

Untersuchungen zum Wandwärmeverlust in Ottomotoren mit Direkteinspritzung

Dipl.-Ing. Philipp Hügel
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Institut für Kolbenmaschinen (IFKM)
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch
Rintheimer Querallee 2
76131 Karlsruhe
philipp.huegel@kit.edu

1. Einleitung

Die Verbesserung des Wirkungsgrades und die damit einhergehende Verbesserung des Kraftstoffverbrauches ist neben der Reduzierung der Schadstoffemissionen das Hauptziel der Entwicklungsarbeiten am Verbrennungsmotor. Aufgrund der urbanen Siedlungsstrukturen und der hohen Verkehrsdichte werden Verbrennungsmotoren in Pkw hauptsächlich im unteren Drehzahl- und Lastbereich betrieben. Das zurzeit noch in der Europäischen Union vorgeschriebene Prüfverfahren, der „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ), beschränkt sich ebenfalls weitgehend auf diesen Betriebsbereich. Der hohe Teillast-Anteil führt dazu, dass Pkw-Motoren bei Wirkungsgraden von ca. 15 – 20 % betrieben werden, obwohl moderne Aggregate im Bestpunkt Wirkungsgrade bis über 40 % erreichen können. Ein großer Teil des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ ist somit auf den Teillast-Betrieb bei niedrigen Wirkungsgraden zurückzuführen. Auch ein Großteil der mittlerweile für Ottomotoren reglementierten Partikelemissionen im NEFZ ist durch den ineffizienten Kaltstart bedingt. Mit der Einführung neuer Testzyklen werden sich zudem zukünftig auch Emissionen im realen Fahrbetrieb („Real Driving Emissions“) auswirken. Der Schichtbetrieb mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung ist eine vielversprechende Technik, um die CO₂-Emissionen von Ottomotoren in der Teillast zu senken. Der Hauptgrund für die hohen Wirkungsgrade sind die niedrigen Ladungswechselverluste aufgrund des ungedrosselten Motorbetriebs und der hohe thermische Wirkungsgrad durch das global magere Gemisch. Ein weiterer oft genannter Grund für die hohe Effizienz gegenüber dem konventionellen Homogenbetrieb sind die geringen Wandwärmeverluste im Schichtbetrieb, die meist durch isolierende Luftpolster zwischen verbranntem Gemisch und Brennraumwand erklärt werden.

Bei der experimentellen Untersuchung und Entwicklung neuer Brennverfahren werden Prozessrechnungen durchgeführt, um den indizierten Zylinderdruckverlauf zu analysieren oder ihn in Abhängigkeit motorischer Parameter vorauszuberechnen. Der Wärmeübergang über die Brennraumwände ist bei allen Verbrennungsmotoren wirkungsgradschädlich. Trotzdem sind Betrag und Verlauf der Wandwärmeverluste bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren noch immer stets eine Unbekannte. In der Regel wird versucht die Verluste bei der Prozessanalyse und Simulation durch einfache Modelle abzuschätzen, die an Groß-Dieselmotoren entwickelt wurden. Eine genaue Kenntnis der Brennverfahrenseinflüsse auf den Wandwärmeverlust ist aber zur Entwicklung zukünftiger hocheffizienter Verbrennungsmotoren unabdingbar. Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit sollen zum besseren Verständnis der innermotorischen Vorgänge beitragen und zukünftig als Grundlage für ein verbessertes Wandwärmeübergangsmodell für Ottomotoren mit Direkteinspritzung dienen. Durch besseres Verständnis und verbesserte Modellierung der transienten Wandwärmeverluste können die Ergebnisse dieser Arbeit in der Motorenentwicklung zur Verbrauchsoptimierung genutzt werden. Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung ist zudem die Kenntnis des Wärmeeintrags in den Kolben und die einhergehende Kolbentemperaturentwicklung bezüglich der Bildung von Partikelemissionen relevant.

2. Versuchsträger und Messaufbau

Als Versuchsträger wurde ein Einzylinder-Forschungsmotor mit 449 cm³ Hubraum und Benzin-Direkteinspritzung verwendet. Durch die räumliche Anordnung von Zündkerze und Injektor kann der Motor mit dem effizienten strahlgeführten Magerbrennverfahren betrieben werden.

Zur Ermittlung der Wandwärmeströme wird die sog. Oberflächentemperaturmethode angewendet. Bei diesem Verfahren wird der Temperaturverlauf an der Oberfläche der Sensorposition gemessen. Aus der aufgezeichneten Temperaturschwingung kann dann der lokale Wärmestrom in das Bauteil berechnet werden. Zur Erfassung der Oberflächentemperaturschwingungen wurde der Motor mit Sondermesstechnik ausgestattet. Insgesamt wurden 19 Oberflächenthermoelemente (OTE) verbaut, im Zylinderkopf sind 6 und im Kolben 13 OTE angebracht. Die OTE sind kreuzförmig über den Kolben verteilt und befinden sich jeweils in der gleichen Schnittebene wie die OTE im Zylinderkopf (s. Abbildung 1). Als OTE kommen modifizierte NiCr-Ni-Mantelthermoelemente zum Einsatz, sie sind nach Herstellerangaben ca. 0,5 µm dünn und haben Reaktionszeiten von ca. 0,3 µs (1).

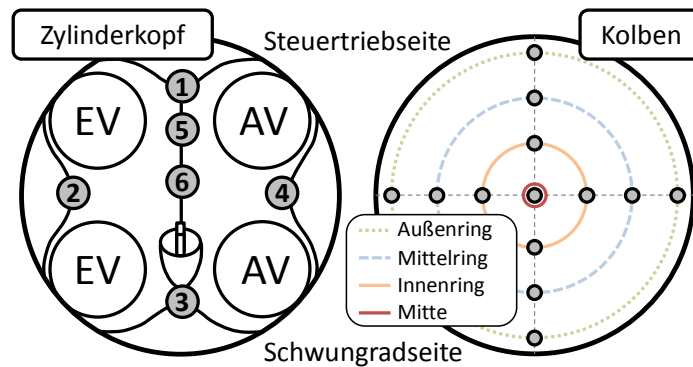


Abbildung 1: Oberflächenthermoelemente in Zylinderkopf (links) und Kolben (rechts) des Versuchsträgers

Ziel war es Aussagen über die lokalen und die räumlich gemittelten Wandwärmeverluste treffen zu können, um die Einflüsse des Brennverfahrens auf die Wandwärmeverluste zu identifizieren. Aufgrund der hohen Herausforderungen und des hohen Aufwandes bei der Umsetzung eines Signalübertragungssystems zur schnellen Oberflächentemperaturerfassung am bewegten Kolben, wurde auf diese in den meisten Untersuchungen zum Wandwärmeübergang verzichtet. Dieses Vorhaben basiert jedoch ganz wesentlich auf der Ermittlung der bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung weitgehend unbekanntem Verhältnisse am Kolben. Zur Übertragung der Kolbensignale wurde ein an den Kurbeltrieb angelegtes Koppelgetriebe zur Kabelführung konstruiert und umgesetzt.

3. Ergebnisse

Mit der verwendeten Messtechnik kann der Verlauf der Brennraumwandtemperaturen aufgezeichnet werden. In Abbildung 2 ist in weißer Farbe exemplarisch der Verlauf der Kolbentemperatur aufgetragen für einen Wiedereinstieg des Motors in den gefeuerten Homogenbetrieb, aus einer Schubphase (z.B. Bergabfahrt) kommend. Des Weiteren sind die dabei gemessenen Partikel-Anzahlen und -Größenverteilungen aufgetragen. Durch Kenntnis der Kolbentemperatur-Entwicklung können zukünftig Temperaturmodelle für Motorsteuergeräte aufgebaut werden, die eine gezielte Anpassung der Einspritzzeitpunkte an die momentane Kolbentemperatur zulassen, wodurch sich die Partikelemissionen reduzieren lassen.

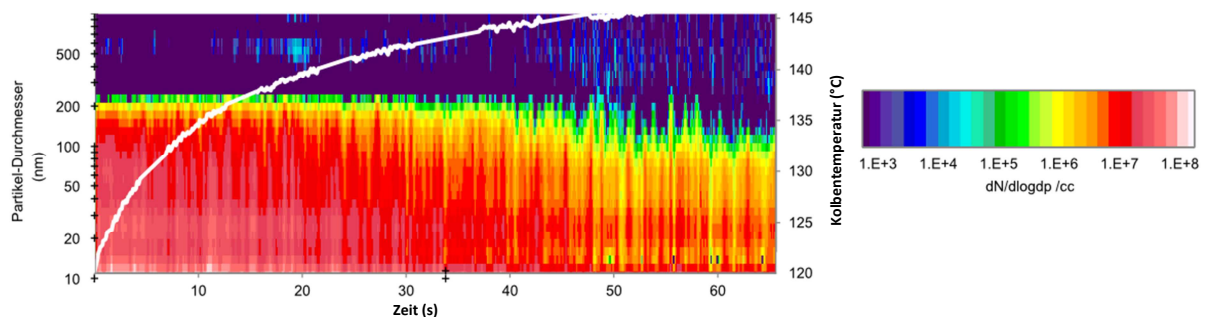


Abbildung 2: Entwicklung der Kolbentemperatur bei Wiedereinstieg ($3 \text{ bar } p_{\text{mir}}$, 2000 min^{-1}) aus dem Schleppebetrieb, sowie zugehörige Entwicklung von Partikel-Anzahl und -Größenverteilung

Neben der Bauteil-Temperaturentwicklung können aus den gemessenen Temperaturverläufen nach Hensel (2) sensorindividuell die Verläufe der Wärmestromdichte (WSD) an der Brennraumoberfläche berechnet werden. In Abbildung 3 sind schwarz gedruckt alle Einzelverläufe der WSD am Kolben für den Schichtbetrieb und zum Vergleich beim konventionellen Homogenbetrieb dargestellt. Bei Schichtbetrieb unterscheiden sich die jeweiligen WSD-Verläufe deutlich in Abhängigkeit der Sondenposition. Die Verläufe der Randsonden unterscheiden sich kaum vom Mittelwert bei ungefeuerten, voll entdrosseltem Schleppebetrieb, offenbar werden sie nicht direkt von der Flamme erfasst. In der Kolbenmitte hingegen kommt es durch die Kompressionseinspritzung im Schichtbetrieb zu einer fetten Zone mit hoher Turbulenz über der Kolbenmitte, weshalb eine frühe Flammenankunft mit entsprechender Erhöhung des Wärmeeintrags in diesem Bereich vorliegt. Bei Homogenbetrieb

liegen die jeweiligen WSD-Verläufe auf etwa dem gleichen Niveau. Nur an den Randsonden ist das Niveau niedriger, da sie später von der Flamme erfasst werden.

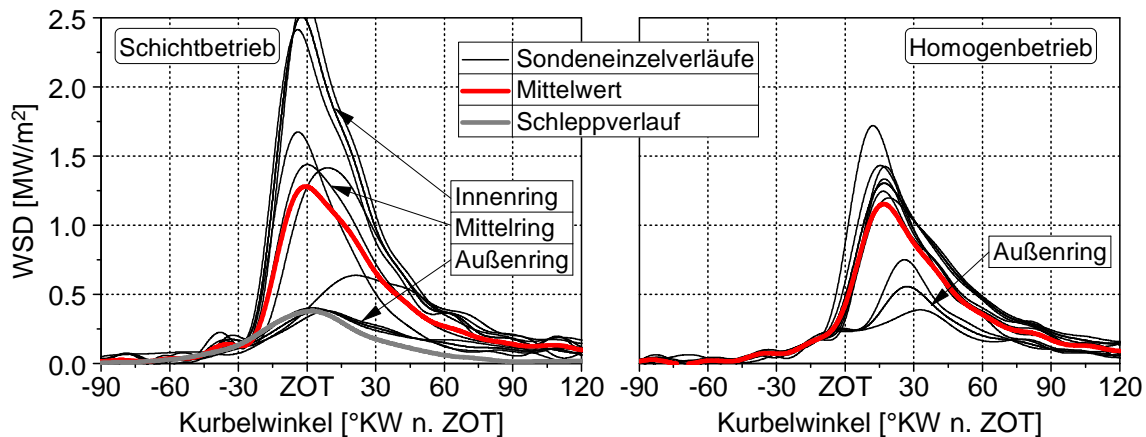


Abbildung 3: Wärmestromdichteverläufe der einzelnen Sonden am Kolben und deren Mittelwerte für die Referenzpunkte im Schichtbetrieb (links) und Homogenbetrieb (rechts), 3 bar p_{mi} , 2000 min^{-1}

In Abbildung 4 sind für den Schicht- und Homogenbetrieb die flächengewichteten Verläufe der WSD am Kolben, am Zylinderkopf und der Brennraum-Gesamtmittelwert gezeigt. Im Schichtbetrieb liegen die Verläufe für Kolben und Zylinderkopf relativ nahe beieinander. Trotz der lokal sehr unterschiedlichen Verhältnisse ist der örtliche Mittelwert für den gesamten Brennraum in etwa gleich. Im Homogenbetrieb dagegen ist die örtlich gemittelte WSD am Kolben entgegen der Erwartungen deutlich niedriger¹ als am Zylinderkopf und das Maximum tritt durch den verspäteten Anstieg der WSD verspätet auf. In Abbildung 4 sind zudem die mit den konventionellen Wandwärmübergangsmodellen von Woschni, Hohenberg und Bargende berechneten WSD den Mittelwerten aus der Messung gegenübergestellt.

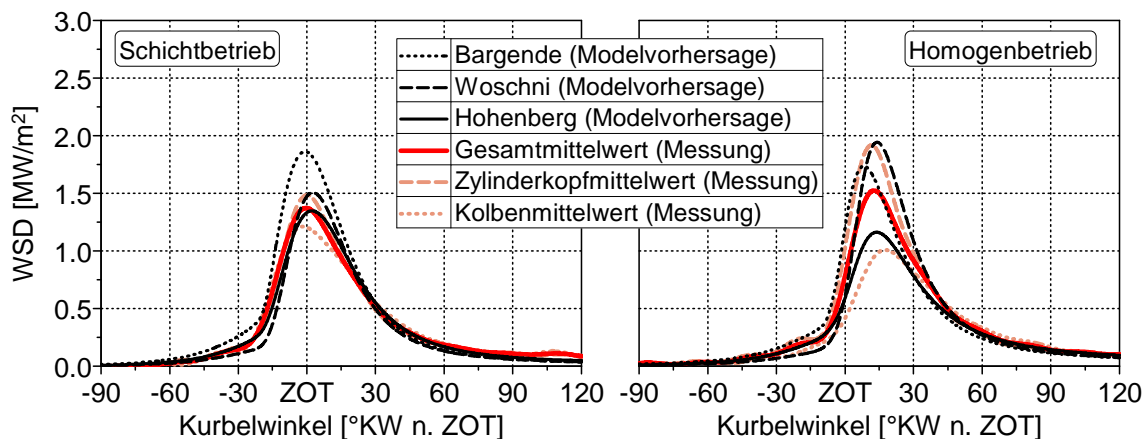


Abbildung 4: Vergleich der gemittelten Wärmestromdichteverläufe für die Referenzpunkte im Schichtbetrieb (links) und Homogenbetrieb (rechts) mit den Vorhersagen klassischer Wandwärmemodelle

Sowohl im Homogen- als auch im Schichtbetrieb stimmt die Kompressionsphase der Messergebnisse gut mit dem Modell von Hohenberg überein. Im Schichtbetrieb decken sich die mit den Modellen von Woschni und Hohenberg berechneten WSD (bis auf den Ausbrand) weitestgehend mit den aus den OTE-Messungen ermittelten. Mit dem Modell nach Bargende werden systematisch zu hohe WSD berechnet. Allerdings verbessert sich die Übereinstimmung mit den Messungen bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen, während sich die Modellvorhersage von Woschni gegenüber der Messung verschlechtert (3). Die gemessene WSD im Homogenbetrieb kommt der nach Bargende berechneten WSD am nächsten, dieses Modell wurde als einziges explizit für

¹ Dieses Verhalten konnte weder durch die höhere Kolbentemperatur, noch durch die höheren Ablagerungen am Kolben erklärt werden (s.u.). Diese Einflüsse zeigen zwar die gleichen Tendenzen, reichen aber betragsmäßig nicht zur Erklärung des deutlichen systematischen Unterschiedes aus.

Ottomotoren entwickelt, allerdings wird dort das Maximum etwas zu früh erreicht. Auffällig ist, dass die WSD am Zylinderkopf dem Modell nach Woschni² sehr nahe kommt. Die Abweichungen zum Modell erfolgt durch die sehr niedrige WSD am Kolben, wodurch der mittlere Wert der Amplitude in etwa zwischen den Modellen von Woschni und Hohenberg liegt.

Die in (4), (5) beschriebene universelle Verwendbarkeit des Modells nach Bargende, bzw. dessen Modifikationen, für alle Brennverfahren kann an diesem Versuchsträger nicht bestätigt werden. Hier sind insbesondere die höheren Wärmeströme während der Kompression und zu Beginn der Verbrennung zu nennen. Auffällig ist auch, dass bei der Berechnung nach Bargende die maximalen Wärmeübergangswerte jeweils zu früh auftreten. Von Bargende (6) wurde eine hemisphärische Ausbreitung der Flamme von der Zündkerze aus angenommen und die vom Verbrannten überstrichene Brennraumteilstfläche aufgrund geometrischer Überlegungen am Scheibenbrennraum durch das Verhältnis des verbrannten Volumens zum Brennraumgesamtvolumen ersetzt. Es ist allerdings zu beachten, dass bei modernen Ottomotoren meist Dachbrennräume zum Einsatz kommen.

Durch die Anordnung der Sonden in zwei orthogonalen Schnittebenen können Aussagen über die Vorgänge im Brennraum getroffen werden, wie z.B. die Flammenankunft an der Sonde. In Abbildung 18 werden die Ergebnisse einer solchen Auswertung für die beiden Referenzbetriebspunkte im Homogen- und Schichtbetrieb gezeigt. Die Sondenpositionen sind gelb markiert und am Kolben in der Position bei Flammenankunft eingetragen. Als Startzeitpunkt des Flammenfortschritts wurde der Zündzeitpunkt der Motorsteuerung verwendet.

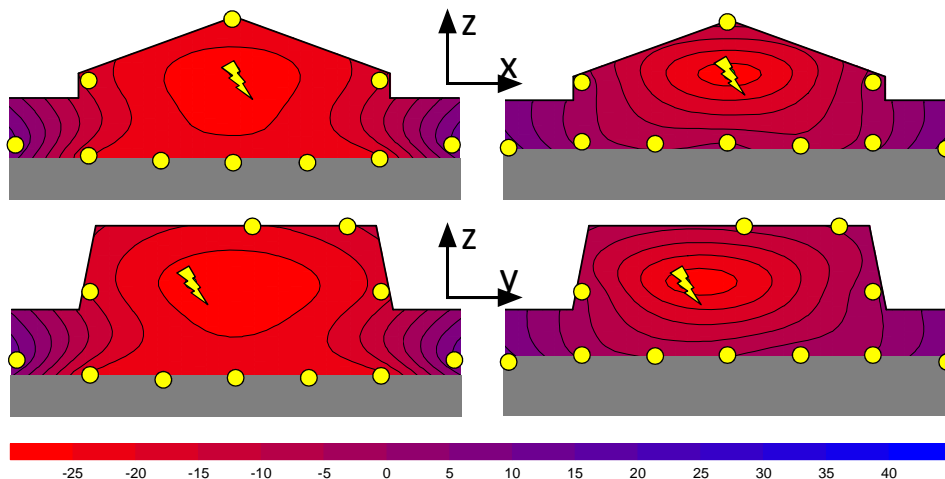


Abbildung 5: Flammenausbreitung im Referenzpunkt bei Schichtbetrieb (links) und Homogenbetrieb (rechts), bestimmt durch den Zeitpunkt (in °KWnZOT) des Maximums der 2. Ableitung der WSD

Im Homogenbetrieb breitet sich die Flamme von der Zündkerze ausgehend zunächst annähernd sphärisch im Brennraum aus, s. auch (7), (6), (8), (9). Durch den Dachbrennraum des Versuchsträgers wird die Brennraumwand am Zylinderkopf zuerst von der Flamme (bzw. der verbrannten Zone) erfasst und diese kommt erst verspätet an der Kolbenmitte an. Von dort wächst sie dann nach außen, bis auch die Randsonden von der Flamme erfasst werden. Damit erklärt sich die oben gezeigte spätere und niedrigere Wärmeübertragung am Kolben bei Homogenbetrieb. Üblicherweise werden durch Verwendung klassischer Modelle zum Wandwärmeübergang am Kolben höhere Wandwärmeverluste angenommen.

Im Schichtbetrieb sind die Nachwirkungen der Kompressionseinspritzung zu sehen. Die Flamme breitet sich entlang der fetten Spray-Bereiche aus und kommt der Kolbenmitte sehr früh nahe. In der Nähe von Zylinderkopf und -liner ist ein isolierendes Luftpolster vorhanden und die Wärmeströme steigen zwar, es kommt aber nur im fetten Spray-Bereich in Injektornähe zu ähnlich hohen Wärmeströmen wie im Homogenbetrieb. Durch die frühe Verbrennungsschwerpunktlage befindet sich der Kolben während der Flammenausbreitung noch in

² Die Verwendbarkeit des Modelles nach Woschni wurde von Fieger (10) an Ottomotoren durch Messungen am Zylinderkopf (ohne Messungen am Kolben) ermittelt.

der Aufwärtsbewegung und nähert sich der sich ausbreitenden Flamme. Durch eine Kolbenmulde könnte im Bereich des Kolbenbodens deshalb der gezeigte intensive Wärmeaustausch reduziert werden.

Die ermittelten Ergebnisse zeigen die deutlichen Unterschiede der beiden Brennverfahren bezüglich der Flammenausbreitung und erleichtern das Verständnis der oben gezeigten WSD. Die Wärmeübertragung hängt in entscheidendem Maße von der jeweils vorliegenden Flammenausbreitung und den Bauraumverhältnissen ab.

Insgesamt kann anhand der gewonnenen Ergebnisse auch gesehen werden, wie wichtig die Berücksichtigung des Flammenfortschritts und der vorliegenden Bauraumverhältnisse für das Verständnis der Wärmeübertragung ist. Ebenfalls ist zu erkennen, wie wichtig die Messungen am Kolben für den Erfolg der Untersuchungen im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sind.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Bei diesen Untersuchungen zeigten sich bezüglich der Wandwärmeverluste deutliche Unterschiede zwischen dem konventionellen Homogenbetrieb in der Teillast und dem alternativen strahlgeführten Schichtbetrieb von Ottomotoren mit Direkteinspritzung. Der Vergleich der Wärmestrommessungen mit den Vorhersagen konventioneller Wandwärmeübergangsmodelle zeigt, dass sich die Profile der Verläufe grundsätzlich ähneln. In der Kompressionsphase zeigen die Messwerte gute Übereinstimmungen mit dem Modell nach Hohenberg, der umfangreiche Untersuchungen im Schlepptrieb angestellt hat. Während der Verbrennung und Expansion liegen die Messungen bei beiden Betriebsarten zwischen den Vorhersagen nach den an Dieselmotoren entwickelten Modellen nach Woschni (höher als die Messung) und Hohenberg (niedriger als die Messung). Das an einem Ottomotor mit flachem Brennraum entwickelte Modell nach Bargende sagt vor allem bei Schichtbetrieb immer deutlich höhere WSD als die hier gemessenen voraus und liegt auch bezüglich des Anstiegs der WSD durch die Verbrennung systematisch früher als die Messungen. Überraschend ist die entgegen der Erwartung deutlichen Abweichungen zwischen den Vorhersagen der konventionellen Wandwärmemodelle und den Messungen im konventionellen Homogenbetrieb. Auch ist im Mittel keine gute Übereinstimmung mit den Messungen festzustellen, anhand der Messungen aufgestellte Energiebilanzen unterstreichen jedoch die Plausibilität der Messungen. Hier besteht offenbar Handlungsbedarf zur Anpassung der Wandwärmemodelle um ein modernes Werkzeug zur Entwicklung hocheffizienter Verbrennungsmotoren bereitzustellen.

Die im Rahmen dieser Arbeit festgestellten starken Abhängigkeiten der Wärmeübertragung von der Brennraumgestalt und der Flammenausbreitung lassen ein allgemeines Modell für den Wandwärmeübergang nur sinnvoll erscheinen, wenn die hier gewonnenen Erkenntnisse über den unterschiedlichen Flammenfortschritt bei den unterschiedlichen Brennverfahren und den charakteristischen individuellen Brennräumen Einfluss finden. Die Erkenntnisse dieses Forschungsvorhabens können in ein quasidimensionales Wandwärmeübergangsmodell überführt werden, das die ermittelten Einflüsse des Flammenfortschritts berücksichtigt und so zukünftig zur Wirkungsgradoptimierung bei der Verbrennungsmotorenentwicklung eingesetzt werden kann.

Literaturverzeichnis

1. **Polej, André und Wichmann, Volker.** *Instationäre thermische und mechanische Motorbelastung von EURO - III - abgasoptimierten Nutzfahrzeugdieselmotoren.* FVV Vorhaben Nr. 750, Abschlussbericht, 2002.
2. **Hensel, Sebastian.** *Modellierung der Verbrennung und des Wandwärmeeübergangs in Ottomotoren mit homogener kompressionsgezündeter Verbrennung.* Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2009.
3. **Hügel, Philipp; Kubach, Heiko; Koch, Thomas und Velji, Amin.** *Investigations on the Heat Transfer in a Single Cylinder Research SI Engine with Gasoline Direct Injection.* SAE Int. J. Engines 8(2):2015, doi:10.4271/2015-01-0782, 2015.
4. **Bargende, Michael; Heinle, Moritz und Berner, Hans-Jürgen.** *Einige Ergänzungen zur Berechnung der Wandwärmeverluste in der Prozessrechnung.* 13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2011.
5. **Heinle, Moritz.** *Ein verbesserter Berechnungsansatz zur Bestimmung der instationären Wandwärmeverluste in Verbrennungsmotoren.* Universität Stuttgart, Dissertation, 2013.
6. **Bargende, Michael.** *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren.* Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1990.
7. **Spicher, Ulrich.** *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung.* RWTH Aachen, Dissertation, 1982.
8. **Koch, Thomas.** *Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteingespritzten strahlgeführten Ottomotor.* ETH Zürich, Dissertation, 2002.
9. **Dahnz, Christoph.** *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Selbstzündung und Verbrennung in Ottomotoren.* Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2015.
10. **Fieger, Johann.** *Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs beim Ottomotor.* Technische Universität München, Dissertation, 1980.

