion der Reynoldszahl Re und der Prandtl Zahl Pr. Die genaue Verknüpfung der Größen ist von der untersuchten Problemstellung abhängig und kann experimentell bestimmt werden.

Es gilt:

$$Nu = f_{(Re, Pr)} \quad (6.14)$$

Die Reynoldszahl kennzeichnet den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit und kann nach Gleichung (6.15) bestimmt werden:

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (6.15)$$

Mit:

w	lokale Geschwindigkeit	[m/s]
ν	kinematische Viskosität	[m ² /s]
L	charakteristische Länge	[m]

Die Prandtlzahl beschreibt die wesentlichsten Stoffeigenschaften des Fluids und kann nach (6.16) bestimmt werden:

$$Pr = \frac{\nu c_p \rho}{\lambda} \quad (6.16)$$

Mit:

c_p	spezifische Wärmekapazität des Fluids	[J/(kg K)]
ν	kinematische Viskosität	[m ² /s]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
λ	Wärmeleitfähigkeit des Fluids	[W/(m K)]

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der Wärmeübergangskoeffizient und damit die vom Gas an den Festkörper übertragene Energie neben den Stoffeigenschaften insbesondere von der Strömungsgeschwindigkeit abhängen.

Die untersuchten Einflussfaktoren Oberflächentemperatur und Turbulenzdichte sind von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Die Beschreibung der Bildung von Ablagerungsschichten reduziert sich dadurch auf die Strömungsgeschwindigkeit und die lokale Gastemperatur. Wie sich anhand der Untersuchung der beiden Verbrennungskonzepte zeigte, dürfen beide Größen Einfluss auf die Bildung haben.

Der geringe Einfluss der Gastemperatur bei BR4 kann auf die Kleinheit der Temperaturunterschiede an den Messstellen am Kolben sowie an der Feuerplatte zurückgeführt werden. Die Messstellen sind auf einem Kreis um die zentrale Zündkerze, wie dies in Abbildung 67 dargestellt ist, positioniert. Da sich die kugelförmige Flammenfront von der Zündkerze weg radial nach außen bewegt, ist zu erwarten, dass die mittleren Gastemperaturen während eines Arbeitsspiels auf dem Umfang jedes konzentrischen Kreises jeweils etwa konstant sind.

Es wurde nun noch untersucht, ob eine Aussage hinsichtlich des Einflusses bestimmter Geschwindigkeitskomponenten möglich ist. Dazu wurde die Verteilung der Geschwindigkeit hinsichtlich der Komponenten in Tangential und Normalrichtung untersucht. Das Ergebnis dieser Aufteilung ist in Abbildung 79 angeführt. Die Auswertung erfolgte hier für Messstellen bei BR4 und BR6.

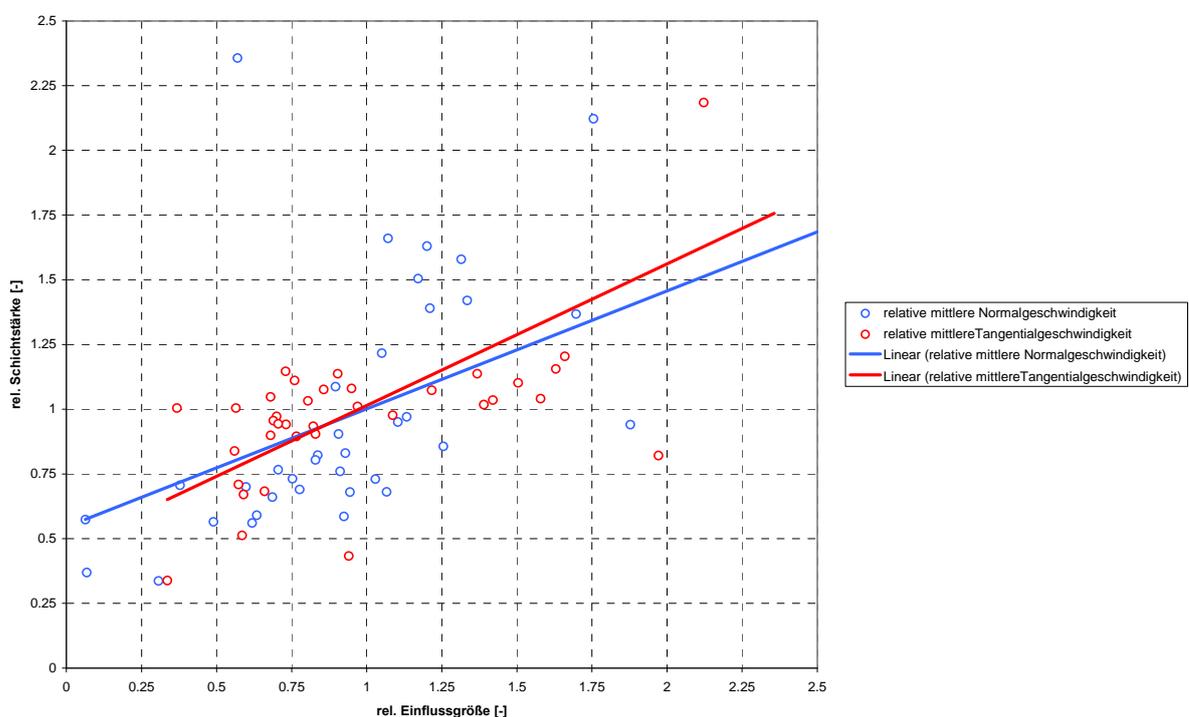


Abbildung 79: Bewertung des Einflusses der Normal- und Tangentialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit

Wie in der Darstellung zu erkennen ist besitzt die Tangentialgeschwindigkeit einen geringfügig größeren Einfluss auf die Bildung von Ablagerungen, da ihre Ausgleichsgerade eine größere Steigung besitzt. Als Interpretation des Ergebnisses kann angenommen werden, dass für die Impaktion auf die Bauteiloberfläche eine geringeren Einfluss auf die Zunahme der Ablagerungsschichten besitzt als die Tangentialkomponente der Geschwindigkeit und damit der Wandwärmeübergang und die Oberflächentemperatur. Die Unterschiede zwischen den Kurven sind aber als gering einzuschätzen.

Bei der Auswertung konnte zudem festgestellt werden, dass bei Motoren der BR4 der Einfluss der Geschwindigkeit generell höher ist, als dies bei BR6 der Fall ist. Diesen Zusammenhang ist in Abbildung 80 dargestellt. Dies lässt sich durch die Unterschiede im Verbrennungskonzept erklären. Während bei BR4 während des Arbeitsspiels die

Geschwindigkeiten durch die Drallbewegung der Ladung stark schwankt, kommt es bei BR6 nur durch die Vorkammerverbrennung zu zusätzlichen Anteilen in der Ladungsbewegung, die stärkeren Einfluss auf die Verteilung der Ablagerungsschicht besitzen. Für weiter detaillierte Aussagen und zur Absicherung bisheriger Ergebnisse wäre hier die Untersuchung von weiteren Motorkonzepten notwendig.

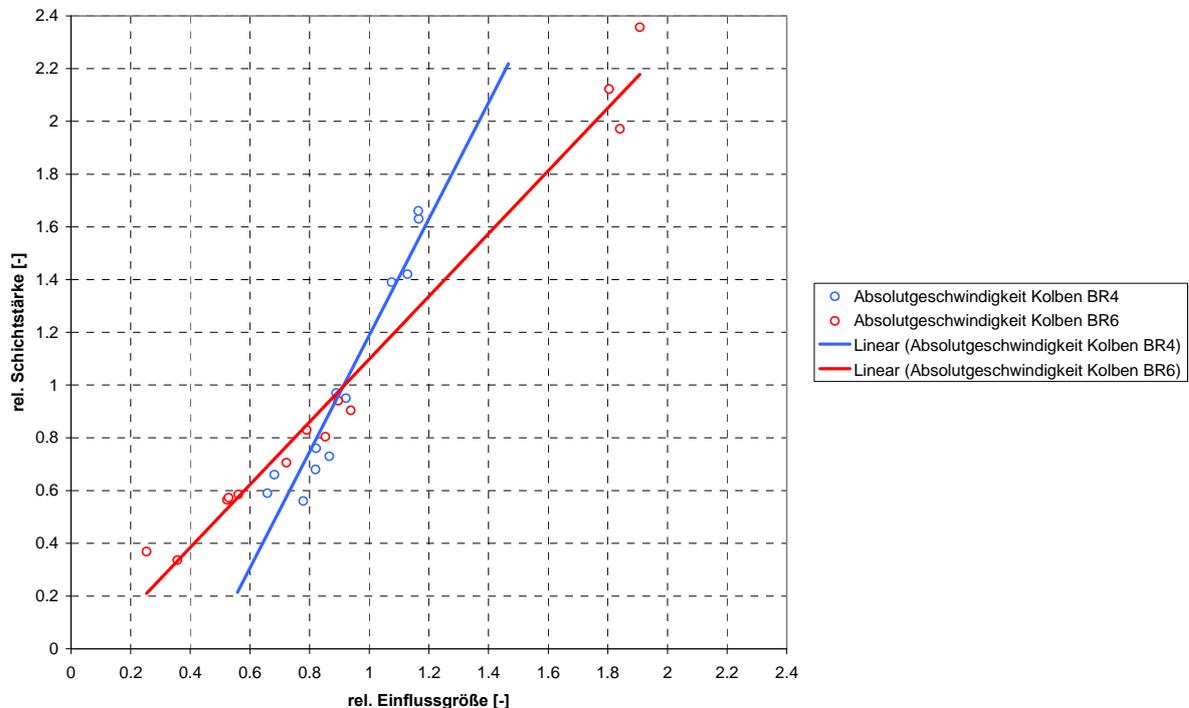


Abbildung 80: Einfluss der Geschwindigkeit bei BR4 und BR6

Es muss hier jedoch angemerkt werden, dass es durch die Versuchsrandbedingungen und die Datenbasis zu einigen Einschränkungen in der Aussagekraft der abgeleiteten Hypothesen kommt.

Bei den betrachteten Motoren handelt es sich um Stationärmotoren, die nahezu ausschließlich bei einem Betriebspunkt arbeiten. Das Temperaturniveau des Arbeitsgases und der Bauteile blieb daher im Mittel gleich, da es zu keinen nennenswerten Änderungen der Motorlast und Bauteilkühlung kommt. Dies erklärt, warum in der durchgeführten Sensibilitätsbetrachtung die Temperatur als Einflussgröße nur bei BR6 einen eindeutigen Trend zeigte. Die in Folge durchgeführten experimentellen Untersuchungen haben jedoch einen deutlichen Einfluss der Oberflächentemperatur nachgewiesen.

Zusammenfassend lässt sich anhand der durchgeführten Auswertungen feststellen, dass die Strömungsgeschwindigkeit und Gastemperatur wesentlichen Einfluss auf die Bildung von Ablagerungen haben.

Als Abhilfemaßnahme zur Vermeidung lässt sich kein generelles Konzept festlegen. Während bei BR4 die Optimierung der Geometrie des Brennraums im Hinblick auf die Einlass- und Auslassphase notwendig wäre, um hier die Geschwindigkeiten an den kritischen Bauteilen zu reduzieren, bietet sich bei BR6 eine Optimierung der Geometrie der Überströmkanäle und des Kolbens an, um hier die Geschwindigkeiten zu reduzieren.

Bewertung auf Basis von Feldversuchen

Neben den Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf die Ablagerungsbildung auf Basis der 3D-CFD Simulation wurden auch Feldversuche durchgeführt, um zusätzliche Erkenntnisse zu gewinnen und die Ergebnisse der Simulation zu verifizieren. Die Feldversuche beschränkten sich auf Motoren der BR4. Die wichtigsten untersuchten Einflussgrößen waren:

- Oberflächentemperatur
- Oberflächenbearbeitung
- Material
- Beschichtung

Als Versuchsträger für den Einsatz in Feldmotoren wurde ein Verschlussstopfen gewählt. In Abbildung 81 ist der Einbau des Stopfens in den Zylinderkopf dargestellt. Der wesentliche Vorteil des Stopfens als Versuchsträger bestand in einem schnellen Wechsel des Bauteils ohne weitere Umbaumaßnahmen am Motor sowie in der definierten Einbausituation.

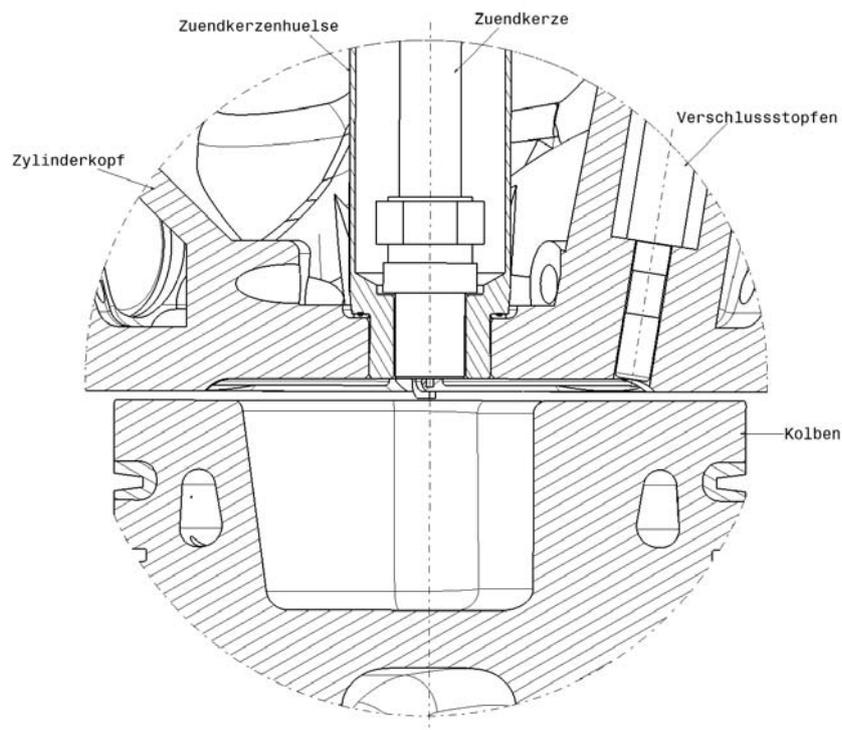


Abbildung 81: Einbau Verschlussstopfen in Zylinderkopf

Die Ermittlung der Ablagerungsstärke erfolgte an der Stirnfläche der Stopfen in ausgebautem Zustand mit Hilfe eines Schichtstärken-Messgeräts.

Bei einem ersten Stichversuch sollten die generelle Eignung des Versuchsaufbaus bewertet und erste Ansatzpunkte für detaillierte Feldversuche abgeleitet werden. Zu diesem Zweck wurden 6 Varianten von Stopfen hergestellt und in Serienmotoren eingesetzt. Die Stopfen wurden aus Stahl, aus Grauguss und Aluminium gefertigt. Zusätzlich wurde je eine Variante der Stopfen aus Grauguss und aus Aluminium an der Stirnfläche poliert. Dies führte zu einer Reduktion des Mittenrauwertes R_a von $2\ \mu\text{m}$

auf 0,16 µm. Eine Variante der Stopfen aus Stahl wurde an der Messstelle mit einer Chromschicht von 50 µm überzogen.

Dieser erste Stichversuch wurde unternommen, um festzustellen, wie gut sich verschiedene Einflussfaktoren bei Verwendung des Verschlussstopfens als Versuchsträger quantifizieren lassen. Es war dies zunächst der Einfluss des Materials des Substrats (Stahl, Grauguss, Aluminium) und damit auch der Oberflächentemperatur, da sich dieser Effekt ohne Kompensationsmaßnahmen nicht trennen ließ. Zusätzlich sollte auch der Einfluss der Oberflächenbearbeitung durch das Polieren der Stopfen sowie der Einfluss einer Anti-Haft bzw. Anti-Korrosionsschicht bewertet werden. Zusätzlich sollte auch untersucht werden, wie sich der Schichtaufbau über der Zeit insbesondere während der Anfangsphase bei einer Oberfläche ohne Ablagerungen verhält. Hierzu wurde die Schichtstärke nach 2000 Betriebsstunden das erste Mal vermessen und nach 3000 Betriebsstunden das zweite Mal.

Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Abbildung 82 dargestellt. Hierfür wurden die Messwerte der 6 Versuchsträger jeder untersuchten Variante arithmetisch gemittelt. Als erste Einflussgröße soll auf das Material der Stopfen eingegangen werden. Wie man erkennen kann, reduziert sich die Anwachsgeschwindigkeit bei den Stopfen aus Stahl, aus Aluminium und aus Grauguss (vgl. Abbildung 82) je nach Material deutlich. Dieser Effekt kann auf die reduzierte Temperatur an der Stirnfläche der Stopfen zufolge ihrer unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeit zurückgeführt werden.

Die Hafteigenschaften der untersuchten Materialien können bei derselben Oberflächenbearbeitung als gleich angenommen werden können. Es gibt aber einen deutlichen Unterschied in der Wärmeleitfähigkeit und damit in der sich einstellenden Oberflächentemperatur. In Tabelle 15 ist die Wärmeleitfähigkeit der untersuchten Materialien angeführt. Wie man in Abbildung 82 und Abbildung 83 sehen kann, ist die Anwachsgeschwindigkeit bei den Stopfen mit höherer Wärmeleitfähigkeit und damit reduzierter Oberflächentemperatur deutlich niedriger als bei den Stopfen mit niedriger Wärmeleitfähigkeit und damit höherer Oberflächentemperatur. Dieser Effekt zeigt sich bei der Messung der Schichtstärke sowohl nach 2000 Motorbetriebsstunden, als auch nach 3000 Motorbetriebsstunden, wobei die Anwachsrate am Beginn deutlich höher sind.

Als weiterer Einflussfaktor wurde die Rauigkeit der Oberfläche untersucht. Hier zeigte sich, dass eine Reduktion der Rauigkeitstiefe zu einer Abnahme der Anwachsgeschwindigkeit führt. Dieser Effekt ist bei der Messung nach 2000 Motorbetriebsstunden deutlich höher ausgeprägt. Dies kann dadurch erklärt werden, dass die polierte Oberfläche nur am Beginn einen Einfluss auf das Anhaften von Brennraumablagerungen haben kann. Sobald sich erste Schichten aufgebaut haben, reduziert sich der Einfluss.

Einen deutlichen negativen Einfluss besitzt die Hartchromschicht. Hartchromschichten besitzen eine hohe Korrosionsbeständigkeit und Härte, Eigenschaften, die für die Verwendung im Motor als Antihafschichten durchaus wünschenswert sind. Trotzdem führten die Hartchromschichten zu einer Zunahme der Ablagerungsbildung.

Als Erklärung für die Steigerung der Anwachsgeschwindigkeit kann hier die stark reduzierte Wärmeleitfähigkeit von Chrom(III)-Oxid angenommen werden. Chrom als

reines Element besitzt eine relativ hohe Wärmeleitfähigkeit. Unter hoher Temperatur bildet Chrom aber mit Sauerstoff eine Chrom(III)-Oxidschicht an der Oberfläche aus. Diese besitzt eine deutlich niedrige Wärmeleitfähigkeit und wirkt daher stark thermisch isolierend. Deutlich nachteilig wirkt sich zudem die beim Hartchrom gegenüber anderen Schichtsystemen gesteigerte Schichtdicke aus, die diesen Effekt zudem verstärkt [60].

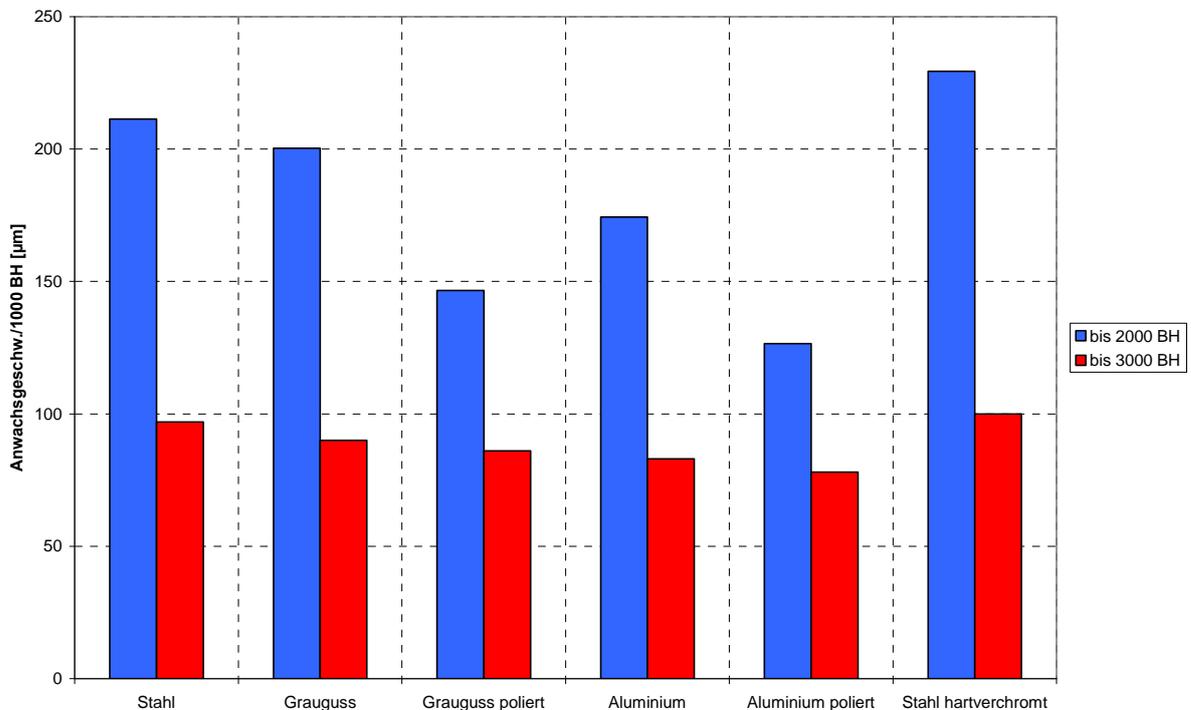


Abbildung 82: Ergebnis erster Stichversuch Erdgasbetrieb

Material	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
Stahl niedrig legiert	42
Grauguss	80
Aluminium	236
Chrom	59
Chrom(III)-Oxid	3

Tabelle 15: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Materialien

Brennraumablagerungen

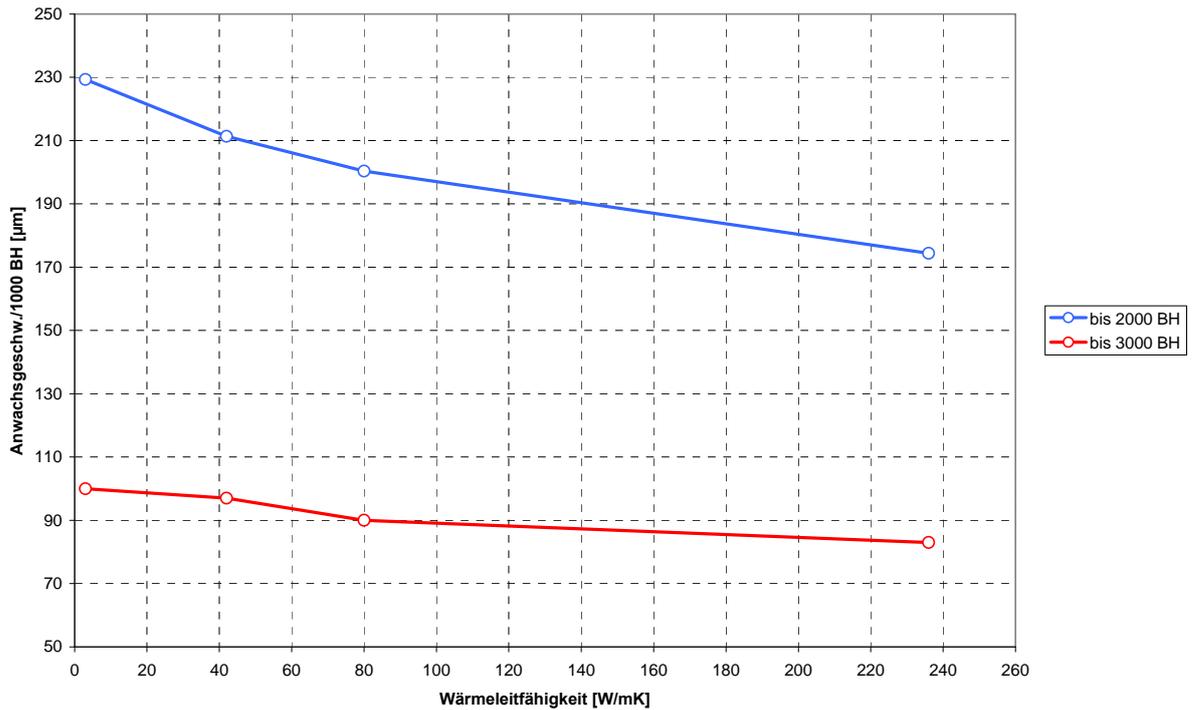


Abbildung 83: Anwachsgeschwindigkeit zufolge unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit

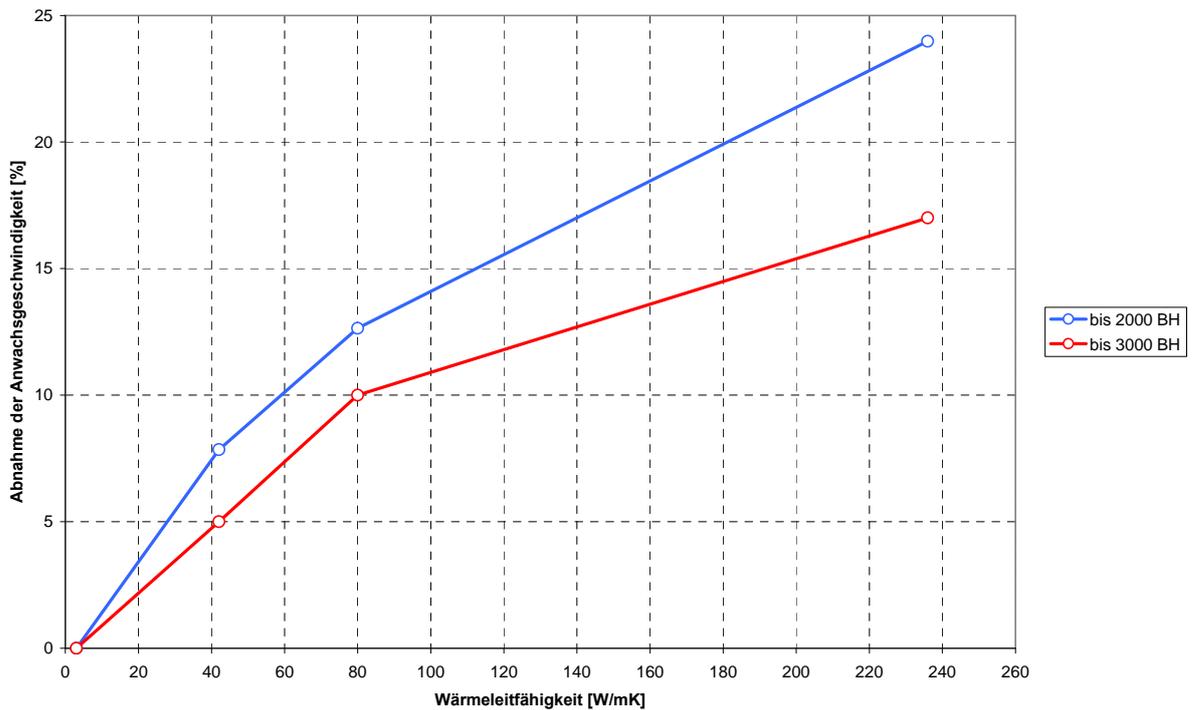


Abbildung 84: Reduzierte Anwachsgeschwindigkeit durch gesteigerter Wärmeleitfähigkeit

Basierend auf den Ergebnissen der ersten Feldversuche wurde ein Versuchsprogramm entwickelt, das verschiedene Einflussgrößen auf die Ablagerungen genau quantifizieren sollte, um so Ansatzpunkte für das Vermeiden von Ablagerungen zu liefern. Die

Aluminium gefertigt. Vor Beginn der Feldversuche wurde je ein Stopfen der hergestellten Varianten mit einem Thermoelement an der Stirnfläche bestückt und damit die sich in einem Betriebspunkt einstellende Temperatur bestimmt, um eine Aussage zum tatsächlich vorliegenden Temperaturniveau machen zu können. Das Ergebnis ist in Abbildung 86 dargestellt. Die Messungen wurden bei verschiedenen effektiven Mitteldrücken bei einer konstanten Motordrehzahl von 1500 pro Minute und TA-Luft Grenzwert durchgeführt. Die Punkte entsprechen daher Betriebspunkten wie sie bei Feldmotoren im stationären Betrieb eingestellt werden.

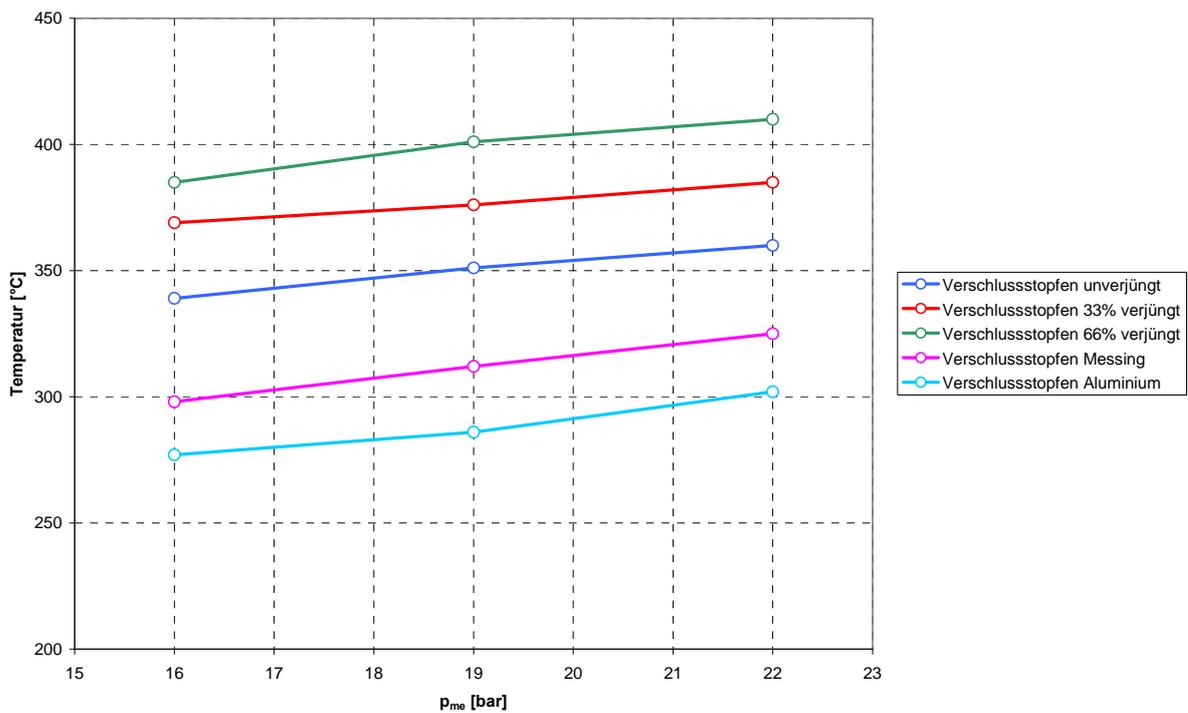


Abbildung 86: Gemessene Temperaturniveaus der Versuchsstopfen

Die Versuchsstopfen wurden danach im Feldversuch in mehreren Anlagen verbaut, wobei hier sowohl Motoren im Erdgasbetrieb, als auch im Betrieb mit Deponiegas herangezogen wurden. Die Motoren wurden mit einem Mitteldruck von 19 bar bei $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ betrieben. Um die Anwachsraten über die Zeit beurteilen zu können, wurden die Schichtdicken jeweils nach zwei verschiedenen Laufzeiten bestimmt und die Versuchsstopfen danach wieder eingebaut. Um einen Einfluss des Schmieröls ausschließen zu können, wurden nur Motoren mit demselben Schmieröl ausgewählt.

Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Abbildung 87 dargestellt. Die Anwachsgeschwindigkeit der Ablagerungsschicht steigt hier mit zunehmender Temperatur deutlich an. Zudem ist zu erkennen, dass Motoren im Deponiegasbetrieb deutlich schneller Schichten aufbauen, als dies bei Erdgasmotoren der Fall ist. Für beide Betriebsstoffe gilt aber, dass die Anwachsraten über der Zeit sinken. Die fehlenden Werte bei den Deponiegasmotoren nach 3000 Betriebsstunden sind auf einen Fehler des Servicetechnikers beim Ausbau zurückzuführen, der einzelne Versuchsträger beim Ausbau beschädigt hatte. Deshalb standen hier nicht dieselbe Anzahl an Messwerten zu Verfügung.

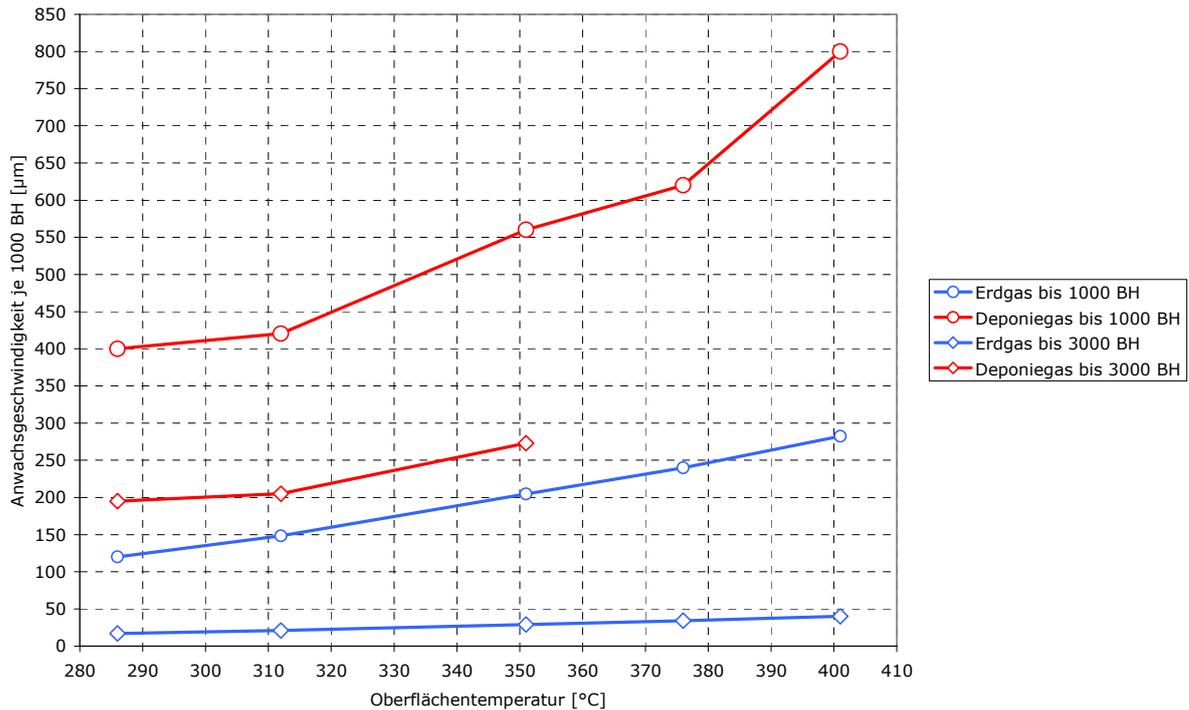


Abbildung 87: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Ablagerungen aus Erd- und Deponiegas

Neben dem Einfluss der Oberflächentemperatur wurde auch der Einfluss der Oberflächenbearbeitung untersucht. Wie bei Anti-Haftbeschichtungen führt eine glatte Oberfläche zu einer Vergrößerung des Kontaktwinkels. Hierfür wurden die Verschlussstopfen an ihrer Stirnfläche bearbeitet und 4 verschiedene Rauigkeitsstufen vorgegeben. Hierfür wurde eine Oberfläche nur gefräst, die anderen 3 Rauigkeitsstufen wurden durch Schleifen mit Schleifscheiben unterschiedlich feiner Körnung hergestellt. Die feinste Fläche wurde zudem noch poliert.

Da sich der Einfluss der Oberflächenbearbeitung nur während der ersten Phase der Ablagerungsbildung verstärkt auswirkt wurde bereits nach 1500 Betriebsstunden eine Messung durchgeführt. Der Versuch blieb auf den Erdgasbetrieb beschränkt. Da die Anwachsraten der Schichtstärke bei Deponiegasmotoren in generell höher sind, als bei Motoren im Erdgasbetrieb ist eine stärkere Wirkung der Oberflächenbearbeitung auf die Anwachsgeschwindigkeit der Schichtstärke bei Deponiegasmotoren zu erwarten. Dies wurde aber nicht mit einem Feldversuch untermauert.

Wie man in Abbildung 88 sehen kann, nimmt die Anwachsgeschwindigkeit bei abnehmender Rauigkeit, das heißt entsprechender Oberflächenbearbeitung, annähernd linear ab. Das polieren von Stellen auf Bauteilen, die erfahrungsgemäß höhere Schichtstärken aufweisen, ist daher eine Möglichkeit, um die Schichtstärken an kritischen Bereichen zu reduzieren. Beschränkend kann hier nur der notwendige Arbeitsaufwand zur Herstellung von Schichten mit entsprechend glatter Oberfläche angesehen werden. Zudem nimmt der Einfluss der Oberflächenqualität mit zunehmender Laufzeit ab, wie die durchgeführten Voruntersuchungen bereits gezeigt hatten.

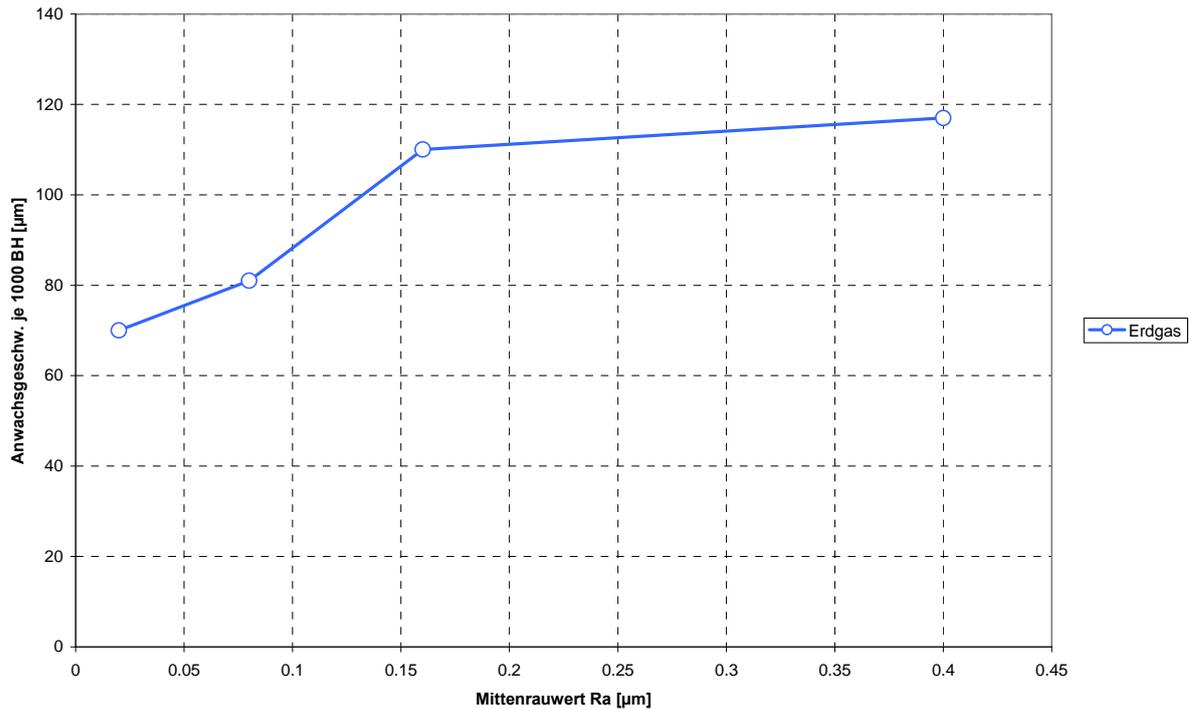


Abbildung 88: Einfluss der Oberflächenbearbeitung auf die Bildung von Ablagerungen

Als weiterer Einflussfaktor wurde der Einsatz von Anti-Haft Beschichtungen untersucht. Hier wurden erste Voruntersuchungen an einem Vollmotor im Erdgasbetrieb durchgeführt, die insbesondere die Haltbarkeit derartiger Beschichtungen über eine längere Motorlaufzeit sowie eine mögliche positive Wirkung des Schichtsystems bewerten sollten. Hierfür wurden je 10 mit Balinit-CNi beschichtete Kolben und 10 unbeschichtete Kolben verbaut.

Bei Balinit CNI handelt es sich um eine Antihalt-Beschichtung auf Basis von Chromnitrid. Das Schichtsystem wird von der Firma Balzers als Beschichtungsdienstleister angeboten und besitzt sowohl korrosionshemmende als auch verschleißhemmende Eigenschaften [58]. Die Schichtdicken betragen ca. 2 µm. Die wesentlichsten Eigenschaften des Schichtsystems sind in Tabelle 17 zusammengefasst.

Material	CrN
Mikrohärte	1750 HV
Reibwert (trocken gegen Stahl)	0,5
Maximale Anwendungstemperatur	700 °C
Beschichtungsverfahren	PVD

Tabelle 17: Eigenschaften Balinit CNI [58]

Bei den im Folgenden beschriebenen Beschichtungsverfahren kann zwischen PVD und CVD Verfahren unterschieden werden.

Bei PVD-Verfahren (Physical Vapour Deposition) wird die Schicht am Substrat durch direkte Kondensation des Schichtmaterials gebildet. Hierfür wird das zumeist metallische Schichtmaterial thermisch aufgelöst oder durch Ionenbeschuss zerstäubt. Das dampfförmige Schichtmaterial lagert sich dann am Substrat ab. Durch entsprechendes Bewegen des Substrats kann eine einheitlich dicke Schicht erzeugt und eine definierte Schichtdicke erreicht werden [59].

Beim CVD-Verfahren (Chemical Vapour Deposition) kommt es zu einer chemischen Reaktion gasförmiger Ausgangsverbindungen zu Reaktionsprodukten. Der Teil der Reaktionsprodukte, der nicht flüchtig ist, scheidet sich als dünne Schicht auf dem Substrat ab. Die Voraussetzung hierfür ist eine entsprechende Temperatur an der Substratoberfläche, damit die Reaktion der gasförmigen Ausgangsverbindung zu einer festen Schicht auf der Bauteiloberfläche ablaufen kann. Dies setzt entsprechend hohe Temperaturen während des Beschichtungsprozesses voraus, ermöglicht aber auch das Beschichten komplexer Geometrien [58][59].

In Abbildung 89 sind die 2 Positionen auf der Kolbenkronen eines Kolbens der BR4 dargestellt, die im Rasterelektronenmikroskop am Austrian Center for Electron Microscopy and Nanoanalysis untersucht wurden. Die 2 Messstellen wurden ausgewählt, weil es sich bei Position A um eine Stelle mit besonders starkem Schichtstärkenwachstum handelt und bei Position B um eine Messstelle mit niedrigem Wachstum. Es sollte geklärt werden, ob sich hier Unterschiede im Schichtaufbau feststellen lassen. Zudem sollte die chemische Zusammensetzung der Ablagerungen mit einer EDX-Analyse (Energiedispersive Röntgenspektroskopie) untersucht werden. Um eine konsistente Auswertung zu ermöglichen, wurden die Positionen in Abstimmung mit dem bereits durchgeführten Versuchsprogramm gewählt. Die Messstellen entsprechen hier der Position 08 (Messstelle A) und Position 02 (Messstelle B) aus Abbildung 67.

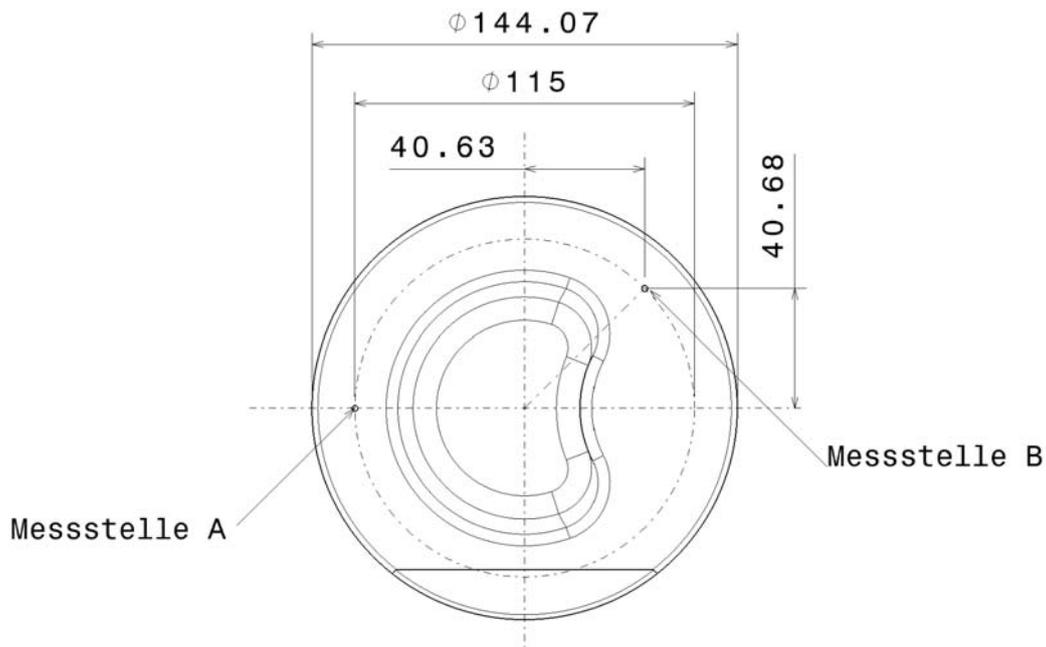


Abbildung 89: Messstellen REM

In Abbildung 90 ist eine Aufnahme der Ablagerungen an Messstelle A dargestellt. Wie man erkennen kann, ist die Struktur der Ablagerungen beim beschichteten Kolben

deutlich inhomogener aufgebaut, als bei dem unbeschichteten Kolben. Zudem sind knollenartige Strukturen zu erkennen, die in der rechten Aufnahme nicht so stark ausgeprägt sind.

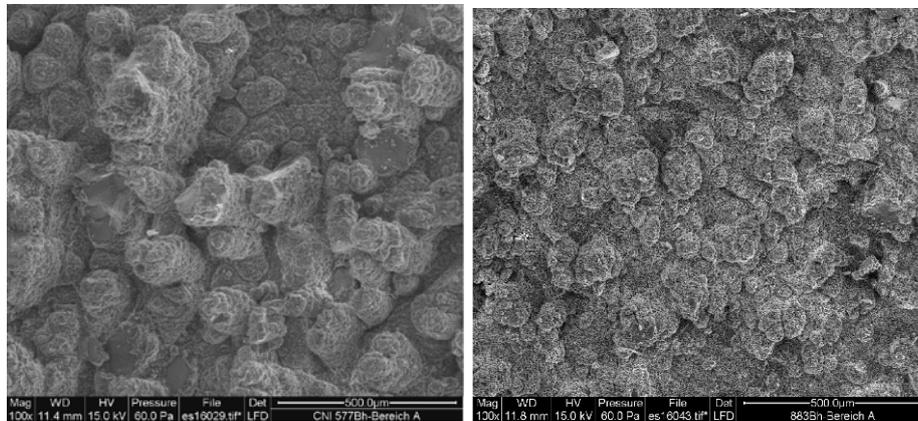


Abbildung 90: Messstelle A, beschichteter Kolben (links) und unbeschichteter Kolben

Dasselbe Bild zeigt sich auch in der Abbildung 91. Auch hier ist im linken Bild der beschichtete Kolben und im rechten der unbeschichtete Kolben an der Messstelle A dargestellt. Die Darstellung zeigt eine Aufnahme mit dem Rasterelektronenmikroskop, wobei hier ein Querschnitt des Kolbens und der Ablagerungsschicht abgebildet ist. Um ein Abplatzen der Schicht beim Schleifen zu verhindern wurde die Ablagerungsschicht für das Erstellen der Aufnahme zuvor in Epoxiharz eingebettet, und dann ein Querschliff erstellt. Zusätzlich wurde an den markierten Stellen mittels einer EDX-Analyse die Zusammensetzung des Materials im Schlibfbild festgestellt.

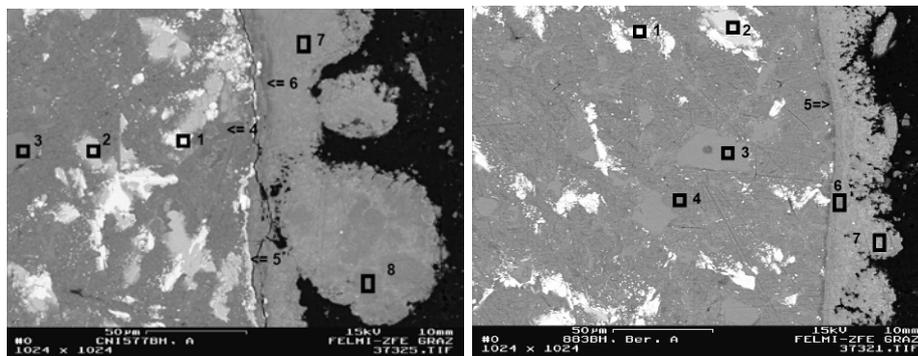


Abbildung 91: Schlibfbild Messstelle A, beschichteter (links) und unbeschichteter Kolben

Das Ergebnis der EDX-Analyse ist in Tabelle 18 aufgelistet. Die Messstelle 5 befindet sich genau am Übergang zwischen der Beschichtung und den Ablagerungen. Hier konnte Aluminium (Kolbenmaterial), Chrom (Beschichtungsmaterial) aber auch Phosphor, Kalzium und Schwefel festgestellt werden. Phosphor, Kalzium und Schwefel sind Wirkstoffe (Additive), die dem Schmieröl zum Erreichen bestimmter Eigenschaften beigelegt werden [61]. Wie man sehen kann, bleibt die Zusammensetzung über das Schichtsystem weitestgehend gleich.

Position	Festgestellte Elemente
Messstelle 5	Cr, Al, Ca, P, S
Messstelle 6	Ca, P, S
Messstelle 7	Ca, P, S
Messstelle 8	Ca, P, S

Tabelle 18: Festgestellte Elemente in der Ablagerungsschicht

Im Vergleich zur Messstelle A wurde in Abbildung 92 die Messstelle B ausgewertet. Hier zeigt das linke Bild wieder den beschichteten Kolben, das rechte den unbeschichteten Kolben. Als wesentlichster Unterschied lässt sich feststellen, dass an der Position mit der stärkeren Schichtdicke die Struktur der Ablagerungen weniger homogen ist. Dasselbe Bild zeigt sich auch, wenn man den beschichteten mit dem unbeschichteten Kolben vergleicht.

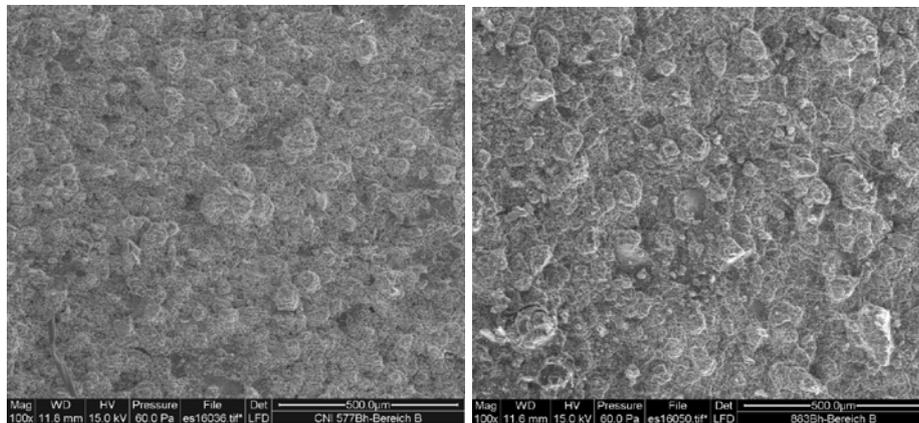


Abbildung 92: Messstelle B, beschichteter Kolben (links) und unbeschichteter Kolben

In Abbildung 93 ist wiederum der Querschliff an der Messstelle B für den beschichteten und unbeschichteten Kolben dargestellt. Hier ergeben sich deutliche Unterschiede im Schichtaufbau der Ablagerungsschichten, wie dies auch in Abbildung 91 schon zu erkennen war. Dieser Unterschied ist auf die generelle Wirkung der untersuchten Schichtsysteme hinsichtlich der Vermeidung von Ablagerungen zurückzuführen. Die Beschichtungen dienen dazu, durch die Vergrößerung des Kontaktwinkels der Ablagerungen auf dem Substrat ein Anhaften zu reduzieren vgl. [62]. Jede Beschichtung besitzt aber Fehlstellen, an welchen sich mit der Zeit Verbrennungsprodukte anlagern. Ausgehend von diesen Stellen nimmt die Ablagerungsschicht dann sukzessive zu. Dies ist die Ursache für den „zapfenförmigen“ Schichtaufbau bei den beschichteten Kolben und den deutlich homogenen Aufbau bei den unbeschichteten Kolben.

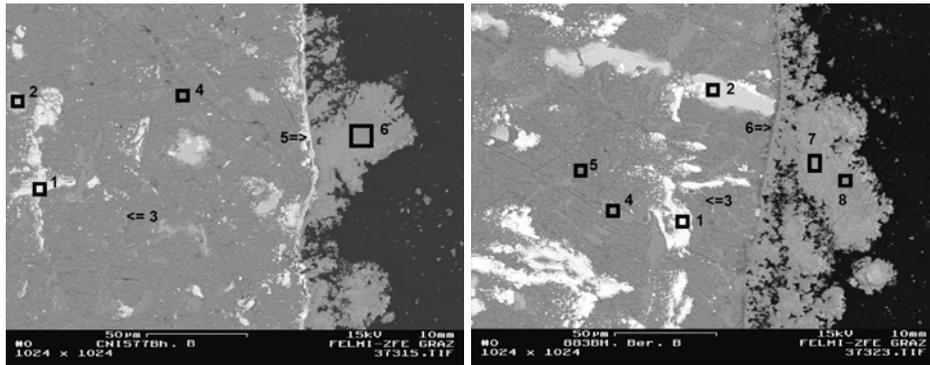


Abbildung 93: Schliffbild Messstelle B, beschichteter (links) und unbeschichteter Kolben

In Abbildung 94 und in Abbildung 95 sind jeweils rasterelektronenmikroskopische Bilder zweier Beschichtungen dargestellt, die auch in Folge in den Feldversuchen eingesetzt wurden. Die linken Bilder zeigen hier jeweils Fehlstellen, die während des Beschichtungsprozesses auftreten. Diese als kleine Löcher in den Schichten vorstellbare Fehlstellen werden durch Verschmutzung der zu beschichtenden Oberfläche und durch Schmutz in der Luft während des Beschichtungsprozesses verursacht. Als Abhilfemaßnahme können die Bauteile nach dem Beschichten gebürstet werden [58]. Bei diesem Bearbeitungsschritt werden die Oberflächen mit feinen Bürsten bearbeitet, die Einschlüsse in den Schichten entfernen und nur mehr das blanke Trägermaterial an den Fehlstellen übrig lassen. Bei einem nochmaligen Beschichten der bearbeiteten Teile ist mit einer deutlichen Abnahme der Fehlstellen zu rechnen. Dies wurde für den abschließenden Versuch mit den beschichteten und polierten Kolben bei den Beschichtungen Balinit-CNi-mod und Futura Nano in beschriebener Weise durchgeführt.

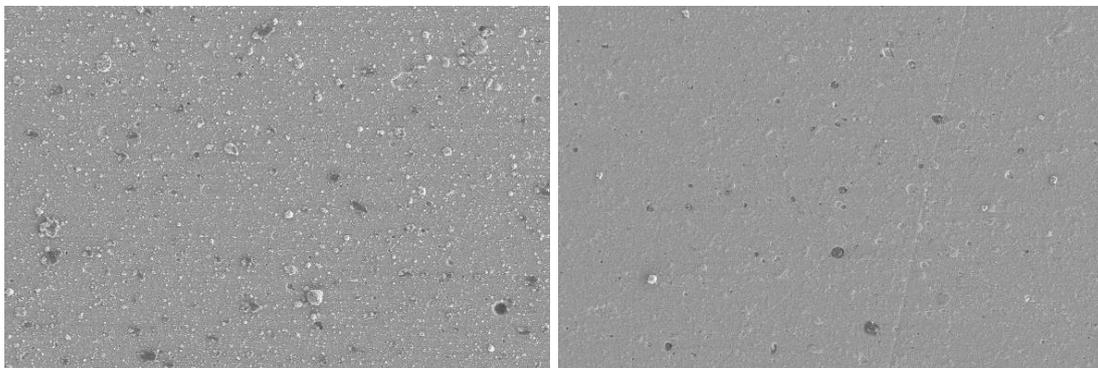


Abbildung 94: Balinit Beschichtung ungebürstet (links) und gebürstet [58]

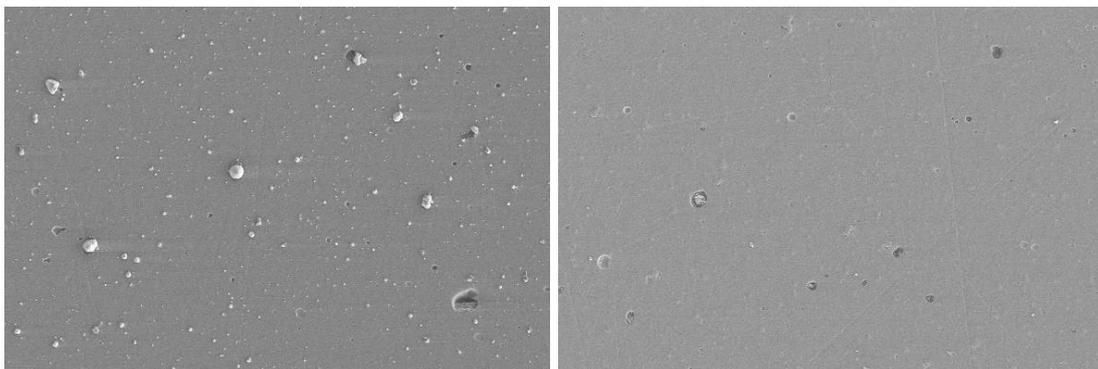


Abbildung 95: Futura Nano Beschichtung ungebürstet (links) und gebürstet [58]

Zusätzlich zur Bewertung des Schichtaufbaus wurde an der Messstelle B auch die Zusammensetzung der Ablagerungen mittels einer EDX-Analyse bestimmt. Das Ergebnis ist in Tabelle 19 dargestellt. Die Position der Messstellen ist in Abbildung 93 durch die schwarzen Rechtecke markiert. Bei den Messstellen 5 und 6 wurde ein Vergleich der Zusammensetzung der Ablagerungen durchgeführt. An der Messstelle 5 wurden zusätzlich zu den Elementen Kalzium, Phosphor und Schwefel, die wesentlicher Bestandteil der Ölascheablagerungen sind, auch die Elemente Chrom und Aluminium festgestellt, die Bestandteil der Beschichtung sind. Es konnte damit auch an der Messstelle B nachgewiesen werden, dass die untersuchte Beschichtung den motorischen Bedingungen Stand halten kann.

Position	Festgestellte Elemente
Messstelle 5	Cr, Al, Ca, P, S
Messstelle 6	Ca, P, S

Tabelle 19: Festgestellte Elemente in der Ablagerungsschicht

Aus den Untersuchungen mittels des Rasterelektronenmikroskops konnten folgende Schlüsse gezogen werden. Das im konkreten Fall untersuchte Schichtsystem hält den motorischen Bedingungen stand. Es muss kein Abplatzen oder Abbrennen befürchtet werden. Der stark unterschiedliche Aufbau der Ablagerungen an den Messstellen A und B kann nur durch die lokal vorherrschenden Bedingungen verursacht werden. Außerdem muss bei den Schichtsystemen sichergestellt werden, dass die Oberfläche des Substrats optimal von der Schicht bedeckt wird.

Die Untersuchungen hinsichtlich der Beschichtungen wurden unter einer Reihe von Randbedingungen weitergeführt, die die Auswahl der verwendeten Schichtsysteme beeinflussten. Eine wesentliche Voraussetzung war, dass die untersuchten Schichtsysteme frei am Markt verfügbar sein müssen. Die Entwicklung neuer Schichtsysteme für die Anwendung im motorischen Betrieb wurde nicht weiter untersucht. Zudem mussten die Schichten über die gesamte Laufzeit des Motors haltbar sein. Ein Abbrennen oder Abplatzen während des Betriebs war nicht zulässig. Eine weitere Voraussetzung war die technologisch einfache Umsetzung des Beschichtungsprozesses. Geänderte Materialien der Bauteile, um etwa hohen Temperaturen während der Beschichtungsvorgänge zu widerstehen oder geometrische Veränderungen, um einen gleichmäßigeren Schichtaufbau zu gewährleisten, wurden ebenfalls nicht weiter verfolgt.

Aus den am Markt verfügbaren Antihalt-Beschichtungen wurde eine Vorauswahl getroffen und schließlich 7 Schichtsysteme für einen Versuch ausgewählt. In Tabelle 20 sind die untersuchten Schichtsysteme aufgelistet. Die hier gemachten Angaben zu den Eigenschaften der Schichtsysteme stammen von den jeweiligen Herstellern.

<i>Bezeichnung</i>	<i>Zusammensetzung der Oberfläche</i>	<i>Beschichtungsverfahren</i>
Wolframkarbid	Kristalline Wolframkarbid-Kohlenstoffschicht	PVD-Verfahren
Maxit-CrN-mod.	Kristalline Chrom-Nitrid-Schicht dotiert mit zusätzlichen Elementen	PVD-Verfahren
DLC+Si	Amorphe Kohlenstoffverbindungen dotiert mit Silizium	CVD-Verfahren
Balinit-Futura-Nano-mod.	Kristalline Titan-Aluminium-Nitridschicht	PVD-Verfahren
Balinit-CNi-mod.	Kristalline Chrom-Nitrid-Schicht	PVD-Verfahren
TiC-TiCN-TiN	Kristalline Titancarbidsschicht	CVD-Verfahren
Plasmapolymere	Amorphe Kohlenstoffverbindungen	CVD-Verfahren

Tabelle 20: Untersuchte Schichtsysteme

Bei der Wolframkarbid-Beschichtung handelt es sich um ein Hartmetall-Schichtsystem, das typischerweise zur Steigerung der Verschleißfestigkeit im Maschinen- und Werkzeugbau eingesetzt wird. Neben der gesteigerten Härte der Oberfläche besitzt dieses Schichtsystem auch Antihafteigenschaften.

Das Maxit-CrN-modifizierte Schichtsystem ist eine typische Verschleißschutzschicht. Diese Hartmetallbeschichtung besitzt eine hohe Einsatztemperatur und weist neben der guten Korrosionsbeständigkeit auch eine gesteigerte Zähigkeit auf.

Die DLC-Beschichtung (engl.: Diamond like-carbon) besitzt ausgeprägte Härte, einen niedrigen Reibungsbeiwert und dadurch gute Anti-Hafteigenschaften sowie eine hohe Verschleißbeständigkeit. Negativ wirkt sich die reduzierte Einsatztemperatur bis maximal 400°C aus. Um den Einsatz auf den Bauteilen des Brennraums dennoch gewährleisten zu können, wurde die Schicht mit Silizium dotiert. Dies hebt nach Herstellerangaben die Einsatztemperatur auf 500 °C an.

Bei Balinit-Futura-Nano-modifiziert handelt es sich um eine Titan-Aluminium-Nitridschicht, die hohe Härte und einen niedrigen Reibungsbeiwert besitzt. Die Einsatztemperatur beträgt bis zu 900 °C

Das Schichtsystem Balinit-CNi-modifiziert wird typischerweise zum Beschichten von Ventiltriebkomponenten und Kolbenringen eingesetzt. Typische Eigenschaften sind eine gesteigerte Korrosions- und Verschleißbeständigkeit sowie Antihafteigenschaften.

Die Titancarbid-Beschichtung ist aus 3 Schichten aufgebaut. Auf eine Titanitridschicht, die als Basis für den Kontakt mit der Bauteiloberfläche dient, folgt eine Zwischenschicht aus Titanitrid und schließlich an der Oberfläche die eigentliche Titancarbidsschicht. Derartige Schichten werden häufig bei Werkzeugen wegen der hohen Härte der Oberfläche und damit den guten Verschleißigenschaften eingesetzt. Negativ wirkt sich hier die niedrige Einsatztemperatur von 350 °C aus.

Bei der Beschichtung mit Plasmapolymeren wird die Bauteiloberfläche mit organischem amorphem Kohlenstoff überzogen, so dass sich eine hydrophobe

Oberfläche ergibt, die Antihaft- Eigenschaften besitzt und zusätzlich korrosionshemmend wirkt. Nachteilig ist die niedrige Einsatztemperatur bis 300 °C.

Um Aussagen hinsichtlich der Eignung der ausgewählten Schichtsysteme treffen zu können, wurde ein Feldversuch durchgeführt. In Abbildung 96 ist das Ergebnis hinsichtlich der Oberflächenbeschichtungen dargestellt. Es wurden Verschlussstopfen an ihrer Stirnfläche mit den in Tabelle 20 angeführten Schichtsystemen beschichtet. Die Stopfen wurden dann in zwei Erdgas und Deponiegasmotoren verbaut und 2000 Betriebsstunden im Motor belassen. Die Abbildung zeigt die Anwachsgeschwindigkeit der Brennraumablagerungen bezogen auf 1000 Betriebsstunden. Auch hier zeigen sich die für den Erd- und Deponiegasbetrieb typischen stark unterschiedlichen Anwachsraten.

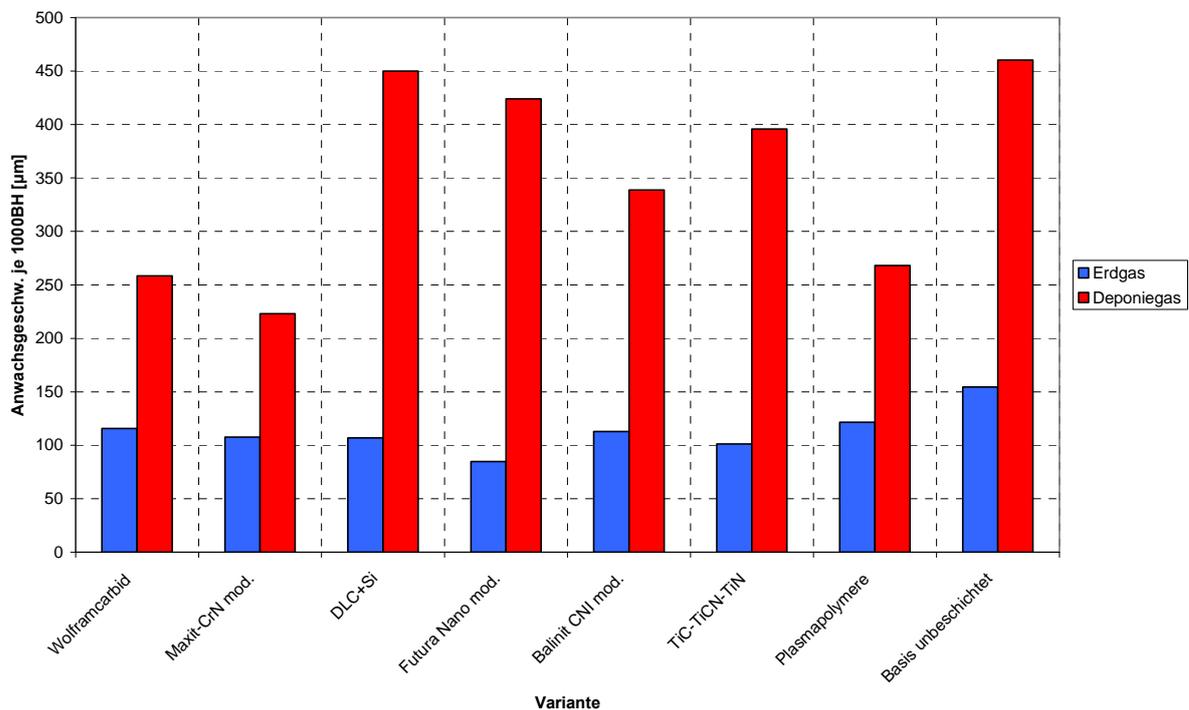


Abbildung 96: Anwachsgeschwindigkeit ohne und mit Beschichtungen

Alle Schichtsysteme führen bei den Erdgasablagerungen zu einer Reduktion der Anwachsgeschwindigkeit. Bei den Brennraumablagerungen aus dem Deponiegasbetrieb ist die Wirkung teilweise nicht so stark ausgeprägt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 97 dargestellt. Die maximale Abnahme beträgt bei den Ablagerungen aus Erdgasbetrieb 46% bei einer Beschichtung mit Balinit-Futura-Nano-modifiziert, die maximale Abnahme bei Ablagerungen aus dem Deponiegasbetrieb beträgt bei den mit Maxis-CrN-modifiziert beschichteten Verschlussstopfen 52%.

Zur Erzielung der maximalen Wirkung ist es daher sinnvoll, je nach Treibgas Bauteile mit anderen Schichtsystemen einzubauen. Kritisch anzumerken sind hier aber die mit der Beschichtung verbundenen gesteigerten Herstellkosten und zudem die Tatsache, dass sich auch mit Bauteilbeschichtungen der Aufbau von Ablagerungsschichten nicht völlig vermeiden lassen wird.

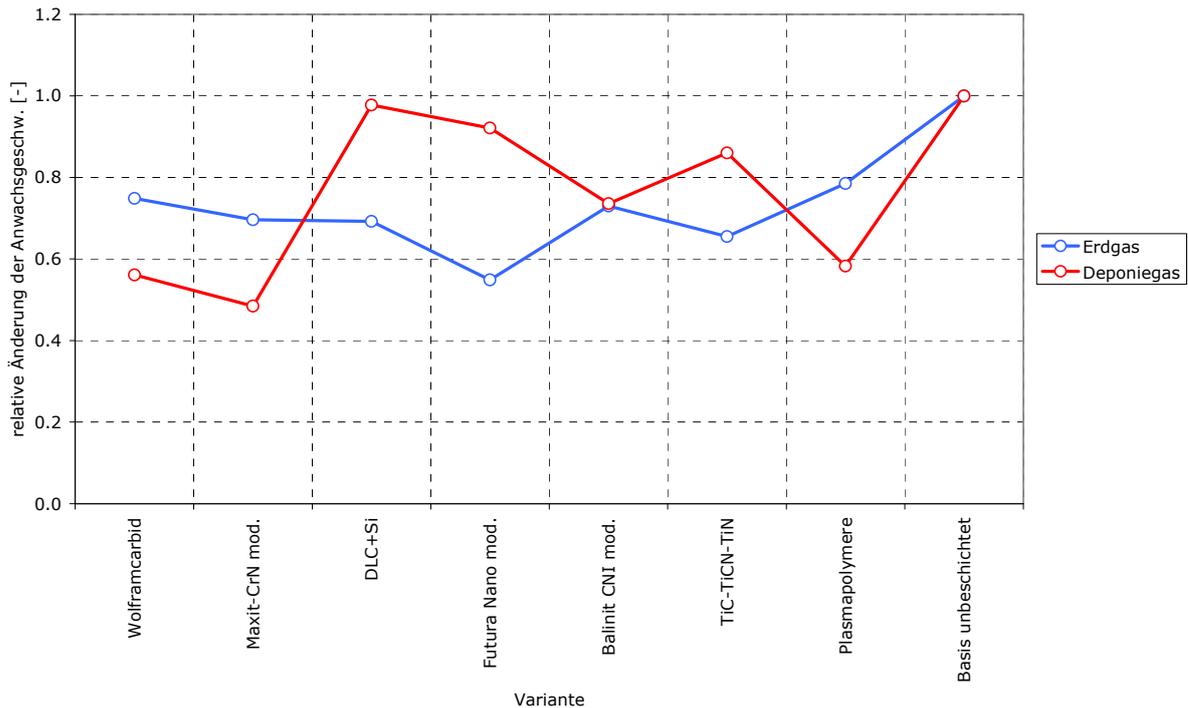


Abbildung 97: Relative Änderung der Anwachsrates durch Oberflächenbeschichtungen

6.3.2. Abgeleitete Maßnahmen zur Vermeidung von Ablagerungen

Wie sich in anhand der beschriebenen Untersuchungen gezeigt hat, ist eine Kombination verschiedener Maßnahmen sinnvoll, um die Bildung von Brennraumablagerungen nachhaltig zu reduzieren. Es lassen sich hier Maßnahmen unterscheiden in solche, die schon vor der eigentlichen Bildung zu einer Vermeidung von Ablagerungen führen sollen und in solche, die zu einer Reduktion der Ablagerungsgeschwindigkeit führen sollen.

Maßnahmen zur Vermeidung:

- Reduktion des Ölverbrauchs
- Reinigung des Treibgases (Schwefel, Silizium)

Maßnahmen zur Reduktion der Ablagerungsrate:

- Senken der lokalen Bauteiltemperatur
- Optimierung der Strömung an Bauteilen mit gesteigerter Ablagerungsbildung (Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit)
- Gewährleisten einer verbesserten Oberflächenqualität der Bauteiloberflächen
- Beschichten mit Antihafschichten

7. Abgeleitete Schlussfolgerungen und Empfehlungen

In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Strategien zur Vermeidung von Klopfen und zur Verbesserung des Klopfverhaltens von Gasmotoren untersucht. Die Schwerpunkte der Arbeit befassten sich mit der Optimierung der Brennraumgestaltung sowie mit der Problematik von Brennraumablagerungen und den damit verbundenen Auswirkungen auf das Motorbetriebsverhalten.

Hinsichtlich der Optimierung der Brennraumform wurde nach einer Analyse der in der Literatur bekannten Ursachen für eine klopfende Verbrennung und bekannten Abhilfemaßnahmen ein spezielles Vorgehen zur Beeinflussung des Klopfverhaltens entwickelt. Das Vorgehen gliedert sich in eine Analyse der Verbrennung und des Klopfverhaltens der Ausgangsgeometrie bei einem bestehenden Motorkonzept auf Basis der 3D-CFD-Simulation. Als Ergebnis können kritische Bereiche hinsichtlich einer klopfenden Verbrennung erkannt sowie Aussagen zu möglichen Ursachen gemacht werden. Durch Anpassung verschiedener geometrischer Einflussgrößen kann die Brennraumgeometrie in Folge hinsichtlich ihres Klopfverhaltens optimiert werden, ohne wesentliche Nachteile im Betriebsverhalten hinnehmen zu müssen. Für die vorgestellte Methode wurden verschiedene für die Optimierung nötige Einstellgrößen und Bewertungskriterien vorab untersucht. Im Anschluss wurde eine Verifikation des Vorgehens am Beispiel einer Mulden-Basisgeometrie und fünf geometrisch veränderten Kolbenmulden erfolgreich durchgeführt.

In einem ersten Schritt wurden hierfür verschiedene Geometriefaktoren zur Steuerung der Brennraumberturbulenz und damit der Verbrennungsgeschwindigkeit untersucht. Diese waren das Spaltmaß, die Drallzahl und die Muldenform. Die Zielsetzung war dabei, Steuergrößen zu definieren, die eine Beeinflussung der Verbrennung ermöglichen, um so hinsichtlich des Klopfens kritische Bereiche rascher von der Flammenfront erfassen zu können.

Es zeigte sich, dass sowohl eine Reduktion des Muldendurchmessers, als auch des Spaltmaßes zu einer Steigerung der Turbulenzdichte führen. Die Wirkung dieser Geometrieparameter konnte noch deutlich gesteigert werden, wenn zusätzlich eine Drallbewegung im Brennraum vorhanden war. Zudem konnte gezeigt werden, dass für eine optimale Umsetzung der Drallbewegung in Turbulenz eine entsprechende Muldenform nötig ist.

Entsprechend dem beschriebenen Vorgehen wurde am Beispiel einer Basisgeometrie eine Analyse möglicher Klopfursachen durchgeführt. Hier zeigte sich, dass insbesondere die Verteilungen der Gemischtemperatur und des Restgasanteils wesentlichen Einfluss auf das Klopfverhalten ausüben. Als Einflussgrößen für die Verteilung wurden zum einen die Form der Brennraummulde und zum anderen das Verhältnis zwischen Quetsch- und Muldenvolumen erkannt.

Es wurde zudem untersucht, welche Kriterien geeignet sind, um vorab mittels der Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation geometrische Modifikationen einer Kolbenmulde in ihren Auswirkungen auf das Verbrennungs- und Klopfverhalten bewerten zu können. Am besten geeignet zeigten sich einerseits zur Bewertung der Verbrennungsgeschwindigkeit die turbulente kinetische Energiedichte und andererseits hinsichtlich des Klopfverhaltens die Temperatur und Restgasverteilung, sowie die

gemittelte Vorläuferkonzentration und die gemittelte Klopfreaktionsrate als Ergebnisse der Klopfsimulation.

In Folge wurden verschiedene geometrische Veränderungen an der Kolbenmulde definiert und exemplarisch für fünf Fälle entsprechend den zuvor definierten Kriterien bewertet.

Für die messtechnische Verifikation des Vorgehens wurden sowohl die Basisgeometrie, als auch die geometrisch optimierten Formen an einem Einzylinder-Forschungsmotor untersucht. Hierfür wurde konventionelle Prüfstandsmesstechnik eingesetzt, um die Auswirkungen der Geometriemodifikationen auf die Verbrennung und das Klopfverhalten zu untersuchen. Es konnte gezeigt werden, dass durch Anwendung der beschriebenen Kriterien die Auswirkungen bestimmter Geometriemodifikationen sehr gut abschätzbar sind.

Zudem kam optische Messtechnik in Form eines VisioKnock-Messsystems von AVL zum Einsatz, um den Ort der Klopfentstehung verifizieren zu können. Hier zeigte sich eine gute Übereinstimmung der Aussagen der 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Klopfortes mit den Ergebnissen der Messungen.

Ein zweiter Teil der Arbeit befasste sich mit dem Einfluss von Brennraumablagerungen auf das Klopfverhalten und Möglichkeiten, die Bildung von Ablagerungen zu vermeiden. Nach einer Analyse bekannter Einflussgrößen und Bildungsmechanismen aus der Literatur wurden für Gasmotoren im Erdgas- und Deponiegasbetrieb die Quellen der Entstehung durch verschiedene chemische Analysen bestimmt. Es konnte gezeigt werden, dass für die untersuchten Gase das Schmieröl Hauptursprung der Brennraumablagerungen ist.

Auf Basis von Daten der Schichtstärkenverteilung verschiedener Feldmotoren wurden die Einflussgrößen auf die Bildung von Ablagerungen untersucht. Hierfür wurden Korrelationen zwischen der Verteilung von Geschwindigkeit, Gastemperatur, Oberflächentemperatur und Turbulenzdichte aus 3D-CFD-Simulationen und der Schichtstärke durchgeführt. Es zeigte sich, dass höhere Strömungsgeschwindigkeit und höhere Gastemperatur die Entstehung von Ablagerungen begünstigen.

Zudem wurden Feldversuche durchgeführt, um den Einfluss der Oberflächenqualität, der Oberflächentemperatur, des Substratmaterials und von Antihafbeschichtungen auf die Bildung von Brennraumablagerungen zu quantifizieren. Hier konnte gezeigt werden, dass durch eine reduzierte Oberflächenrauigkeit die Anwachsrate von Brennraumablagerungen reduziert werden können. Hinsichtlich des Materials konnte kein wesentlicher Einfluss festgestellt werden. Es zeigte sich aber, dass mit reduzierter Wärmeleitfähigkeit des Grundmaterials und dadurch gesteigerter Oberflächentemperatur die Anwachsrate der Brennraumablagerungen zunimmt. Dieser Effekt konnte bei der Untersuchung des Temperatureinflusses bestätigt werden.

Als Maßnahmen zur Reduktion der Anwachsrate von Brennraumablagerungen konnte eine Reduktion der Oberflächentemperatur, eine niedrige Oberflächenrauigkeit sowie eine Beschichtung mit Anti-Haft-Schichten nachgewiesen werden.

Es wurde auch die Auswirkung von Brennraumablagerungen auf die Verbrennung und das Klopfverhalten untersucht. Hierfür wurde experimentell die Wärmeleitfähigkeit bestimmt und mittels der FE-Simulation die Auswirkung von Brennraumablagerungen auf die Oberflächentemperatur im Brennraum simuliert.

Es konnte gezeigt werden, dass die Oberflächentemperatur bei zehnpromzentiger Erhöhung des indizierten Mitteldrucks um 9°C und bei zehnpromzentiger Erhöhung der Schichtdicke um 17°C zunimmt.

Mittels 3D-CFD-Simulation und 0D-Simulation wurden die Auswirkungen auf das Betriebs- und Klopfverhalten untersucht. Zudem wurde eine messtechnische Verifikation der Ergebnisse der Simulationen durchgeführt.

Als Empfehlung kann hinsichtlich der Optimierung der Brennraumgeometrie festgehalten werden, dass ein möglichst gleichmäßiges Temperaturniveau im gesamten Brennraum anzustreben ist. Durch die beschriebenen Maßnahmen kann dies in Abstimmung mit der für die Verbrennung nötigen turbulenten kinetischen Energiedichte erfolgen. Heiße Bereiche sollten möglichst frühzeitig von der Flammenfront erfasst werden. Die 3D-CFD-Simulation bietet eine gute Möglichkeit, um Ursachen für eine klopfende Verbrennung zu erkennen und schon vorab eine Optimierung der Brennraumform durchzuführen. Es muss aber auch angemerkt werden, dass eine Reihe von wesentlichen Faktoren für das Klopfverhalten eines Brennraums nicht direkt der Simulation zugänglich sind.

Hinsichtlich der Problematik von Brennraumablagerungen in Gasmotoren kommt für eine möglichst vollständige Vermeidung nur die Verminderung des Ölverbrauchs in Betracht. Eine Reduktion von Brennraumablagerungen und damit eine Verbesserung des Klopfverhaltens kann durch die Verwendung von Schmierölen mit reduzierter Additivierung, eine Reduktion der Oberflächentemperatur und der Strömungsgeschwindigkeit, sowie durch beschichtete Oberflächen mit möglichst niedriger Oberflächenrauigkeit erreicht werden.

8. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Energieproduktion in der europäischen Union [96].....	6
Abbildung 2: Wirkungsgradsteigerung bei Gasmotoren der BR6 von GE Jenbacher [97]	7
Abbildung 3: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Klopfgrenze [97]	8
Abbildung 4: Einteilung von Verbrennungsanomalien nach Kategorien [2]	11
Abbildung 5: Zünd- oder Explosionsdiagramm für Kohlenwasserstoff- Luftgemische [6]	13
Abbildung 6: Detektion einer klopfenden Verbrennung aus dem Zylinderdrucksignal [15]	15
Abbildung 7: Prozesswerte abhängig vom Einlassschluss.....	21
Abbildung 8: Zusammenhang Turbulenzdichte im Brennraum und Luftverhältnis für verschiedene Steuerzeiten	22
Abbildung 9: Prozesswerte abhängig vom Zündzeitpunkt	23
Abbildung 10: Einflussfaktoren auf das Klopfverhalten beim Gasmotor bei gegebenen Randbedingungen.....	26
Abbildung 11: Auswertung der Ergebnisse des Klopfmodells	35
Abbildung 12: Einzylinder-Forschungsmotor Baureihe 4	40
Abbildung 13: VisioKnock-Adapter	41
Abbildung 14: Sichtkegel VisioKnock-Adapter	42
Abbildung 15: Ablaufschema bei der Optimierung des Klopfverhaltens	43
Abbildung 16: Untersuchung der Klopfursachen bei der Basisgeometrie bei 20° KW v. ZOT.....	45
Abbildung 17: Vergleich mittlere Gastemperatur Quetschvolumen und Mulde	46
Abbildung 18: Untersuchung der Klopfursachen bei der Basisgeometrie zum Zeitpunkt des ersten Klopfereignisses.....	47
Abbildung 19: Einfluss der Last auf den Ort der Klopfentstehung	48
Abbildung 20: Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Ort der Klopfentstehung	49
Abbildung 21: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Ort der Klopfentstehung	50
Abbildung 22: Einfluss der Öl- und Kühlwassertemperatur auf den Ort der Klopfentstehung	51
Abbildung 23: Einfluss der Gemischtemperatur T2' auf den Ort der Klopfentstehung	52
Abbildung 24: Einfluss der Drallzahl auf die Turbulenz bei konstantem Muldendurchmesser von 86mm	54
Abbildung 25: Einfluss des Muldendurchmessers auf die Turbulenz bei einer drehsymmetrischen Mulde	55

Abbildung 26: Einfluss der Drallzahl und des Spaltmaßes bei einer Turbulenzmulde .	56
Abbildung 27: Einfluss des Muldendurchmessers und der Drallzahl bei einer Turbulenzmulde	57
Abbildung 28: Einfluss der Muldenform auf die Brennraumturbulenz	58
Abbildung 29: Korrelation Brennraumturbulenz und Brennrate bei Hochturbulenzmulden	59
Abbildung 30: Vorgehen bei der Optimierung des Verbrennungs- und Klopfverhaltens	60
Abbildung 31: Vergleich Turbulenzdichte in den optimierten Mulden	62
Abbildung 32: Auswirkung der Kolbenmuldenform auf Vorläuferkonzentration und Klopfrate.....	63
Abbildung 33: Integrale Klopfreaktionsrate und Einfluss auf den Klopfbeginn	65
Abbildung 34: Vergleich des Klopforts bei den optimierten Mulden anhand der Klopfreaktionsrate des ersten Klopfereignisses.....	67
Abbildung 35: Vergleich langsame Messdaten der optimierten Kolben bei TA-Luft	69
Abbildung 36: Vergleich Betriebskennfelder der der optimierten Kolben.....	72
Abbildung 37: Lambdavergleich zwischen Klopf- und Aussetzergrenze optimierte Kolben	73
Abbildung 38: Vergleich Abstand zur Klopfgrenze optimierte Kolben	74
Abbildung 39: Vergleich Klopfort bei den optimierten Kolbenmulden bei 22 °ZZP	75
Abbildung 40: FE-Modell des Kolben BR4	80
Abbildung 41: Änderung der Bauteiltemperatur durch Brennraumablagerungen.....	81
Abbildung 42: Temperaturkennfeld Brennraumablagerungen Erdgasbetrieb	82
Abbildung 43: Oberflächentemperaturanstieg über Last im Erdgasbetrieb	83
Abbildung 44: Zunahme des Verdichtungsverhältnisses durch Brennraumablagerungen	84
Abbildung 45: Einfluss von Brennraumablagerungen auf die Betriebsparameter bei BR4.....	85
Abbildung 46: Nötige Änderung der Betriebsparameter bei BR4 durch Ablagerungen	86
Abbildung 47: Auswirkungen der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses auf ausgewählte Motorbetriebsparameter	88
Abbildung 48: Auswirkung der Ablagerungen auf Vorläuferkonzentration und Klopfrate	90
Abbildung 49: Auswirkung der Ablagerungsschicht auf den Wärmeübergang	91
Abbildung 50: Auswirkung von Ablagerungen auf den Ort der ersten Klopfreaktion ..	92
Abbildung 51: Betriebskennfeld eines Serienkolbens mit und ohne Brennraumablagerungen zwischen der Klopf und Aussetzergrenze.....	94

Abbildung 52: Betriebskennfeld eines Serienkolbens mit und ohne Brennraumablagerungen bei gleichen Brennverläufen zwischen der Klopf- und Aussetzergrenze.....	95
Abbildung 53: Auswirkungen der Brennraumablagerungen auf ausgewählte Motorbetriebsparameter	96
Abbildung 54: Unterschied im Zündwinkel an der Klopfgrenze.....	97
Abbildung 55: VisioKnock Messergebnis eines Brennraums mit und ohne Ablagerungen	98
Abbildung 56: Elementverteilung in den Brennraumablagerungen eines Gasmotors	105
Abbildung 57: Vergleich der Zusammensetzung von Brennraumablagerungen.....	106
Abbildung 58: Wichtigste Additive verschiedener Schmieröle im Neuzustand.....	107
Abbildung 59: Additivbestandteile bei Motorölen im Erdgas und Deponiegasbetrieb	108
Abbildung 60: Ergebnis einer Gasanalyse für Erdgas und Deponiegas.....	109
Abbildung 61: Ölverbrauch bei einem Motor aus dem Feld.....	111
Abbildung 62: Auswirkung von Brennraumablagerungen auf den Wärmestrom	112
Abbildung 63: Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen ...	115
Abbildung 64: Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit der Brennraumablagerungen.....	115
Abbildung 65: Brennraumablagerungen an Zylinderkopf (links) und Kolben eines Jenbacher BR6 Motors.....	116
Abbildung 66: Ablagerungsbildung bei Gasmotoren	117
Abbildung 67: Messstellen an Kolben und Zylinderkopf der BR4	118
Abbildung 68: Schichtstärkenverteilung an Kolben und Zylinderkopf BR4.....	119
Abbildung 69: Geschwindigkeitsverlauf an ausgewählten Messstellen des Kolben (K) und Zylinderkopf (ZK).....	120
Abbildung 70: Zeitgemittelte TKE an den Messpositionen des Kolbens und Zylinderkopfs.....	121
Abbildung 71: Zeitgemittelte Temperatur an den Messpositionen des Kolbens und des Zylinderkopfs.....	121
Abbildung 72: Zeitgemittelte Geschwindigkeit an den Messpositionen des Kolbens und Zylinderkopfs.....	122
Abbildung 73: Korrelation Schichtstärke, Oberflächentemperatur und Absolutgeschwindigkeit am Zylinderkopf BR4	123
Abbildung 74: Korrelation Schichtstärke, Oberflächentemperatur und Absolutgeschwindigkeit am Kolben BR4	123
Abbildung 75: Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Kolben BR4	124
Abbildung 76: Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Zylinderkopf BR4	125

Abbildung 77: : Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen am Kolben BR6	126
Abbildung 78: : Zusammenhang zwischen der Schichtstärke und relativen Einflussgrößen für BR4 und BR6	127
Abbildung 79: Bewertung des Einflusses der Normal- und Tangentialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit	130
Abbildung 80: Einfluss der Geschwindigkeit bei BR4 und BR6.....	131
Abbildung 81: Einbau Versuchsstopfen in Zylinderkopf.....	132
Abbildung 82: Ergebnis erster Stichversuch Erdgasbetrieb.....	134
Abbildung 83: Anwachsgeschwindigkeit zufolge unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit	135
Abbildung 84: Reduzierte Anwachsgeschwindigkeit durch gesteigerter Wärmeleitfähigkeit	135
Abbildung 85: Versuchsträger mit unterschiedlichen Querschnitten.....	136
Abbildung 86: Gemessene Temperaturniveaus der Versuchsstopfen.....	137
Abbildung 87: Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Ablagerungen aus Erd- und Deponiegas	138
Abbildung 88: Einfluss der Oberflächenbearbeitung auf die Bildung von Ablagerungen	139
Abbildung 89: Messstellen REM	140
Abbildung 90: Messstelle A, beschichteter Kolben (links) und unbeschichteter Kolben	141
Abbildung 91: Schliffbild Messstelle A, beschichteter (links) und unbeschichteter Kolben	141
Abbildung 92: Messstelle B, beschichteter Kolben (links) und unbeschichteter Kolben	142
Abbildung 93: Schliffbild Messstelle B, beschichteter (links) und unbeschichteter Kolben	143
Abbildung 94: Balinit Beschichtung ungebürstet (links) und gebürstet [58].....	143
Abbildung 95: Futura Nano Beschichtung ungebürstet (links) und gebürstet [58] ..	143
Abbildung 96: Anwachsgeschwindigkeit ohne und mit Beschichtungen	146
Abbildung 97: Relative Änderung der Anwachsrate durch Oberflächenbeschichtungen	147
Abbildung 98: Zeichnung Basisgeometrie.....	162
Abbildung 99: Zeichnung drehsymmetrische Mulde	162
Abbildung 100: Zeichnung Kolben A.....	163
Abbildung 101: Zeichnung Kolben B.....	163
Abbildung 102: Zeichnung Kolben C.....	164

Abbildung 103: Zeichnung Kolben E 164
 Abbildung 104: Zeichnung Kolben F 165

9. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Verbrennungsmodelle für die turbulente nicht vorgemischte Verbrennung [43] 27
 Tabelle 2: Erfassbare und nicht erfassbare Einflussgrößen 37
 Tabelle 3: Vor und Nachteile bei der Brennverfahrensentwicklung mit optischer Messtechnik [69], [70] 39
 Tabelle 4: Motorkennwerte der Baureihe 4 von GE Jenbacher [99] 41
 Tabelle 5: Betriebsparameter bei den Messungen 43
 Tabelle 6: Abmessungen Basisgeometrie bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis 49
 Tabelle 7: Geometrieparameter der untersuchten Kolbenmuldenformen 61
 Tabelle 8: Turbulenz zum ZOT der verschiedenen Kolbenmulden 63
 Tabelle 9: Verhältnis Kompressionsvolumen zu Brennraumoberfläche bei BR4 und BR6 84
 Tabelle 10: Auswirkungen von Brennraumablagerungen auf den Zustand bei ZZZP.... 89
 Tabelle 11: Zuordnung der Schmierölkomponenten zu möglichen Quellen [61]..... 107
 Tabelle 12: Spurengase im Treibgas..... 109
 Tabelle 13: Maßnahmen zur Reduktion des Ölverbrauchs [63] 110
 Tabelle 14: Stoffeigenschaften Brennraumablagerungen 116
 Tabelle 15: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Materialien 134
 Tabelle 16: Untersuchte Einflussgrößen 136
 Tabelle 17: Eigenschaften Balinit CNi [58]..... 139
 Tabelle 18: Festgestellte Elemente in der Ablagerungsschicht 142
 Tabelle 19: Festgestellte Elemente in der Ablagerungsschicht 144
 Tabelle 20: Untersuchte Schichtsysteme..... 145

10. Formelzeichen und Abkürzungen

D, Drallzahl	Drallzahl nach Tippelmann	[-]
$dQ_B/d\phi$	Brennrate	[J/°KW]
KW	Kurbelwinkel	[°KW]
Lambda, λ	Luftverhältnis	[-]
MFB_50%	50% Massenumsatzpunkt	[°KW]

NO _x	Stickoxidemissionen	[mg/Nm ³]
OT	oberer Totpunkt	[°KW]
p _{ES}	Druck bei Einlassschluss	[bar]
p _i	indizierter Mitteldruck	[bar]
p _{max}	Spitzendruck	[bar]
Q _B	Brennstoffenergie	[J]
T _{ES}	Temperatur bei Einlassschluss	[K]
TKE	turbulente kinetische Energie	[m ² /s ²]
T _{unverbrannt}	Temperatur der unverbrannten Zone	[K]
UT	unterer Totpunkt	[°KW]
ZOT	oberer Totpunkt nach dem Zündzeitpunkt	[°KW]
ZZP	Zündzeitpunkt	[°KW]

11. Literaturverzeichnis

- [1] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Dritte Auflage – Der Fahrzeugantrieb, Springer Verlag, 2009
- [2] Spicher, U.; Dahnz, C.; Palaveev, S.; Schwenger, C.: Faseroptische Untersuchungsmethoden zur Analyse von Verbrennungsanomalien in Ottomotoren, 3. Tagung "Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung", Berlin, 2010
- [3] Merker, G.; Schwarz C.: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Vieweg und Teubner Verlag, 4. Auflage, Wiesbaden 2009
- [4] Heywood, J.: Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988
- [5] Spicher, U.; Rothe, M.: Extremklopfer – Ursachenforschung nach schadensrelevanten klopfenden Arbeitsspielen, FVV Abschlussbericht, Heft 836 - 2005
- [6] Warnatz, J; Maas, U.; Dibble, R. W.: Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung, 2. Auflage Springer Verlag, 1997
- [7] Beran, R.: Möglichkeiten und Grenzen der druckgeführten Motorregelung bei Großgasmotoren, Dissertation, Technische Universität Graz, 2001
- [8] Kröger, H.: Optische Untersuchungen der Flammen- und Druckwellenausbreitung bei klopfender Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1991
- [9] Ganser, J.: Untersuchungen zum Einfluss der Brennraumströmung auf die klopfende Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- [10] Thöne, J.: Untersuchung von Einflussgrößen auf das Klopfen von Ottomotoren unter besonderer Beachtung der internen Abgasrückführung, Dissertation, RWTH Aachen, 1994

- [11] Hoffmann, F.: Untersuchung klopfender Verbrennung in einem Zweitaktmotor mittels zweidimensionaler laser-induzierter Fluoreszenz von Formaldehyd, Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1997
- [12] Stiebels B.: Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [13] Wytrykus, F.: Untersuchung des Klopfens an sphärisch ausgebildeten Motorbrennräumen, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [14] Heuser, G.: Der Einfluss der Entflammungs- und Verbrennungsphase auf das Klopfen in Ottomotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [15] Christiner, P.; Wimmer, A.; Pirker, G.; Chemla, F.; Dimitrov, D.: Potenziale null- und dreidimensionaler Simulationsmethoden zur Klopfvorhersage, 3. Tagung Ottomotorisches Klopfen, Berlin, 2010
- [16] Noske, G.: Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufs, Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 1987
- [17] Spicher, U.; Worret, R.: Klopfkriterium – Entwicklung eines Kriteriums zur Vorräusberechnung der Klopfgrenze, FVV- Abschlussbericht, 2001
- [18] Worret, R.: Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz, Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 2002
- [19] Lämmle, C.: Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compresses Natural Gas Engine, Dissertation, ETH-Zürich, 2005
- [20] Worret, R.; Bernhardt, S.; Schwarz, F.; Spicher, U.: Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper Series 2002-01-1668, 2002
- [21] Brunt, M.F.J.; Pond, C.R.; Biundo, J.: Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data, SAE Technical Paper Series 980896, 1998
- [22] Witze, P.O.; Green, R.M.: Determining the Location of End-Gas Autoignition Using Ionization Probes Installed in the Head Gasket, SAE Technical Paper Series 932645, 1993
- [23] Stone, R.; Huson, C.; Gao, X.: The Detection and Quantification of Knock in Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper Series 932759, 1993
- [24] Blackshear, P.L.; Kittelson, D.B.; Sun, Z.: Spark Ignition Engine Knock Detection Using In-Cylinder Optical Probes, SAE Technical Paper Series 962103, 1996
- [25] Lee, J.H.; Hwang, S.H.: A New Knock-Detection Method using Cylinder Pressure, Block Vibration and Sound Pressure Signals from a SI Engine, SAE Technical Paper Series 981436, 1998
- [26] Rizzoni, G.; Samimy, B.: Engine Knock Analysis and Detection Using Time-Frequency Analysis, SAE Technical Paper Series 960618, 1996
- [27] Kittelson, D.B.; Fauzi Soelaiman, T.A.: Detecting Knock in Noisy Spark Ignition Engines, SAE Technical Paper Series 931900, 1993
- [28] Pöschl, M.: Einfluss von Temperaturinhomogenitäten auf den Reaktionsablauf bei der klopfenden Verbrennung, Dissertation, Technische Universität München, 2006
- [29] Adolph, N.: Messung des Klopfens an Ottomotoren, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1983

- [30] Stadler, J.; Bertola, A.; Walter, T.; et al.; Einsatz von Drucksensoren zur Beurteilung der klopfenden Verbrennung, Klopfregelung für Ottomotoren II, Haus der Technik Fachbuch, Band 74, expert Verlag, 2006
- [31] Walter, T.; Brechbühl, S.: Druckindizierung mit Messzündkerzen an einem DI-Ottomotor – Stand der Technik, 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2004
- [32] Spicher, U.; Rothe M.: Strategien zur Optimierung des Klopfverhaltens von Ottomotoren, Klopfregelung für Ottomotoren II, Haus der Technik Fachbuch, Band 74, expert Verlag, 2006
- [33] Lee, J-H.: Strömungsuntersuchungen bei klopfender Verbrennung mittels Particle-Image-Velocimetry, Dissertation, RWTH-Aachen, 1998
- [34] Russ, S.: A Review of the Effect of Engine Operating Conditions on Borderline Knock, SAE Technical Paper Series 960467, 1996
- [35] Ueda, T.; Okumura, T.; Sugiura, S.; Kojima, S.: Effects of Squish Area Shape on Knocking in a Four-Valve Spark Ignition Engine, SAE Technical Paper Series 1999-01-1494, 1999
- [36] Wimmer, A.; Schnessl E.; Kogler G.: Großgasmotorenkonzepte für Gase mit extrem niedrigem Heizwert , 6. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau, 2009
- [37] Wimmer, A.; Chmela, F.; Dimitrov, D.; Losonzi, B.; Pirker, G.; Schlick, H.: Möglichkeiten und Grenzen der nulldimensionalen Simulation des Arbeitprozesses von Großgasmotoren, 12, Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2009
- [38] Wimmer, A.; Chmela, F.; Strasser, C.; Dimitrov, D.: CFD-gestützte Vorhersage des Klopfverhaltens von Gasmotoren, 7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2006
- [39] Wimmer, A.; Chmela, F.; Strasser, C.; Dimitrov, F.: Eine Methode zur Vorräusberechnung des Klopfverhaltens von Gasmotoren, 4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2005
- [40] Schutting, E.; Neureiter, A.; Fuchs, C.; Eichlseder, H.; Schatzberger, T.: Miller- und Atkinson- Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor, Motortechnische Zeitschrift, Juni 2007
- [41] Herdin, G.; Gruber F.; Klausner H.; Matsumura, S: Miller Cycle – Efficiency Potentials for Gas Engines, 6. Cimac Congress, Kyoto, Paper No. 197, 2004
- [42] Altenschmidt, F.; Gildein, H.; Kaden, A.; Kraus, e.; Prilop, H.; Schaupp, U.: Der Einsatz von optischer Messtechnik zur gezielten Verbesserung der Klopfgrenze im Rahmen der Entwicklung des neuen Mercedes Benz M278 DELA 46, 3. Tagung "Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung", Berlin, 2010
- [43] Joos, F.: Technische Verbrennung, Springer Verlag, 2006
- [44] Stiesch, G.: Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer Verlag, Berlin, 2003
- [45] Duclos, J.M.; Zolver, M.; Baritaud, T.: 3D Modeling of Combustion for DI-SI Engines, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 54 (1999), No. 2, pp. 259-264
- [46] N.n.: AVL FIRE User Manual, FIRE Version 8

- [47] Colin O., Benkenida A.: The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59 (2004), No. 6, pp. 593-609
- [48] Meneveau, C.; Poinso, T.: Stretching and Quenching of Flamlets In Premixed Turbulent Combustion, Combustion and Flame, Volume 86, p. 311-332, 1992
- [49] Eckert, P.; Rakowski, S.; Stegemann, D.; Merker, G.P.: 3D-CFD-Simulation der dieselmotorischen Verbrennung: Fortschritte und Herausforderungen, Motorprozesssimulation und Aufladung, Berlin, 2005
- [50] Eckert, P.; Kong, S.C.; Reitz, R.D.: Modeling Autoignition and Engine Knock Under Spark Ignition Conditions, SAE Technical Paper Series 2003-01-0011, 2003
- [51] Halstead, M. P.; Kirsch, L. J. et al.: The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures – Fitting of a Mathematical Model, Combustion and Flame, Volume 30, p. 45-60, 1977
- [52] Sazhin, S.; Sazhina E. et al.: The Shell Autoignition Model: A New Mathematical Formulation, Combustion and Flame, Volume 117, p. 529-540, 1999
- [53] Thobois, L.; Lauvergne, R.; Gimbres, D.; Lendresse, Y.: The Analysis of Natural Gas Engine Combustion Specificities in Comparison with Isooctane Through CFD Computation, SAE Technical Paper Series 2003-01-0009, 2003
- [54] Colin O.; Benkenida A.; Angelberger C.: 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 58 (2003), No. 1, pp. 47-62
- [55] Metghalchi, M.; Keck, J.: Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Indolene at high Pressure and Temperature, Combustion and Flame, Volume 48, p. 191-210, 1982
- [56] Lafossas, F.A.; Castagne, M.; Dumas, J.P.; Henriot, S.: Development and Validation of a Knock Model in Spark Ignition Engines Using a CFD Code, SAE Technical Paper Series 2002-01-2701, 2002
- [57] Weber, O.: Ursachen der Ablagerungsbildung in Abgaswärmeübertragern von Verbrennungsmotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- [58] N.n.: Oerlikon Balzers Coating Guide, www.coating-guide.balzers.com
- [59] Völklein, F.; Zetterer, T.: Praxiswissen Mikrosystemtechnik Grundlagen Technologien Anwendungen, Vieweg und Teubner Verlag, 2006
- [60] Krivoruchko, P.; Kravchenko, V.: Low density and low thermal conductivity chrome oxide refractories for glass-melting furnaces for fiber production, Chemistry and Materials Science, Springer, 1981
- [61] Möller, U.; Nassar, J.: Schmierstoffe im Betrieb, Springer Verlag, 2002
- [62] Palzer, S.; Hiebl, C.; Sommer, K.: Einfluss der Rauigkeit einer Feststoffoberfläche auf den Kontaktwinkel, Chemie Ingenieur Technik, Wiley VCH Verlag, 2001
- [63] Sargenti, R.; Hitzer, G.: Öl und Partikelemission: Literaturrecherche zum Thema Bestimmung des Anteils von Partikeln aus dem Motoröl im Abgas, FVV-Forschungsbericht, Vorhaben Nr. 748, 2001
- [64] Wimmer, A.: Oberflächentemperturaufnehmer zur experimentellen Bestimmung des instationären Wärmeübergangs in Verbrennungsmotoren, Dissertation, Technische Universität Graz, 1992

- [65] Groisböck, F.: Wärmestrommessungen an einem Otto-Forschungsmotor mit Direkteinspritzung, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2002
- [66] Budack, R.; Kuhn M.; Wastl P.: Systematische Entwicklung eines aufgeladenen Brennverfahrens mit Hilfe der VisioTomo-Technik, Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden 2002
- [67] Altenschmidt, F.; Gildein H.; Kaden, A.: Der Einsatz von optischer Messtechnik zur gezielten Verbesserung der Klopfgrenze im Rahmen der Entwicklung des neuen Mercedes-Benz M278 DELA 46, Ottomotorisches Klopfen – irreguläre Verbrennung, Berlin, 2010
- [68] Philipp, H.; Hirsch, A.; Baumgartner, M.; et al.: Localization of Knock Events in Direct Injection Gasoline Engines, SAE Technical Paper Series 2001-01-1199, 2001
- [69] Winklhofer, E.: Flammenmesstechnik für Motorenentwickler, Visiolution Anwenderhandbuch Ottomotoren, AVL List GmbH, 2007
- [70] Jauk, T.: Optisches Indizieren am Verbrennungsmotor mittels Lichtleitermesstechnik, Dissertation, Technische Universität Graz, 2005
- [71] Philipp H.; et al.: A Tomographic Camera System for Combustion Diagnostics in SI-Engines, SAE Technical Paper Series 950681, 1995
- [72] Winklhofer E.; Denger D.; Philipp H.; Tatschl R.: Verbrennungsentwicklung für den Motorbetrieb an der Klopfgrenze, Haus der Technik, Berlin, Oktober, 2003
- [73] Christiner, P.; Jauk, T.; Kogler, G.; Wimmer, A.: Methodik zur Verbesserung des Klopfverhaltens von Gasmotoren mit offenem Brennraum, 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2010
- [74] Kech, J.M.: Numerische Simulation der Zylinderinnenströmung und Kraftstoffumsetzung in einem direkteinspritzenden Ottomotor, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1990
- [75] Schommers, J.: Ursachen der Ablagerungsbildung auf den Einlassventilen von Verbrennungsmotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 1986
- [76] Fabri, J.: Ventilverkokung II: Ursachen der Koksbildung an den Einlassventilen von Verbrennungsmotoren, FVV- Forschungsbericht, Vorhaben Nr. 365, 1987
- [77] Hörnig, G.; Völk P.: Untersuchung der Ablagerungsmechanismen auf der gasseitigen Oberfläche von Abgaswärmetauschern und die Entwicklung von Lösungsansätzen zu ihrer Vermeidung und zum Ablösen von Ablagerungen, FVV- Zwischenbericht, Vorhaben Nr. 966, 2010
- [78] Vogel, C.: Einfluss von Wandablagerungen auf den Wärmeübergang im Verbrennungsmotor, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [79] Cheng S.: A Micrographic Study of Deposit Formation Processes in a Combustion Chamber, SAE-Paper 962008, 1996
- [80] Cheng S.: A Physical Mechanism for Deposit Formation in a Combustion Chamber, SAE-Paper 941892, 1994
- [81] Foster, D.; Suhre B.: In-Cylinder Soot Deposition Rates Due to Thermophoresis in a Direct Injection Diesel Engine, SAE-Paper 921629, 1992
- [82] Daly, D.; Bannon, S.; Fog, D.: Mechanism of Combustion Chamber Deposit Formation, SAE-Paper 941889, 1994

- [83] Bitting, W.; Firmstone, G.; Keller, C.: Effects of Combustion Chamber Deposits on Tailpipe Emissions, SAE-Paper 940345, 1994
- [84] Houser, K.R.; Crosby, T.A.: The Impact of Intake Valve Deposits on Exhaust Emissions, SAE-Paper 922259, 1992
- [85] Moore, S.: Combustion Chamber Deposit Interference Effects in Late Model Vehicles, SAE-Paper 940385, 1994
- [86] Lepperhoff, G., Houben, M.: Mechanisms of Deposit Formation in Internal Combustion Engines and Heat Exchangers, SAE-Paper 931032, 1993
- [87] Kalghatgi, G.: Combustion Chamber Deposits in Spark-Ignition Engines: A Literature Review, SAE-Paper 952443, 1995
- [88] Kalghatgi, G.: Combustion Chamber Deposits and Knock in Spark-Ignition Engines – Some Additive and Fuel Effects, SAE-Paper 962009, 1996
- [89] Nakic, D.; Assanis, D.; White, R.: Effect of Elevated Piston Temperature on Combustion Chamber Deposit Growth, SAE-Paper 940948, 1994
- [90] Nishiwaki, K.; Hafnan, M.: The Determination of Thermal Properties of Engine Combustion Chamber Deposits, SAE-Paper 1215, 2000
- [91] Price, R., Spink, C., Morley, C.: Prediction of Combustion Chamber Deposit Growth in SI Engines, SAE-Paper 972835, 1997
- [92] Mattson, H.; Owrn, F.: Characterisation of Combustion Chamber Deposits from Gasoline Direct Injection SI Engines, SAE Technical Paper Series 2003-01-0546, 2003
- [93] Megnin, M.; Choate, P.: Combustion Chamber Deposit Measurement Techniques, SAE-Paper 940346, 1994
- [94] Weber, O.: Ursachen der Ablagerungsbildung in Abgaswärmeübertragern von Verbrennungsmotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- [95] Hillen, F.; Wilmsen, B.; Schulte, V.: Entfernung von flüchtigen siliziumorganischen Verbindungen aus Deponiegasen mit TSA (Temperatur Swing Adsorber), 6. Dessauer Gasmotorenkonferenz, 2009
- [96] N. n.: EU Energy and transport in figures, Statistical pocket book 2010, European Commission, 2010
- [97] Wimmer, A.; Redtenbacher C.; Trapp, C.; Klausner, J.; Schaumberger, H.: Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren, 1. Rostocker Großmotorentagung, Rostock, September 2010
- [98] Chmela, F.: Gesprächsnotiz, Dezember 2010
- [99] N. n.: Datenblatt BR4 von GE Jenbacher, 2011
- [100] Schwedt, G.: Analytische Chemie Grundlagen, Methoden und Praxis, Wiley VCH-Verlag, Weinheim 2008

12. Anhang

12.1. Zeichnungen Optimierte Kolbenmulden

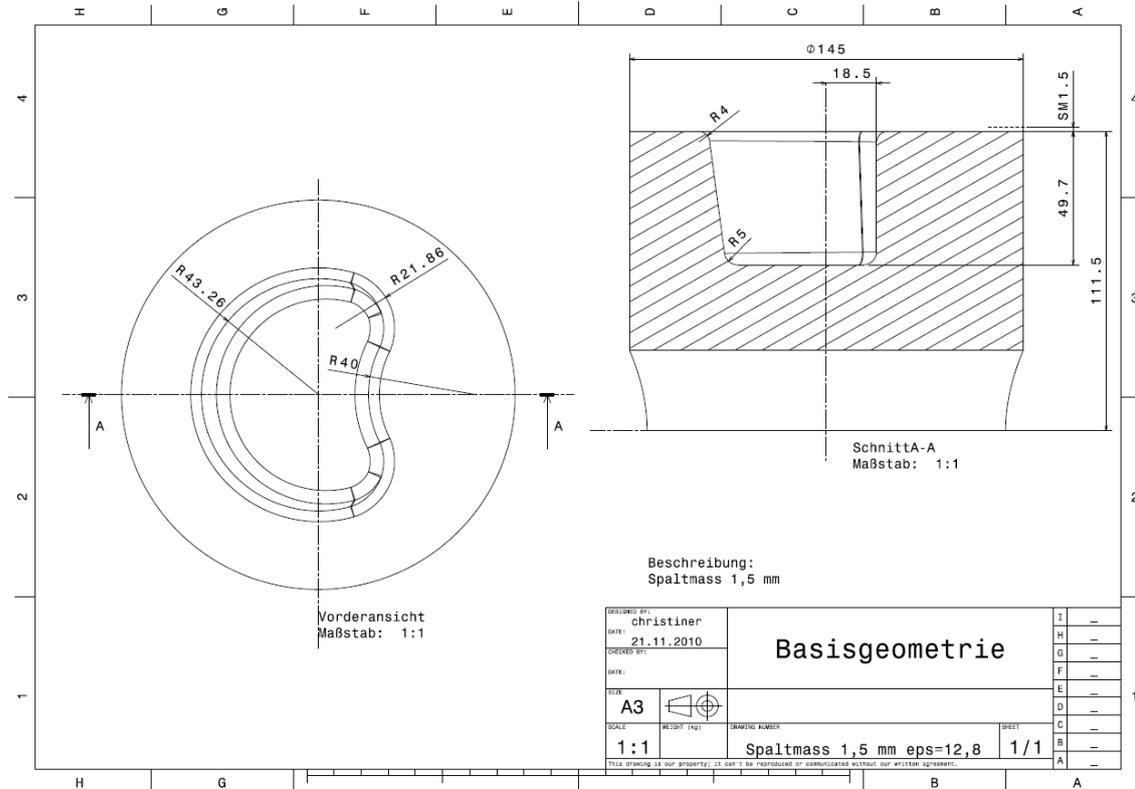


Abbildung 98: Zeichnung Basisgeometrie

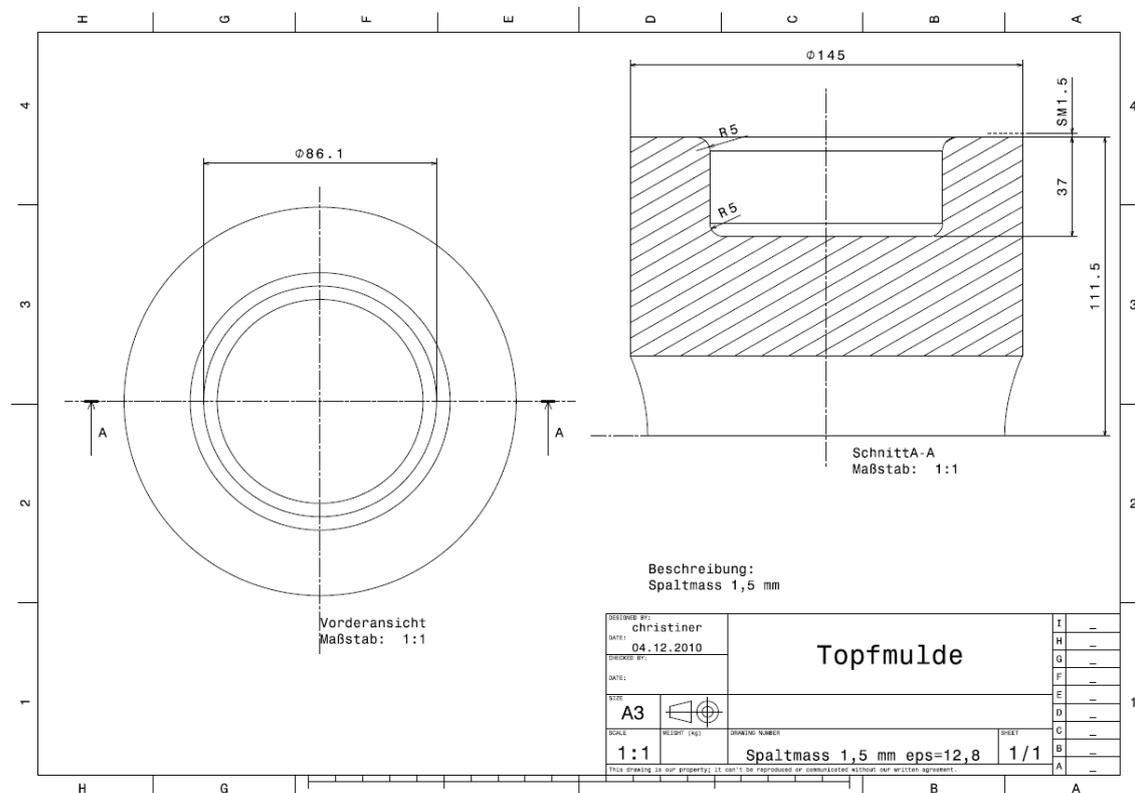


Abbildung 99: Zeichnung drehsymmetrische Mulde

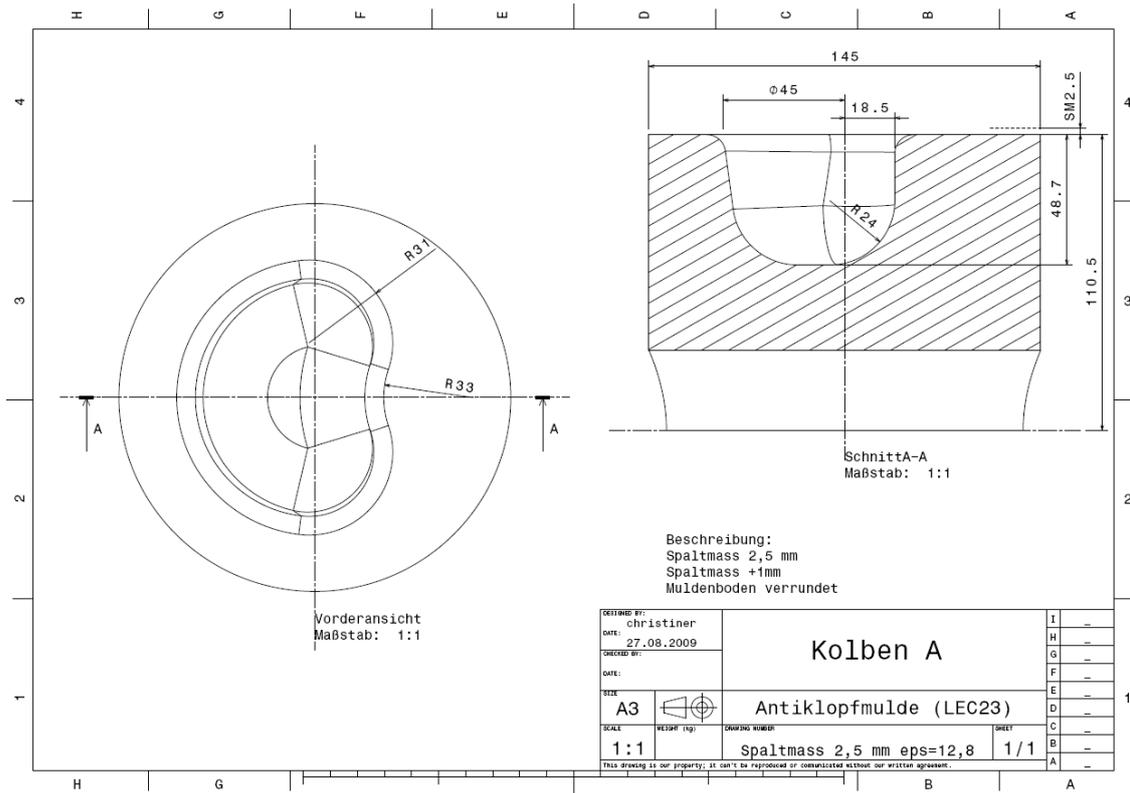


Abbildung 100: Zeichnung Kolben A

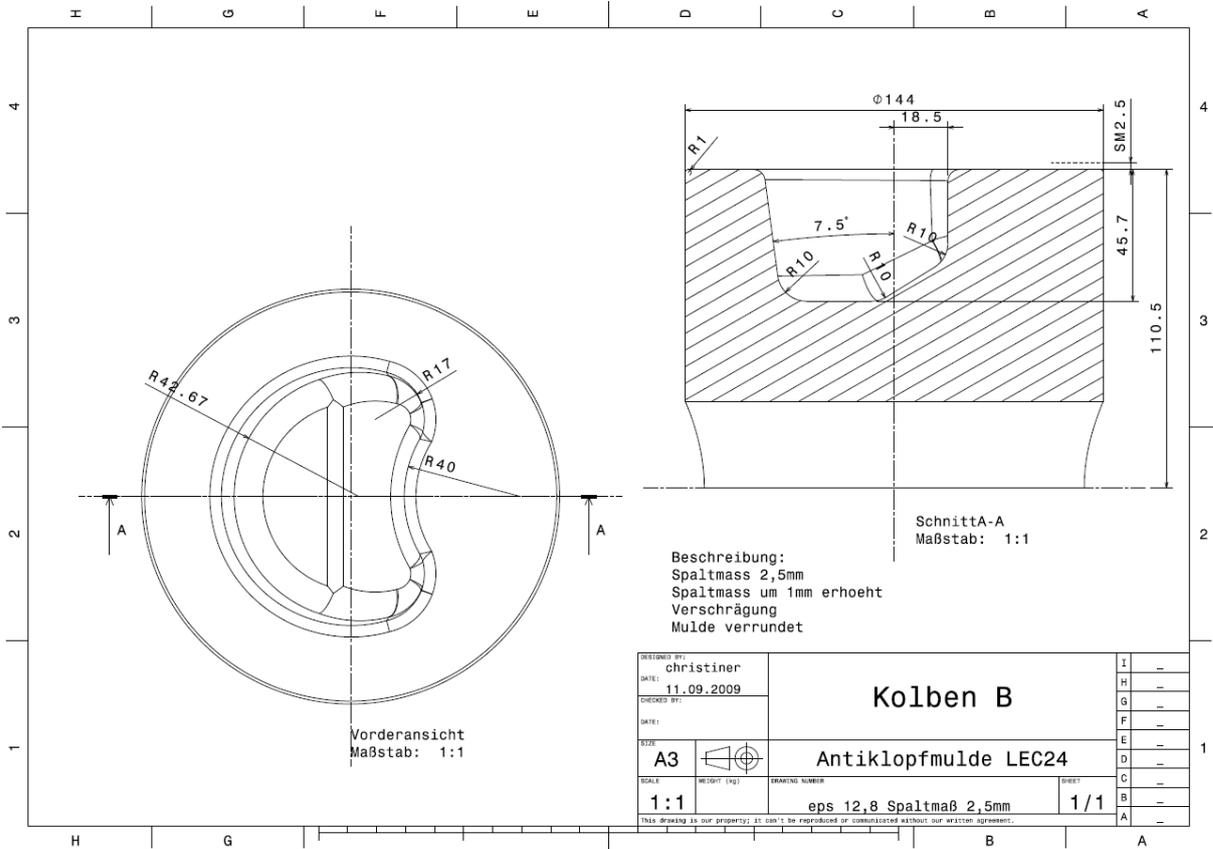


Abbildung 101: Zeichnung Kolben B

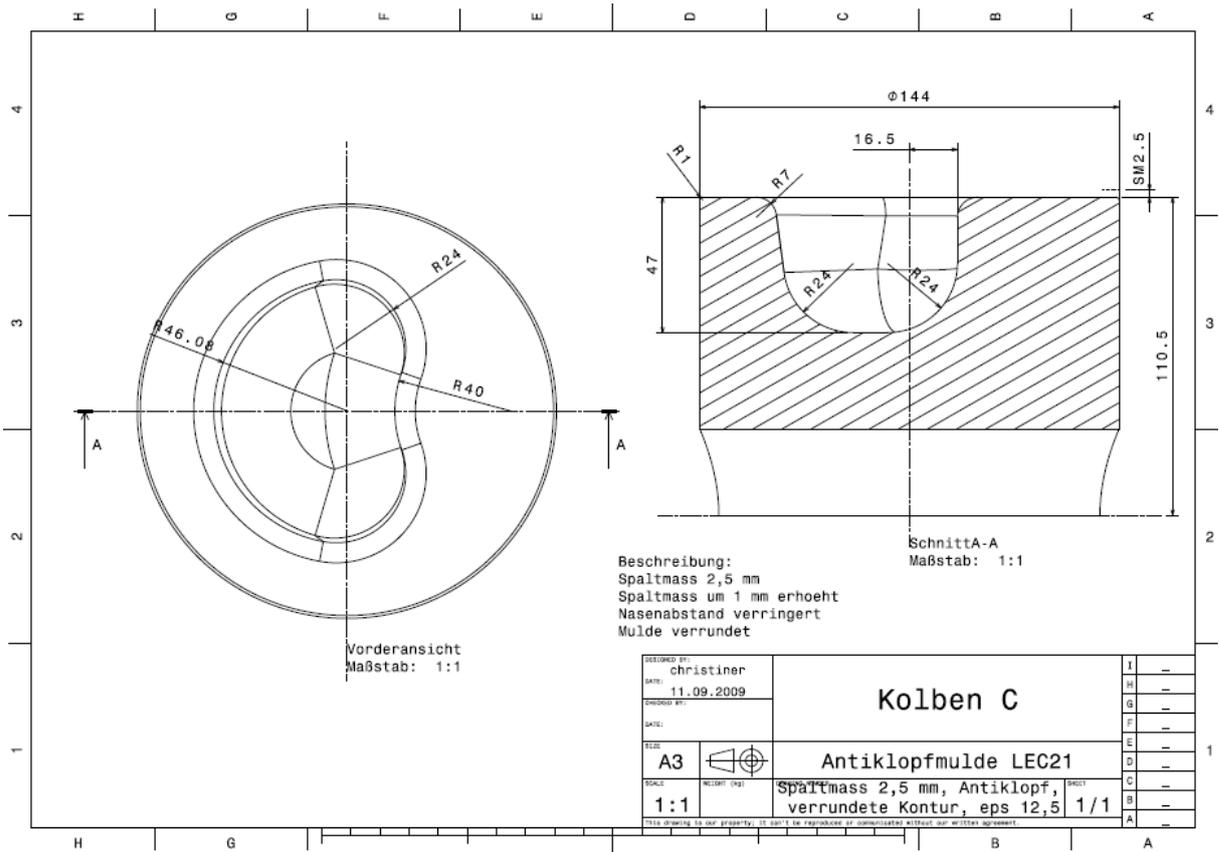


Abbildung 102: Zeichnung Kolben C

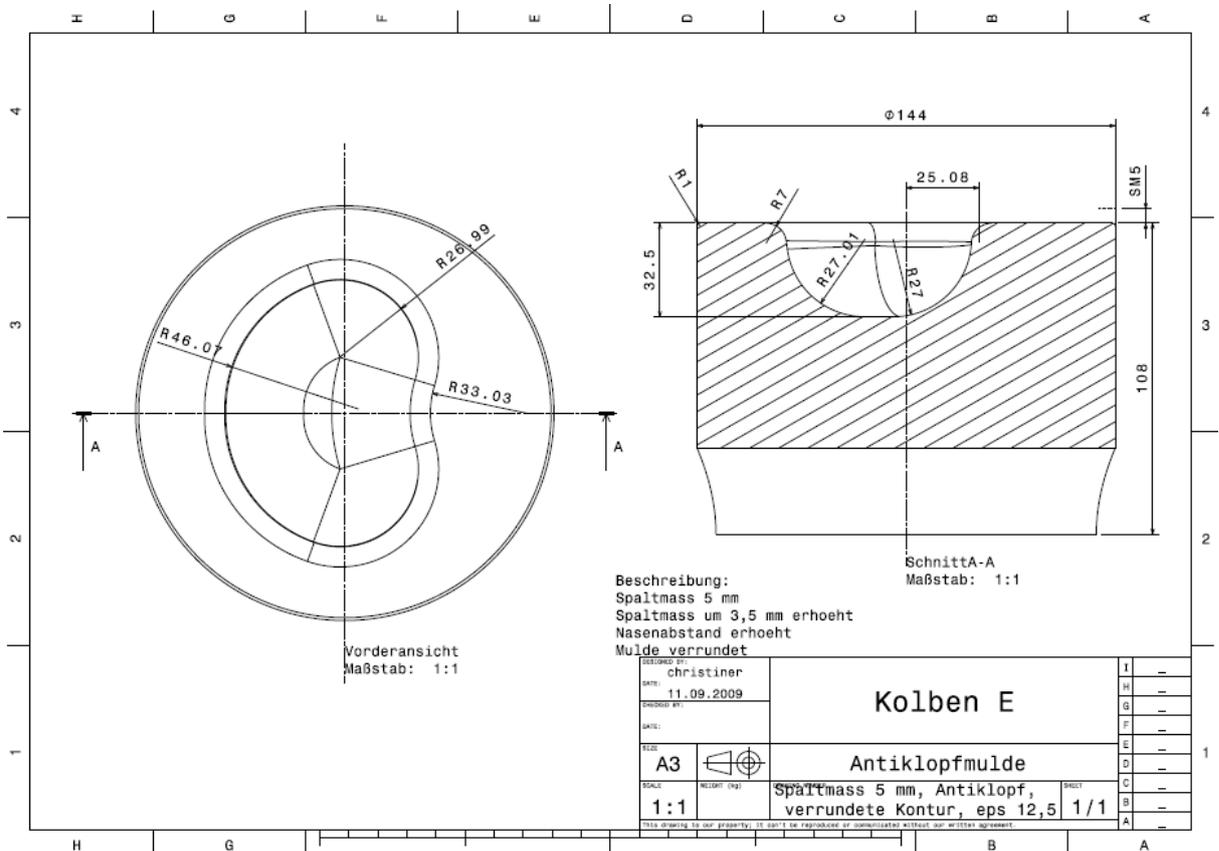


Abbildung 103: Zeichnung Kolben E

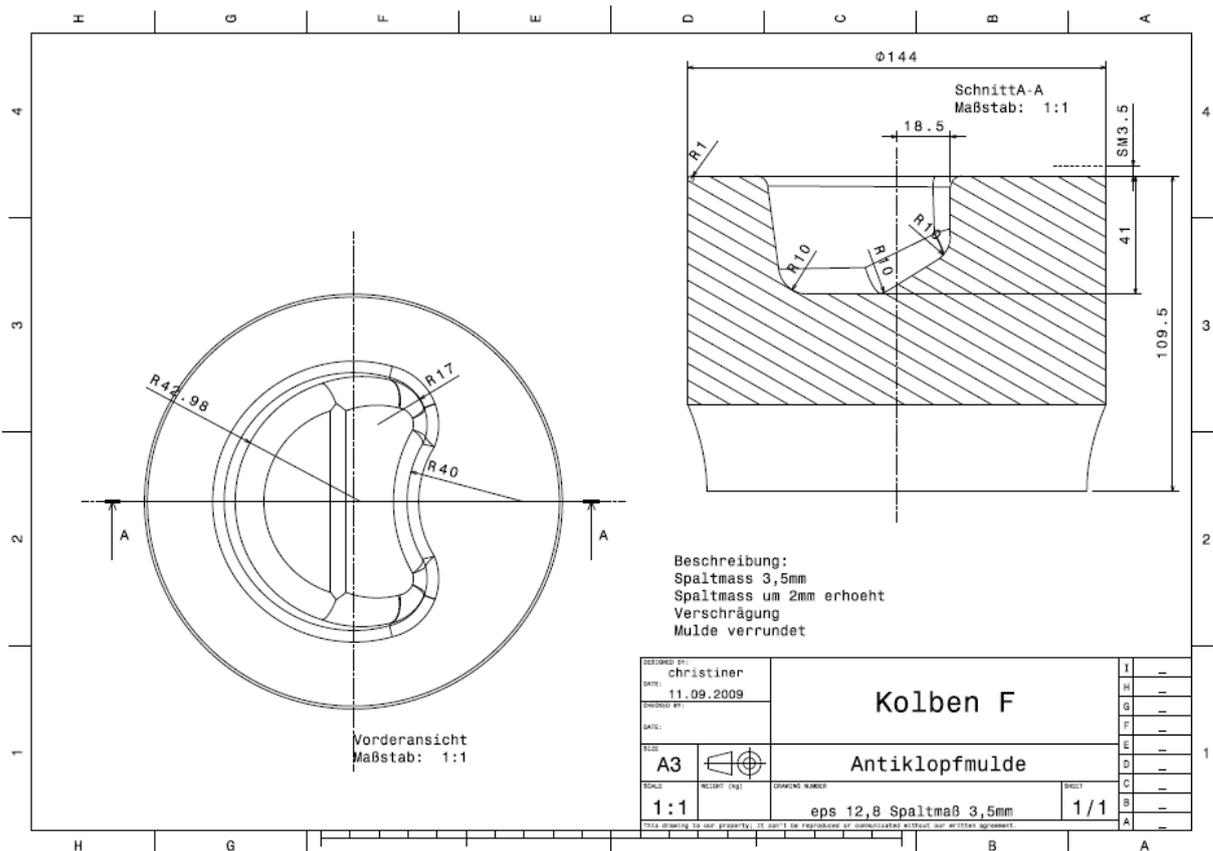


Abbildung 104: Zeichnung Kolben F

12.2. Herleitungen

Adiabate Flammenendtemperatur

Die Energie Q , die zum Erwärmen der Gesamtmasse m im Brennraum um die Temperatur ΔT benötigt wird, kann abhängig von der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Volumen c_v definiert werden als:

$$Q = mc_v \Delta T \quad (12.1)$$

Die im Kraftstoff gespeichert Verbrennungsenergie Q_B kann abhängig vom unteren Heizwert H_u und der Kraftstoffmasse m_B berechnet werden:

$$Q = m_B H_u \quad (12.2)$$

Unter der Annahme eines adiabaten Brennraums und unter nicht Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit von c_v können die Terme aus Gleichung (12.1) und Gleichung (12.2) gleichgesetzt werden. Es gilt dann:

$$mc_v \Delta T = m_B H_u \quad (12.3)$$

$$\Delta T = \frac{m_B H_u}{mc_v} \quad (12.4)$$

In Gleichung (12.4) stellt ΔT die maximale Temperaturzunahme zufolge der Verbrennung da.