

Masterarbeit

Optimierung eines Viertakt-Zweiradmotors hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch

Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz

Vorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Markus Scheibner, BSc

November 2014

Betreuender Professor:

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuende Assistenten:

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland KIRCHBERGER

Dipl.-Ing. Jürgen TROMAYER

Dipl.-Ing. Gerd NEUMANN



Vorwort

Diese Masterarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Fachbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Optimierungsprojektes eines 125 cm³ 4-Takt Motorradmotors hinsichtlich Abgasemissionen und Kraftstoffverbrauch zur Erfüllung der Euro 3 Abgasgesetzgebung.

Ich bedanke mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder, Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, und bei Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger, Leiter des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung, für die Ermöglichung dieser Masterarbeit.

Besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer und Herrn Dipl.-Ing. Gerd Neumann, die mich während der Durchführung betreuten für die Unterstützung und Hilfe in allen technischen Fragen. Dank gilt auch allen anderen Personen, mit denen ich während der Durchführung meiner Masterarbeit am Institut Kontakt hatte, für das freundliche Klima und die Hilfsbereitschaft, welche die Arbeit am Institut sehr angenehm machten.

Allergrößter Dank gilt meiner Mutter und meinem leider schon verstorbenem Vater für die aufopfernde Unterstützung bei der Erreichung meiner Ziele, wodurch mir die schulische Ausbildung und das anschließende Studium erst ermöglicht wurden. Danken möchte ich auch meinen drei Brüdern, auf deren Unterstützung ich jederzeit zählen konnte.

Graz, November 2014

Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	VII
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	VIII
ZUSAMMENFASSUNG	IX
1 EINLEITUNG	1
1.1 AUFGABENSTELLUNG	2
2 GRUNDLAGEN	3
2.1 WICHTIGE KENNGRÖßEN	3
2.2 VERBRENNUNG [5] [7]	9
2.3 SCHADSTOFFE	14
2.3.1 Schadstoffbildung [3] [5]	14
2.3.2 Messen der Schadstoffe [3] [5]	18
2.3.3 Minderung der Schadstoffe [5] [3]	22
2.4 GEMISCHBILDUNG	26
2.4.1 Gleichdruckvergaser [5] [18]	27
2.5 EMISSIONSTESTZYKLUS UND ABGASGESETZGEBUNG	29
2.5.1 WMTC-Testzyklus [22] [23]	29
2.5.2 Gesetzliche Bestimmungen für Emissionsgrenzwerte [21] [23]	34
3 BASISDATEN ZUM PROJEKT UND PROJEKTABLAUF	36
3.1 ECKDATEN ZUM HERSTELLER, FAHRZEUG UND MOTOR	36
3.2 GETRIEBEÜBERSETZUNG	39
3.3 PRÜFABLAUF	40
4 MOTORPRÜFSTAND	42
4.1 AUFBAU DES MOTORS AM MOTORENPRÜFSTAND	42
4.1.1 Drehmomentanbindung an den Motorprüfstand	43
4.1.2 Schwungmasse	48
4.1.3 Motorbock	52
4.1.4 Druckindizierung	53
4.1.5 Messdaten	55
4.2 BASISVERMESSUNG	58
4.3 MODIFIKATIONEN AM BASISFAHRZEUG	62
4.3.1 Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses	62
4.3.2 Ölringkanal	69
4.3.3 Ölkühler	81
4.3.4 Optimierung der Zündzeitpunkte	83
4.4 ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE AM MOTORPRÜFSTAND	86
5 FAHRZEUG-ROLLENPRÜFSTAND	87
5.1 VORBEREITUNG DES FAHRZEUGES	89
5.2 BERÜCKSICHTIGUNG DER FAHRWIDERSTÄNDE	90
5.2.1 Grundlagen [42]	90
5.2.2 Bestimmung der Fahrwiderstandsparameter mittels Straßenausrollversuch	93
5.2.3 Vergleich und Bewertung der Rollenparameter	94
5.3 ERMITTLUNG DER SCHALTPUNKTE	95
5.4 ERMITTLUNG DER BETRIEBSPUNKTE	96
5.5 MESSDATEN	97
5.6 BASISVERMESSUNG	98
5.7 MODIFIKATIONEN AM BASISFAHRZEUG	102
5.7.1 Abgasrückführung	103
5.7.2 Katalysatorposition / Katalysatortypen	107
5.8 ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE AM ROLLENPRÜFSTAND	112

6	KOMBINATION DER MODIFIKATIONEN ZU EINEM GESAMTKONZEPT	113
6.1	ERGEBNISSE AUS DER KOMBINATION DER MODIFIKATIONEN.....	114
6.2	ABSTIMMUNG DES VERGASERS	118
6.3	EURO 4 TESTMESSUNG	119
7	ERGEBNISZUSAMMENFASSUNG	120
8	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	121
9	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	123
10	TABELLENVERZEICHNIS	126
11	LITERATURVERZEICHNIS	127

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	m/s^2	Beschleunigung
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
v	m/s	Geschwindigkeit
$c = dq_{\text{rev}}/dT$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität
f	s^{-1}	Frequenz
F	N	Kraft
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
H_G	MJ/m^3	Gemischheizwert
L	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Luftmenge
L_{min}	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Mindestluftbedarf
m	kg oder mol	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	g/mol	molare Masse
M_d	$\text{N}\cdot\text{m}$	Drehmoment
p	bar, Pa	Druck
P	$(\text{k})\text{W}$	Leistung
q	J/kg	spezifische Wärme(menge)
Q	J	Wärme
s	m	Weg
t	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
T	K	thermodynamische Temperatur
V	m^3	Volumen
w	J/kg	spezifische Arbeit
W	J	Arbeit

Griechische Formelzeichen

α	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	–	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
η	–	Wirkungsgrad
η_C	–	Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses
$\eta_e ; \eta_i$	–	effektiver; innerer Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
η_g	–	Gütegrad
η_{th}	–	thermodynamischer Wirkungsgrad
η_v	–	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
λ	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	Wärmeleitfähigkeit
λ	–	Luftverhältnis, Luftzahl
ρ	kg/m^3	Dichte

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

date

.....

(signature)

Zusammenfassung

In Zusammenarbeit mit einem indischen Fahrzeughersteller wurde im Rahmen eines Industrieprojektes ein luftgekühltes 125 cm³ 4-Takt Motorrad hinsichtlich der Optimierung von Abgasemissionen und Kraftstoffverbrauch untersucht. Die Ziele dieses Projektes waren, neben der Reduktion des Kraftstoffverbrauches, die Erfüllung der in Europa einheitlich definierten Euro 3 Abgasgrenzwerte für die Schadstoffe CO, HC und NO_x. Für die Untersuchungen wurden der Motor am Motorprüfstand und das Fahrzeug am Fahrzeug-Rollenprüfstand aufgebaut. Am Motorprüfstand konnte der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses und der Zündwinkel auf die Motorleistung und den Kraftstoffverbrauch dargestellt werden. Ebenfalls wurde ein am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU-Graz entwickelter „Ölringkanal“, welcher der besseren Kühlung des Brennraumes dient, integriert. Am Rollenprüfstand wurden unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen getestet und diese der gesetzlich vorgeschriebenen Abgasemissionsmessung unterzogen. Als Fahrzyklus kam der WMTC-Phase 1-Zyklus zum Einsatz. Der Einfluss einer Abgasrückführung (AGR) sowie der Einfluss unterschiedlich beschichteter Katalysatoren und Katalysatorpositionen auf die Emissionskonzentrationen konnte dadurch ermittelt werden. Eine „Best-of“-Fahrzeugkonfiguration, bestehend aus einer Kombination der am Motorprüfstand und der am Rollenprüfstand getesteten Modifikationen, wurde abschließend am Rollenprüfstand vermessen und führte zu einem sehr vielversprechenden Ergebnis hinsichtlich der Abgas- und Kraftstoffverbrauchsoptimierung.

Abstract

In the course of an industrial project and in cooperation with an Indian vehicle manufacturer an air-cooled 125 cm³ four stroke engine motorcycle was analyzed for the purpose of exhaust emission and fuel consumption optimization. Aside from a reduction in fuel consumption, compliance with harmonized European standards for the pollutants CO, HC and NO_x was a critical goal. Both, the engine on an engine test bench and the vehicle on a dynamometer were constituted for the purpose of this analysis. The engine test bench revealed the influence of the compression ratio and the ignition timing on engine output as well as on fuel consumption. Additionally, an “oil-cooling-channel” for better cooling of the combustion chamber – developed by the Institute for Combustion Engines and Thermodynamics of the Technical University Graz – got integrated into the engine. On the dynamometer test bench various vehicle configurations were tested and checked for exhaust emissions through statutory vehicle homologation gauging. The WMTC-Phase 1-testcycle was used as driving cycle. Thereby, the influence of an exhaust gas recirculation (EGR) as well as the impact of differently coated catalytic converters and varied positions thereof on emission concentrations could be determined. A “best-of” of vehicle configurations, consisting of a combination of modifications tested on both the engine test bench and the chassis dynamometer, constituted the promising result concerning emission- and fuel consumption optimization.

1 Einleitung

Bei der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen entstehen durch Oxidation der beiden Bestandteile Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H₂) die Endprodukte Wasserdampf (H₂O) und das Treibhausgas Kohlendioxid (CO₂). Die reale Verbrennung ist jedoch immer unvollständig, wodurch unter anderem weitere Komponenten wie Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff (HC) und Stickoxide (NO_x) entstehen. Vor allem diese drei erwähnten Komponenten sind auf Grund ihrer schwerwiegenden Folgen für die Gesundheit und Umwelt besonders gefährlich. Ihr Ausstoß wird daher im Personenwagen- und Nutzfahrzeug-Segment in manchen Staaten seit den 60iger Jahren, und einheitlich in den EU Mitgliedsstaaten seit Juli 1992 reglementiert, wobei die Grenzwerte immer weiter verschärft werden. Zusätzlich wird die Emission von Partikel (PM) reglementiert. Seit 1999 werden die Emissionen in Europa auch für Zweirädrige Kraftfahrzeuge, Dreirädrige Kraftfahrzeuge und Quads einheitlich geregelt. [1]

Emissionen von Kraftfahrzeugen werden jedoch nicht nur in Europa durch Gesetze immer stärker reglementiert, sondern es erfolgen weltweite Ambitionen in diese Richtung. So gilt die USA, und dort vor allem Kalifornien, wo durch die klimatische und geografische Situation die Smoganfälligkeit stark begünstigt wird, als Wiege der Abgasgesetzgebung. In den 60iger Jahren wurden dort die ersten Emissionsgrenzwerte für den Straßenverkehr eingeführt. Mittlerweile sind diese Entwicklungen in allen Teilen der Welt zu beobachten. [2] In Ländern wie Indien und China werden Emissionsvorschriften oft an europäische und US-amerikanische Standards angelehnt, welche meist mit zeitlicher Verzögerung in den lokalen Emissionsgesetzen übernommen werden.

Die zuletzt beschlossene Verschärfung der Grenzwerte soll ab 2014 kontinuierlich in Europa und den USA eingeführt werden. Um die strenger werdenden Grenzwerte erfüllen zu können, werden Kraftfahrzeughersteller gezwungen immer neuere Technologien zu entwickeln. Als Ergebnis sind Fahrzeuge heutzutage hinsichtlich Emissionen (CO, HC, NO_x) um vieles umweltfreundlicher als noch vor zwei Jahrzehnten. Auf Grund dieser weltweiten Entwicklung ergab sich das Industrieprojekt mit einem indischen Kraftfahrzeughersteller, welches die Basis dieser Masterarbeit darstellt. [3]

Der Fahrzeughersteller ist an die Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz herantreten, um mit dieser eine Potentialabschätzung hinsichtlich Emissionsverhalten und Kraftstoffverbrauch, für ein 125cm³ Fahrzeug durchzuführen. Kernaufgabe des Industrieprojektes war die Frage, wie das Fahrzeug möglichst kostengünstig für die Erfüllung der EURO 3 Grenzwerte umgerüstet werden kann. Weiters sollte abgeklärt werden, ob, und wenn ja, mit welchem Aufwand, die Erfüllung der EURO 4 Grenzwerte möglich ist.

1.1 Aufgabenstellung

Im Rahmen eines Industrieprojektes für einen asiatischen Motorradhersteller sollen im ersten Schritt dieser Masterarbeit die CO, HC und NO_x-Emissionen des zu untersuchenden 125cm³ Motorrades ermittelt werden. Hierfür wurden vom Fahrzeughersteller zwei Fahrzeuge, sowie zwei dazugehörige Motoren zur Verfügung gestellt. Zusätzlich standen noch diverse Ersatzteile zur Verfügung.

Nach einer Basisvermessung des Serienfahrzeuges am Rollenprüfstand, beziehungsweise des Serienmotors am Motorprüfstand, soll das Potential diverser abgasverbessernder Maßnahmen hinsichtlich der Erfüllung der Euro 3 Grenzwerte sowohl theoretisch als auch experimentell ermittelt werden. Die Veränderungen am Motor sollen dabei möglichst gering gehalten werden, um die spätere Integration in das Serienfahrzeug einfach gewährleisten zu können. Weiters stellt die Höhe der Kosten immer ein wichtiges Entscheidungskriterium dar. Daher sollen die Änderungen in Bezug auf die Entwicklungs- und Produktionskosten auf einem Minimum gehalten werden. Neben der Erfüllung der EURO 3 Grenzwerte soll ein Ausblick auf EURO 4 gegeben werden. Zu klären ist, ob EURO 4 mit diesem Motorkonzept überhaupt realisierbar ist, und welche Konzepte dafür in Frage kommen würden.

Neben dem Hauptaugenmerk auf die Abgasemissionen soll auch bezüglich des Kraftstoffverbrauches eine Verbesserung erzielt werden. Auf Grund der Währungsschwäche des indischen Rupie und der starken Abhängigkeit von Erdölimporten sind die Kraftstoffpreise explodiert. Indien hat zwar eigene Erdölvorkommen, welche aber noch nicht ausreichend erschlossen sind. Daher muss Indien weiterhin 80% des verbrauchten Erdöls importieren, und ist somit der viertgrößte Abnehmer weltweit. Umgerechnet auf das durchschnittliche Pro-Kopf-Einkommen bezahlt man in Indien für Benzin rund fünf Mal so viel wie in Österreich. Daher auch der starke Fokus indischer Fahrzeughersteller, beziehungsweise ihrer Kunden, auf den Kraftstoffverbrauch. [4]

Abgasverbessernde Maßnahmen, sowohl innermotorische Maßnahmen, als auch Abgasnachbehandlungssysteme, können eine Leistungseinbuße und eine Verschlechterung des Wirkungsgrades bedeuten, was wiederum zu einem Mehrverbrauch an Kraftstoff führt. Dieser Leistungsverlust soll bei Bedarf ebenfalls durch entsprechende Maßnahmen kompensiert werden.

2 Grundlagen

Am Anfang dieser Arbeit soll ein Überblick über den theoretischen Hintergrund der hier behandelten Themenbereiche gegeben werden. Dieser dient als Grundlage für Schlussfolgerungen, die in den darauf folgenden Kapiteln getroffen werden. Hierzu zählen sowohl Definitionen wichtiger motorischer Kenngrößen, als auch die Mechanismen der Schadstoffbildung und schadstoffmindernder Maßnahmen. Weiters werden die politischen und gesetzlichen Rahmenbedingungen erläutert und der für diese Fahrzeugklasse vorgeschriebene Prüfzyklus definiert. Den Abschluss bilden eine Beschreibung des Fahrzeuges und des Motors, sowie die Beschreibung der vom Hersteller bereits getroffenen abgasreduzierenden Maßnahmen.

2.1 Wichtige Kenngrößen

In diesem Abschnitt sollen Definitionen und Erklärungen zu Begriffen gegeben werden, welche in den folgenden Kapiteln immer wieder vorkommen und eine wichtige Grundlage für Schlussfolgerungen, Ergebnisinterpretationen, Projektentscheidungen, etc. bilden.

Verdichtungsverhältnis: [5]

Das Verdichtungsverhältnis ε ist als der Quotient aus maximalem und minimalem Zylindervolumen definiert.

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2-1)$$

V_h ... Hubvolumen [cm^3],

V_c ... Kompressionsvolumen [cm^3]

Das maximale Zylindervolumen liegt vor, wenn sich der Kolben im unteren Totpunkt (UT) befindet. Das minimale Zylindervolumen liegt im oberen Totpunkt (OT) vor. Das Hubvolumen V_h ist jener Raum, den der Kolben bei einer Bewegung vom oberen Totpunkt zum unteren Totpunkt frei gibt.

Begrenzt wird das Verdichtungsverhältnis durch Klopfen bzw. Glühzünden. Es liegt bei einem nicht aufgeladenen Ottomotor heutzutage bei $10 < \varepsilon < 14$.

Die Höhe des Verdichtungsverhältnisses spiegelt sich im thermischen Wirkungsgrad η_{th} wieder. Je höher das Verdichtungsverhältnis ist, desto größer ist der thermische Wirkungsgrad des Motors. Für den idealen Ottomotor kann der Zusammenhang mit Hilfe des Isentropenexponentes κ durch nachstehende Gleichung dargestellt werden.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2-2)$$

ε ... Verdichtungsverhältnis [-]

κ ... Isentropenexponent [-]

Indizierter Mitteldruck und effektiver Mitteldruck: [5] [3]

Der **indizierte Mitteldruck** $p_{m,i}$ ist eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung der Leistung und des technologischen Stands eines Verbrennungsmotors. Mit Hilfe dieser Kenngröße können Motoren unterschiedlicher Größe, also unabhängig vom Hubraumvolumen, miteinander verglichen werden. Er kann aus dem p-v-Diagramm eines Arbeitszyklus bestimmt werden, wobei die eingeschlossene Fläche im p-v-Diagramm die spezifische Arbeit darstellt. Siehe Abbildung 2-1:

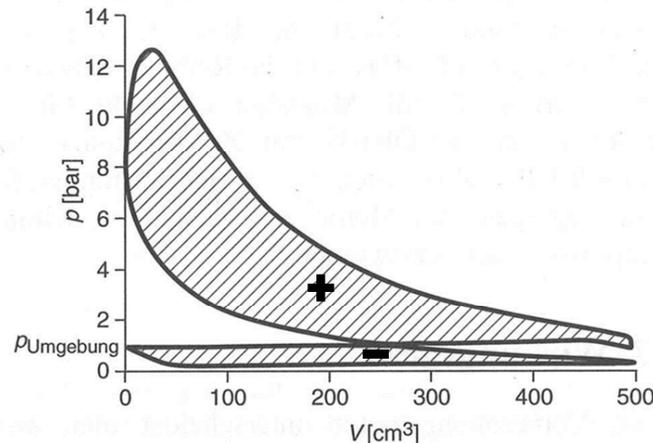


Abbildung 2-1: p-v-Diagramm eines 4-Takt-Ottomotors

[5]

Die Arbeit kann durch Ausmessen des eingeschlossenen Flächeninhaltes bestimmt werden. Weil die Fläche der Gaswechselschleife bei einem nicht aufgeladenen Motor immer eine negative Arbeit darstellt, muss sie vom Flächeninhalt des Hochdruckteils abgezogen werden. Bei einem aufgeladenen Motor kann diese Arbeit auch positiv werden. Durch Bezug der spezifischen Arbeit auf das Hubvolumen erhält man den indizierte Mitteldruck. Dieser lässt sich veranschaulichen, indem man aus der eingeschlossenen Fläche im p-v-Diagramm ein flächengleiches Rechteck mit der Basis V_h bildet. [6] Siehe Abbildung 2-2:



Abbildung 2-2: Bestimmung des indizierten Mitteldrucks

[5]

Somit ist der indizierte Mitteldruck ein Maß für die am Kolben wirkende spezifische Arbeit und hat als Einheit den Druck.

$$p_{m,i} = \frac{W_i}{V_h} = \frac{1}{V_h} \oint p dV \quad (2-3)$$

W_i ... indiziert gewonnene Arbeit [J]

V_h ... Hubvolumen [cm³]

Der **effektive Mitteldruck** $p_{m,e}$ lässt sich aus der effektiv abgegebene Motorarbeit W_e durch Bezug auf das Hubvolumen berechnen. Dieser liegt bei heutigen Motorradmotoren bei rund 12 bar.

$$p_{m,e} = \frac{W_e}{V_h} = \frac{M_e * 2\pi}{V_h * i} \quad (2-4)$$

V_h ... Hubvolumen [cm³]

W_e ... effektiv gewonnene Arbeit [J]

M_e ... effektives Drehmoment [Nm]

i ... Anzahl an Arbeitsspielen pro Umdrehung [-]

Die effektive Arbeit wiederum lässt sich aus dem am Motorprüfstand gemessenen Drehmoment M_e , welches über einen oder mehrere Zyklen gemittelt wird, berechnen. Für die Anzahl an Arbeitsspielen pro Umdrehung i muss bei einem 4-Takt Motor definitionsgemäß 0,5 eingesetzt werden.

Einflussgrößen und somit Angriffspunkte für die Steigerung des effektiven Mitteldruckes werden in Kapitel 2.2-Verbrennung näher erläutert.

Der **Reibmitteldruck** $p_{m,r}$ ist die Differenz aus indiziertem und effektivem Mitteldruck:

$$p_{m,r} = \frac{W_r}{V_h} = p_{m,i} - p_{m,e} \quad (2-5)$$

W_r ...Reibarbeit [J]

$p_{m,i}$... indizierter Mitteldruck [N/m²]

$p_{m,e}$... effektiver Mitteldruck [N/m²]

Der Reibmitteldruck $p_{m,r}$ ist proportional zur Drehzahl und beinhaltet die mechanische Reibung des Triebwerks, sowie Pumpverluste im Kurbelgehäuse. Bei niedrigen Lasten ist daher der Anteil der Reibarbeit wesentlich höher als bei hohen Lasten in derselben Drehzahl.

Spezifischer Kraftstoffverbrauch: [5]

Der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e ist der auf die effektive Leistung bezogene, zugeführte Kraftstoffmassenstrom und somit ein Maß für den effektiven Wirkungsgrad.

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e * H_u} \quad (2-6)$$

P_e ... effektive Motorleistung [kW]

m_B ...Kraftstoffmasse [kg]

H_u ...unterer Heizwert [kJ/kg]

η_e ...effektiver Wirkungsgrad [-]

Luft-Kraftstoff-Verhältnis: [5] [7]

Das Luft-Kraftstoff Verhältnis Lambda λ kennzeichnet die Abweichung der tatsächlichen Luftmasse m_L von der stöchiometrischen Luftmasse $m_{L,st}$.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,st}} = \frac{m_L}{m_K * L_{st}} \quad (2-7)$$

m_L ... Luftmasse [kg],]

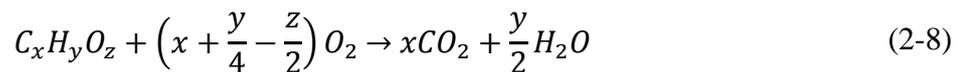
m_K ... Kraftstoffmasse [kg]

$m_{L,st}$... stöchiometrische Luftmasse [kg]

L_{st} ... stöchiometrischer Luftbedarf [-]

Der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} gibt an, wie viel Luft notwendig ist, um ein Kilogramm eines Kraftstoffes vollständig zu verbrennen. Dieser kann aus den Massenanteilen der im Kraftstoff enthaltenen chemischen Elemente unter Berücksichtigung des Massenanteils von Sauerstoff in der Luft ermittelt werden.

Für eine Kohlenwasserstoffverbindung mit einem Anteil an Sauerstoff berechnet sich der stöchiometrische Sauerstoffbedarf wie folgt:



Somit ergibt sich für den stöchiometrischen Sauerstoffbedarf unter Berücksichtigung der Zusammensetzung der Luft ($O_2 : N_2 = 0,21 : 0,97$)

$$L_{st} = \frac{1}{0,21} * \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \quad \left[\frac{kmol L}{kmol B} \right] \quad (2-9)$$

Speziell für flüssige und feste Brennstoffe wird der Luftbedarf unter Berücksichtigung der mittleren molaren Masse von Luft ($M_L = 28,949 \text{ kg/mol}$) auf 1 kg Brennstoff bezogen:

$$L_{st} = 137,8 * \left(\frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} - \frac{o}{32,00}\right) \quad \left[\frac{kg L}{kg B} \right] \quad (2-10)$$

c ... Kohlenstoff [kg/kg B]

h ... Wasserstoff [kg/kg B]

o ... Sauerstoff [kg/kg B]

Für Benzin und Diesel liegt der stöchiometrische Luftbedarf bei etwa $L_{st}=14,5 \text{ [kgL/kgB]}$

Wirkungsgrade: [6] [5]

Um den Wirkungsgrad eines Motors vollständig beschreiben zu können, muss zuerst ein idealisierter Prozess des vollkommenen Motors festgelegt werden. Dieser Prozess ist in der Norm DIN 1940 wie folgt definiert: „Ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor, der folgende Eigenschaften besitzt:

- a) Reine Ladung (ohne Restgas)
- b) Gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- c) Vollständige Verbrennung
- d) Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- e) Wärmedichte Wandungen
- f) Keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- g) Ohne Ladungswechsel arbeitet

Der Kreisprozess des vollkommenen Motors wird mit idealen Gasen, jedoch mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten berechnet.“

Somit ist der vollkommene Motor ein Modell, welches angibt, wie viel Arbeit in einem bestimmten Motor bei gegebenem Luftverhältnis maximal verrichtet werden kann. Ausgehend von diesem idealen Prozess, gibt es eine Reihe von Verlusten, die den Wirkungsgrad verringern, und ihn somit immer weiter an den realen Prozess, bzw. an die Wirklichkeit annähern.

Diese Verluste werden unter dem Gütegrad η_g eines Motors zusammengefasst. Darin sind mit alle Verluste, wie Umsetzungsverluste, Verluste aus der realen Verbrennung, Wärmeübergangs- und Ladungswechselverluste, mit Ausnahme der mechanischen Verluste, berücksichtigt.

Somit ergibt sich aus dem Gütegrad und dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v der Innenwirkungsgrad η_i :

$$\eta_i = \eta_v \eta_g \quad (2-11)$$

Unter Berücksichtigung der mechanischen Verluste ergibt sich der effektive Wirkungsgrad η_e zu:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_v \eta_g \eta_m \quad (2-12)$$

η_e ...effektiver Wirkungsgrad [-]

η_i ...Innenwirkungsgrad [-]

η_g ...Gütegrad [-]

η_m ...mechanischer Wirkungsgrad [-]

η_v ...Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [-]

Abbildung 2-3 stellt den Zusammenhang der unterschiedlichen Wirkungsgrade grafisch dar:

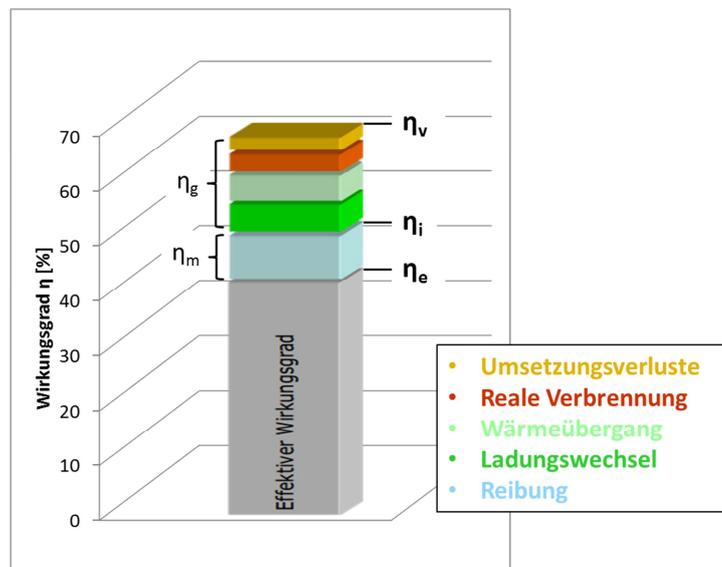


Abbildung 2-3: Verlustanalyse eines Ottomotors

[8]

Bestimmt wird der effektive Wirkungsgrad η_e am Prüfstand aus dem Verhältnis aus effektiv gewonnener Arbeit W_e und zugeführter Kraftstoffenergie Q_B .

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} \quad (2-13)$$

W_e ... effektiv gewonnene Arbeit [J]

Q_B ... Kraftstoffenergie [J]

Die in der oben angeführten Formel enthaltene Kraftstoffenergie lässt sich aus dem unteren Heizwert und der Brennstoffmasse berechnen:

$$Q_B = H_u m_B \quad (2-14)$$

m_B ...Kraftstoffmasse [kg]

H_u ...unterer Heizwert [kJ/kg]

Der Innenwirkungsgrad lässt sich analog bestimmen, wobei hier die innere Arbeit W_i als Berechnungsgrundlage herangezogen wird:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{\oint p dV}{H_u m_B} \quad (2-15)$$

W_i ... indiziert gewonnene Arbeit [J]

Aus dem Verhältnis von effektiver zu indizierter Arbeit ergibt sich der mechanische Wirkungsgrad η_m :

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{W_e}{W_i} \quad (2-16)$$

2.2 Verbrennung [5] [7]

Die Verbrennung in einem Hubkolbenmotor ist ein exothermer Oxidationsvorgang des Brennstoffes, bei dem ein Teil der Brennstoffenergie im Zylinder in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Die Zusammenhänge sind dabei sehr vielfältig und hängen von zahlreichen Faktoren wie Verbrennungsverfahren, Arbeitsverfahren, Kraftstoff und Gemischbildung ab. Die wesentlichen Zusammenhänge sollen in diesem Kapitel erläutert werden.

Bei den **Verbrennungsverfahren** wird vorrangig zwischen dem Otto- und dem Dieserverfahren unterschieden, wobei der wesentliche Unterschied in der Art der Zündung besteht. Im Ottomotor wird die Verbrennung eines verdichteten Kraftstoff-Luft-Gemisches durch eine zeitlich gesteuerte Fremdzündung eingeleitet. Dagegen zündet der Kraftstoff beim Dieserverfahren durch Einspritzen in den Zylinder, auf Grund ausreichend hoher Temperaturen, welche durch die Verdichtung der Luft entstehen, von selbst.

Bei den **Arbeitsverfahren** ist zwischen 4-Takt- und 2-Takt-Verfahren zu unterscheiden. Das Arbeitsspiel des 4-Takt-Motors umfasst dabei zwei Umdrehungen der Kurbelwelle, das des 2-Takt-Verfahrens lediglich eine Umdrehung.

Der im Zuge dieses Projektes untersuchte Motor arbeitet nach dem 4-Takt-Verfahren, welches sich durch folgende Abbildung beschreiben lässt:

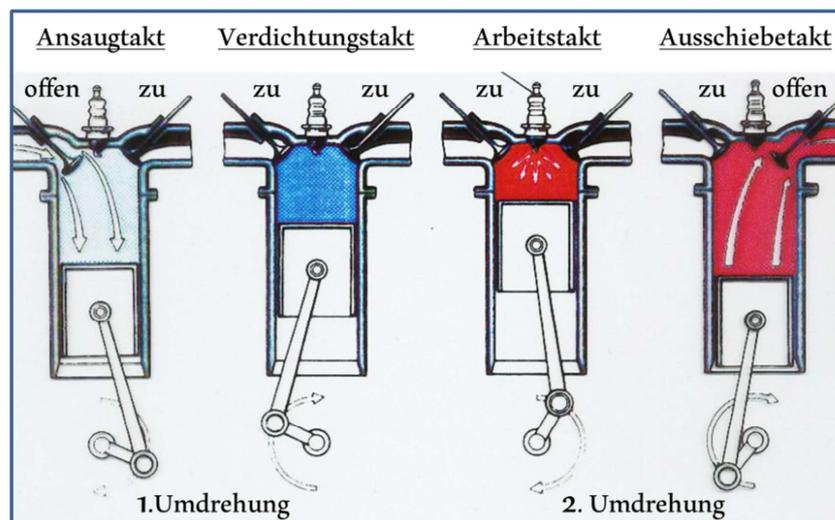


Abbildung 2-4: 4-Takt-Verfahren

[9]

Das 4-Takt-Verfahren, bestehend aus einem Ansaugtakt, einem Verdichtungstakt, einem Arbeitstakt und einem Ausschiettakt, ist hinreichend bekannt und wird nicht im Detail beschrieben. Betrachtet werden jedoch jene Einflüsse, die den effektiven Mitteldruck steigern, und somit Einfluss auf das abgegebene Drehmoment und die Leistung des Motors haben.

Hierfür wird zunächst die Formel für die Ermittlung des effektiven Mitteldruckes erneut betrachtet:

$$p_{m,e} = \frac{W_e}{V_h} \quad (2-17)$$

Diese Formel lässt sich mit Hilfe nachstehender Gleichungen umformen:

$$W_e = Q_B * \eta_e \quad (2-18) \quad H_G = \frac{Q_B}{\lambda_a * V_h} \quad (2-19)$$

λ_a ...Luftaufwand [-]

Q_B ... Kraftstoffenergie [J]

Dadurch erhält man eine weitere Darstellungsform des effektiven Mitteldruckes, wobei diese nur für nicht aufgeladene 4-Takt-Motoren mit geringen Ventilüberschneidungen gültig ist, da dann die Annahme $\lambda_a \approx \lambda_l$ getroffen werden kann.

$$p_{m,e} = H_G * \lambda_l * \eta_e \quad (2-20)$$

H_G ... Gemischheizwert [J/m³]

λ_l ...Liefergrad [-]

η_e ...effektiver Wirkungsgrad [-]

Warum diese Annahme $\lambda_a \approx \lambda_l$ getroffen werden kann, wird unter „Liefergrad“ auf der folgenden Seite näher erklärt. Diese Darstellung des effektiven Mitteldrucks gibt Aufschluss über die Stellgrößen die den Mitteldruck beeinflussen, wobei als erste Stellgröße der Gemischheizwert H_G angeführt ist.

Der **Gemischheizwert H_G** gibt an, wie viel Energie in 1 m³ Frischladung, bezogen auf den Außenzustand, steckt. Somit ist nicht der untere Heizwert H_u für die Leistungsabgabe des Motors entscheidend, sondern der Gemischheizwert des zündfähigen Luft-Kraftstoff-Gemisches. Dieser wird durch kalorische Messungen unter genau definierten Bedingungen ermittelt. Er ist von der Dichte des Gasgemisches ρ_G , dem unteren Heizwert des Kraftstoffes H_u , dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} und dem Luftverhältnis λ abhängig. [10]

$$H_G = \frac{\rho_G * H_u}{(\lambda * L_{st} + 1)} \quad (2-21)$$

ρ_G ... Dichte des Gemisches [kg/m³]

L_{st} ... stöchiometrischer Luftbedarf [-]

λ ... Luftverhältnis [-]

H_u und L_{st} hängen vom Kraftstoff ab und können nur durch die Wahl des Kraftstoffes beeinflusst werden. Die Dichte des Gasgemisches wird auf den Umgebungszustand bezogen, und kann somit nur vom Luftverhältnis λ beeinflusst werden. Somit bleibt als Stellgröße das Luftverhältnis, welches einen starken Einfluss auf die Höhe des Gemischheizwertes aufweist.

Abbildung 2-5 stellt den Zusammenhang zwischen dem Gemischheizwert und dem Luftverhältnis dar, wobei die Zündgrenzen von $0,6 < \lambda < 1,4$, welche aus Motorversuchen ermittelt wurden, eingehalten werden müssen, um ein sicheres Zünden und Verbrennen des Gemisches zu gewährleisten.

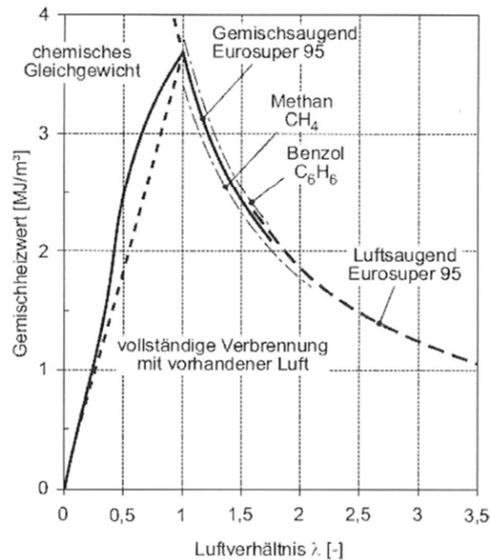


Abbildung 2-5: Gemischheizwert als Funktion des Luftverhältnisses λ [10]

Als zweite Stellgröße wurde in Formel (2-20) der **Liefergrad** λ_l angeführt, welcher den Erfolg des Ladungswechsels charakterisiert. Unter Ladungswechsel ist der Austausch der Zylinderfüllung zu verstehen. Die Güte dieses Prozesses ist von entscheidender Bedeutung, da dadurch die maximale Leistung und das maximale Drehmoment eines Verbrennungsmotors bestimmt werden können, und ein Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die Abgasqualität und das Laufverhalten besteht. Charakterisiert wird die Qualität des Ladungswechsels durch den Luftaufwand λ_a und durch den Liefergrad λ_l . Beide Kenngrößen werden auf die theoretische Ladung m_{th} bezogen. Diese gibt an, wie viel Frischladung (bezogen auf den Zustand vor dem Einlass) im Zylinder maximal erreichbar ist.

Die nachstehende Abbildung stellt alle relevanten Massen während eines Ladungswechselvorganges dar:

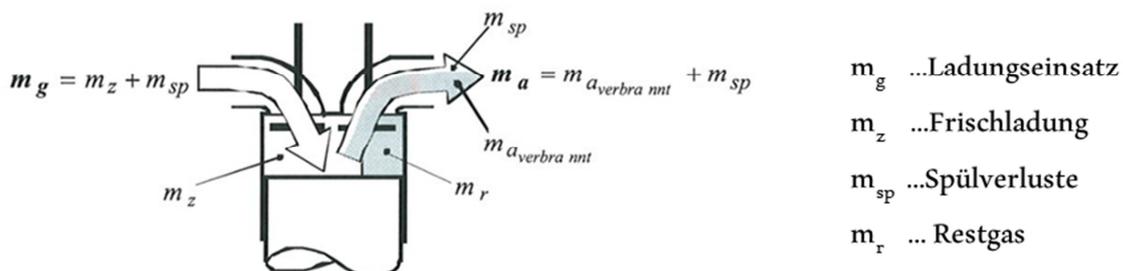


Abbildung 2-6: Ladungswechsellmassen im Überblick [7]

Der **Luftaufwand (Frischgasaufwand)** λ_a ist ein Maß für die dem Zylinder zugeführte Masse. Der Luftaufwand gibt das Verhältnis zwischen dem Ladungseinsatz und der theoretischen Ladung an. Diese Kenngröße kann am Prüfstand einfach ermittelt werden, da man die zugeführte gesamte Ladung mittels eines Luftmassenmessers messen kann.

$$\lambda_a = \frac{m_g}{m_{th}} \quad (2-22)$$

m_g ... Ladungseinsatz [kg]

m_{th} ... theoretische Ladung [kg]

Der Liefergrad hingegen gibt Aufschluss über die verbleibende Frischladung im Zylinder nach einem Ladungswechsel und beschreibt somit den Erfolg des Ladungswechsels.

$$\lambda_l = \frac{m_z}{m_{th}} \quad (2-23)$$

m_z ...Frischladung

m_{th} ... theoretische Ladung

Durch einen schlechten Liefergrad verringert sich die umsetzbare Kraftstoffenergie im Zylinder und somit die Leistung des Motors. Somit hat der Liefergrad großen Einfluss auf den erreichbaren Mitteldruck und kann durch Optimierung des Ladungswechsels und durch eine Aufladung angehoben werden. Außerdem beeinflusst die Wärmeaufnahme der Frischladung im Ansaugsystem und im Zylinder den Liefergrad negativ, wodurch eine bessere Kühlung dieser Baugruppen ebenfalls eine Anhebung des Liefergrades bewirkt.

Der Liefergrad kann nicht eindeutig gemessen werden, sondern wird durch eine aufwändige Kombination aus Messungen und Berechnungen ermittelt. Daher wird oft an Stelle des Liefergrades der Luftaufwand als Kenngröße herangezogen. Dies ist bei einem nicht aufgeladenen 4-Takt-Motor mit geringer Ventilüberschneidung zulässig, weil durch die geringen Restgase im Zylinder und die geringen Spülverluste, die beiden Kennwerte etwa gleich groß sind.

Die dritte Stellgröße für den effektiven Mitteldruck, der **effektive Wirkungsgrad η_e** , wurde bereits im Kapitel 2.1 „wichtige Kenngrößen“ beschrieben, daher wird für die Definition des effektiven Wirkungsgrades auf Kapitel 2.1 verwiesen. Die Einflüsse auf den Mitteldruck werden hier näher beschrieben.

Möglichkeiten für die Steigerung des Mitteldrucks ergeben sich durch eine Verbesserung der Verbrennung, dies kann zum Beispiel durch eine bessere Homogenisierung des Gemisches realisiert werden. Weiters führen eine Verringerung der Leckage im Brennraum und der Reibverluste zu einem höheren effektiven Mitteldruck. Den größten Hebel hat man durch Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ε , da der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses stark von dieser Kenngröße abhängt. Der thermische Wirkungsgrad wird im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors berücksichtigt. Mit steigendem Verdichtungsverhältnis steigt auch der thermische Wirkungsgrad stark an. Dieser kann natürlich nicht beliebig gesteigert werden. Grenzen sind durch die Klopfestigkeit des Kraftstoffes und durch die mechanische Festigkeit des Motors gesetzt. Im Vollastbetrieb nimmt der positive Effekt der Verdichtungserhöhung etwas ab, weil es dort zu einem starken Anstieg der Reibkräfte kommt.

Mit der dargestellten Formel (2-20) für den effektiven Mitteldruck wird auch eine Überleitung zur Lastregelung, welche in Kapitel 2.4 beschrieben ist, geschaffen. Über die oben genannten Stellgrößen wird eine Lastregelung des Motors auf zwei Arten ermöglicht. Es kann die Last durch die Menge an eingespritzten Kraftstoff direkt in den Brennraum geregelt werden, was eine innere Gemischbildung bedeutet. Der Motor saugt reine Frischluft an und es wird über die Kraftstoffmenge das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und somit der Gemischheizwert verändert. Diese Art der Lastregelung kommt bei Dieselmotoren zur Anwendung. Bei handelsüblichen Ottomotoren wird das Luft-Kraftstoff-Verhältnis auf $\lambda \approx 1$ geregelt. Die Lastregelung erfolgt durch Veränderung des Liefergrades. Es wird also bewusst eine Verschlechterung des Liefergrades vorgenommen, um so die Leistung des Motors zu drosseln.

Dieselprozess

$$p_{m,e} = \downarrow \bar{H}_G * \lambda_l * \eta_e$$

Ottoprozess

$$p_{m,e} = H_G * \downarrow \lambda_l * \eta_e$$

\bar{H}_G ...Luftansaugend

H_G ...Gemischansaugend

2.3 Schadstoffe

2.3.1 Schadstoffbildung [3] [5]

Bei der Verbrennung von nur aus C- und H-Atomen bestehenden Brennstoffen, den sogenannten C_xH_y -Brennstoffen, mit Luftsauerstoff, enthält das Abgas unter idealen Bedingungen und einem idealen Luftverhältnis theoretisch lediglich die Komponenten Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O) als Produkte der Verbrennung. Zusätzlich enthält das Abgas noch den Stickstoff (N_2) aus der Luft, der an der Verbrennung nicht teilnimmt.

Diese nur theoretisch vorkommende ideale Verbrennung wird als vollständige Verbrennung bezeichnet. Das Gegenstück dazu ist die unvollständige Verbrennung. Hier spielt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ eine entscheidende Rolle. Findet zum Beispiel die Verbrennung bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis $\lambda \geq 1,0$ statt, ist genügend Sauerstoff vorhanden, um den Brennstoff theoretisch vollständig zu verbrennen. Die Reaktion läuft jedoch immer nur bis zu ihrem chemischen Gleichgewicht ab, welches bei einer realen Verbrennung schon vorher eintritt. Daher ist eine reale Verbrennung immer unvollständig, d.h. es liegen unverbrannte Kohlenwasserstoffe vor ($\xi_{C,A} \neq 0$). Im Gegensatz dazu kann bei Luftmangel, also $\lambda \leq 1,0$, auf Grund von zu wenig Sauerstoff der Brennstoff nicht vollständig verbrennen. Diese Verbrennung läuft ebenfalls bis zu ihrem chemischen Gleichgewicht ab und ist erneut unvollständig. Darüber hinaus kann eine Verbrennung bei jedem Luftverhältnis unvollkommen ablaufen. Dies entsteht durch Bedingungen im Brennraum, die von den idealen Bedingungen abweichen. Beispiele hierfür sind eine nicht ideale Durchmischung des Kraftstoffes mit der Luft, Brennwandeffekte oder zu langsam ablaufende Reaktionen. Die Verbrennung erreicht nicht ihr chemisches Gleichgewicht und es bleibt unverbrannter Brennstoff übrig.

Bei der realen Verbrennung treten zusätzliche Komponenten im Abgas auf. Diese werden als Produkte der unvollständigen Verbrennung bezeichnet und beinhalten unter anderen die Komponenten Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Partikel (PM).

Einen Überblick über die Abgaszusammensetzung eines Ottomotors in Massenprozent gibt die folgende Abbildung:

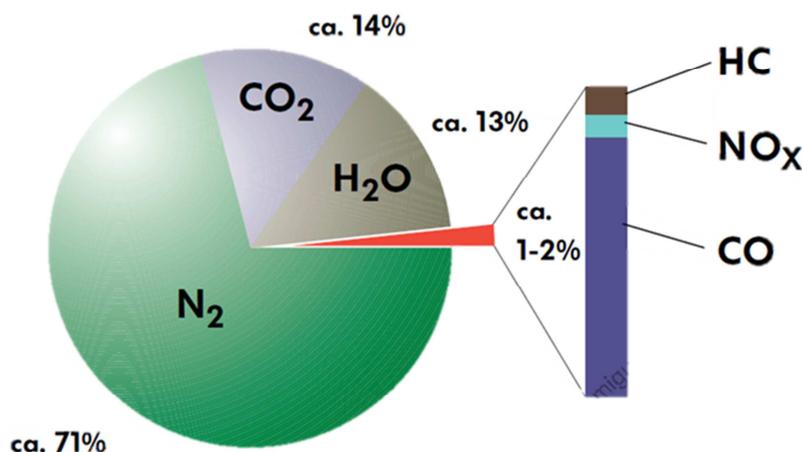


Abbildung 2-7: Abgaszusammensetzung von Ottomotoren

Den größten Anteil an den Abgasemissionen macht der Stickstoff aus. Dieser kommt aus der Luft, welche neben Spuren von Edelgasen aus 21 [%-Vol.] Sauerstoff und aus 79 [%-Vol.] Stickstoff besteht.

Einen weiteren Hauptanteil macht **Kohlendioxid (CO₂)** mit 14% aus. Dieser Bestandteil wird für den Treibhauseffekt mitverantwortlich gemacht, jedoch nicht zu den Schadstoffen gezählt, weil er keine gesundheitsschädigende Wirkung hat. Zudem tritt Kohlendioxid als Endprodukt bei jeder vollständigen Oxidation von Kohlenwasserstoffen auf. Die Verringerung dieser Abgaskomponente ist nur durch eine Verbrauchsreduktion, oder durch einen veränderten Kraftstoff, welcher bezogen auf seinen Heizwert weniger Kohlenwasserstoffanteile aufweist, möglich. In Europa wird der Ausstoß dieser Komponente zunehmend durch gesetzliche Regelungen beschränkt und kann somit zu den limitierten Abgaskomponenten gezählt werden.

Obwohl die Bestandteile CO, NO_x und HC den geringsten Anteil am Abgas ausmachen, werden diese meistens zuerst genannt, wenn von der Zusammensetzung des Abgases von Kraftfahrzeugen die Rede ist. Dies ist auf die starke gesundheitsschädigende Wirkung dieser drei Abgaskomponenten zurückzuführen. Daher werden diese Bestandteile in der Abgasgesetzgebung streng reglementiert.

Laut dem Handbuch für Verbrennungsmotoren von van Basshuysen: „entstehen diese Komponenten hauptsächlich durch die Unterbrechung der Reaktionskette auf Grund der kurzen Verweildauer im Brennraum.“ Daraus folgt, dass der Gleichgewichtszustand nicht mehr gegeben ist. Weitere Faktoren wie Verunreinigungen im Kraftstoff, unterschiedliche Lambdaverhältnisse durch Inhomogenität im Gemisch und Brennwandeffekte begünstigen ebenfalls die Entstehung dieser Reaktionsprodukte.

Kohlenmonoxid (CO) entsteht als Zwischenstufe der Kohlendioxidbildung. Beschrieben wird die Bildung von Kohlenmonoxid durch die sogenannte Wasserstoffgleichung:



Kohlenmonoxid benötigt den Sauerstoff der Luft, um zu CO₂ zu oxidieren. Somit kann bei stöchiometrischen Luftverhältnis bzw. bei Luftüberschuss CO theoretisch vollständig zu CO₂ oxidieren. Die CO-Emissionen sind daher bei $\lambda > 1$ sehr gering und praktisch unabhängig vom Lambdawert. Es kann lediglich durch lokalen Luftmangel, welcher durch schlechte Gemischaufbereitung entsteht, zu erhöhten CO-Konzentrationen kommen. Bei $\lambda < 1$ (Luftmangel) ist der CO-Gehalt proportional zum Luft-Kraftstoff-Verhältnis und steigt mit zunehmenden Luftmangel stark an. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 2-8 dargestellt. Neben dem Lambdawert werden CO-Emission durch die Brennraumtemperatur beeinflusst. Andere Parameter wie Zündzeitpunkte und Verdichtungsverhältnis haben praktisch keinen Einfluss auf die Höhe der CO Emissionen.

Kohlenmonoxid ist deshalb so gefährlich für den Menschen, weil es erstens hoch toxisch und zweitens farb-, geruch- und geschmacklos ist und daher vom Menschen nicht wahrgenommen werden kann. Kohlenmonoxid wird vom Blut rund 300-mal schneller als Sauerstoff aufgenommen und blockiert den Sauerstofftransport im Blut. Dadurch kommt es zu einer „inneren Erstickung“, wobei der Vergiftete keine Atemnot verspürt. [12]

Kohlenwasserstoff (HC) Emissionen entstehen durch unverbrannte oder teilverbrannte Kohlenwasserstoffe in Zonen, die nicht vollständig von der Verbrennung erfasst werden. Bei Lambdawerten kleiner eins ist zu wenig Sauerstoff vorhanden, um eine vollständige Verbrennung zu ermöglichen, was die HC-Emissionen stark ansteigen lässt. Bei Lambda größer eins steigen ebenfalls die HC-Emissionen an, weil es bei einem mageren Gemisch zu Zündaussetzern kommen kann. Abbildung 2-8 zeigt die Abhängigkeit der HC-Emissionen vom Lambdawert.

Die HC-Emissionen setzen sich aus einer Vielzahl von verschiedenen Komponenten zusammen, welche durch unterschiedliche Mechanismen entstehen. Vom Gesetzgeber wird die Summe aller Komponenten gemeinsam reglementiert, es wird jedoch nicht auf das besondere Gefährdungspotential bestimmter Bestandteile eingegangen. Mögliche Mechanismen für die Entstehung dieser verschiedenen Komponenten sind unvollständige Verbrennungsprozesse, in denen die Flammenfront nicht den gesamten Brennraum erfasst, oder es zu einem Flammenlöschen kommt. Flammenlöschen kann durch Annäherung an die kalte Zylinderwand, durch kleine Flammgeschwindigkeiten und durch lokales mageres Gemisch hervorgerufen werden. Weiters können Wandanlagerungen des Kraftstoffes, verbleiben von Kraftstoff in Toträumen wie Ventilsitzen, Kolbenringen, Zündkerze und Quetschflächen, Absorption von Kraftstoffmolekülen an Verunreinigungen beziehungsweise im Ölfilm auf der Zylinderbuchse zu erhöhten HC Emissionen führen.

Allgemein ist die HC-Konzentration hauptsächlich von den Parametern Temperatur und Sauerstoffgehalt abhängig. Im geringen Maße auch von der Molekülstruktur. Die starke Abhängigkeit von der Temperatur zeigt sich bei einer Analyse der Abgaskonzentration aus dem Kaltstart. Hier erkennt man, dass ein Großteil der Emissionen in der Kaltstart- und Warmlaufphase emittiert werden. Als Grund dafür sind die niedrigen Temperaturen im Brennraum zu nennen, die ein Nachoxidieren der Kohlenwasserstoffe nur im geringen Maße ermöglichen.

Kohlenwasserstoffe reizen die Atemwege und können zu Kopfschmerzen, Übelkeit und Konzentrationsstörungen führen. Bei Einatmung höherer Konzentrationen kann es über Nervenschäden und Bewusstlosigkeit bis zu Atemstillständen kommen. [13]

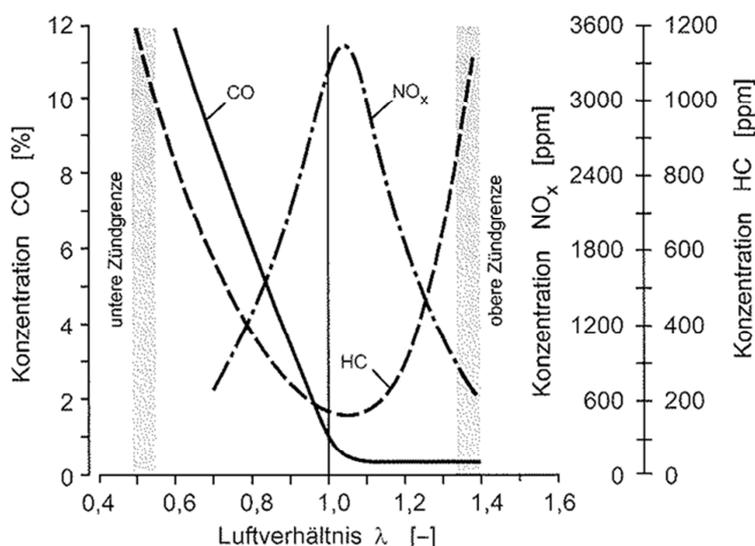


Abbildung 2-8: Schadstoffkonzentrationen eines Ottomotors über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ [14]

Als dritte Schadstoffkomponenten sind die **Stickstoffoxide (NO_x)** zu nennen, welche aus dem Stickstoff und dem Sauerstoff der Luft während der Verbrennung entstehen. Unter diesem Sammelbegriff fallen folgende sieben Oxide: NO, NO₂, NO₃, N₂O, N₂O₃, N₂O₄ und N₂O₅. Bei der motorischen Verbrennung entsteht hauptsächlich Stickstoffmonoxid (NO), welches aber nach einer gewissen Verweilzeit an der Luft nahezu vollständig in Stickstoffdioxid (NO₂) umgewandelt wird. NO und NO₂ sind somit die wichtigsten Vertreter der Stickoxide bei der motorischen Verbrennung. Die Bildung kann auf vier verschiedene Wege erfolgen, wobei zwei Bildungsprozesse entscheidend sind: Erstens die Bildung von thermischen NO, welches durch die Faktoren Temperatur, Verbrennungsluftverhältnis, Druck und Verweilzeit im Brennraum beeinflusst wird. Die Temperatur hat bei diesem Bildungsprozess eine entscheidende Bedeutung, da eine hohe Aktivierungsenergie notwendig ist und somit die Reaktion erst bei hohen Temperaturen ausreichend schnell abläuft. Dieses NO wird durch den sogenannten Zeldovich-Mechanismus gebildet. Der zweite Mechanismus führt zur Bildung des sogenannten Prompt-NO. Das Prompt-NO entsteht bereits in der Flammenfront durch OH-Radikale, die mit dem Luftstickstoff weitere Verbindungen eingehen. Diese Art der NO-Bildung ist wesentlich komplexer als die Bildung des thermischen Stickstoffmonoxids. Die maximale Konzentration von Stickoxiden tritt bei einem Lambdawert von 1,05 – 1,1, also im leicht mageren Betrieb auf.

Stickoxide sind die Ursache für die Bildung von fotochemischem Smog und werden daher in der neuesten Abgasgesetzgebung besonders streng reglementiert. Fotochemischer Smog entsteht durch Reaktionen von Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden mit dem Sonnenlicht und ist extrem gesundheitsschädlich. Es kann zu Entzündungen der Atemwege und der Augen führen und wird für eine Vielzahl an Atemwegserkrankungen verantwortlich gemacht. [15]

2.3.2 Messen der Schadstoffe [3] [5]

Der Zeit- und Kostenaufwand für die genaue Bestimmung der Abgaszusammensetzung und der Gesamtmasse an emittierten Schadstoffen ist sehr hoch, wird aber aus nachfolgend genannten Gründen durchgeführt:

- Gesetzliche Vorgaben: Fahrzeuge und Motoren dürfen nur verkauft werden, wenn nachgewiesen werden kann, dass sie die gesetzlichen Emissionsvorschriften erfüllen.
- Motorenentwicklung: Über die Abgaszusammensetzung sind Rückschlüsse auf die Verbrennungsqualität des Motors, also auf die Güte der Gemischbildung und Verbrennung, sowie auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis möglich. Außerdem können so Aussagen über die Funktion einer Abgasnachbehandlung getroffen werden.

In den derzeit gültigen Richtlinien zur Fahrzeughomologation für die Typenprüfung werden die zu verwendenden Messprinzipien vorgegeben. Für die Bestimmung der Abgasmassenemissionen muss die Verdünnungsmesstechnik eingesetzt werden. Bei dieser Messtechnik wird das Abgas mit Luft verdünnt, um ähnliche Bedingungen wie im realen Betrieb gewährleisten zu können. Dies geschieht in einer CVS-Anlage (Constant Volume Sampler), in der das gesamte Abgas verdünnt und der Volumenstrom an verdünntem Abgas konstant gehalten wird. Dieser Gesamtvolumenstrom muss größer sein als der maximale Abgasdurchfluss des Motors. Weil der Durchfluss der CVS-Anlage konstant bleibt, befindet sich je nach Abgasmenge des Motors mehr oder weniger Abgas in dem Gesamtvolumenstrom. Ein Teil dieses Volumenstroms wird kontinuierlich einer Abgasmessanlage (AMA) zugeführt, welche die gasförmigen Abgaskomponenten bestimmt und diese massenproportional gewichtet. Über die Massenanteile der Abgaskomponenten und den Volumenstrom durch die CVS-Anlage können die Emissionsmassen des Motors berechnet werden.

Abbildung 2-9 zeigt schematisch den Aufbau eines Messsystems zur Bestimmung von Massenemissionen eines Fahrzeuges/Motors:

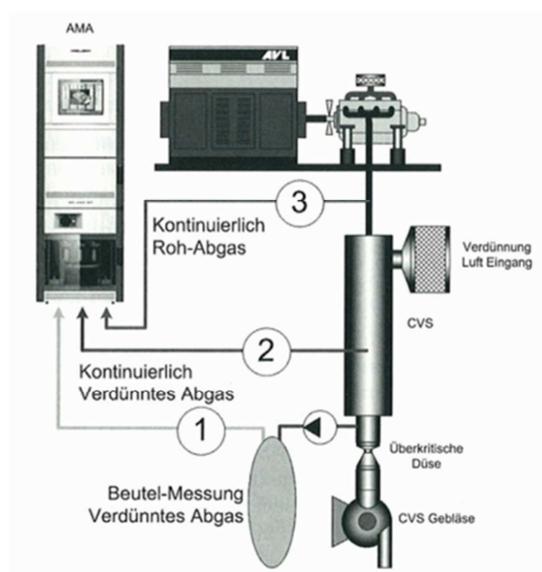


Abbildung 2-9: Schematischer Aufbau der Massenemissionsbestimmung

[3]

Es werden drei Möglichkeiten für die Bestimmung der Emissionsmassen dargestellt. Variante 3 stellt die Messung von unverdünntem Abgas dar, welche bei der gesetzlichen Homologationsmessung nicht zulässig ist. Variante 2 stellt die zuvor beschriebene Messung des verdünnten Abgases dar. Variante 1 stellt eine Messung dar, bei der eine kleine Probenmenge kontinuierlich in einen Analysebeutel gesammelt und erst am Ende des Zyklus ausgewertet wird. Diese Messung wird als Beutelmessung bezeichnet.

Für die Messung der unterschiedlichen Schadstoffe werden ebenfalls vom Gesetzgeber die zu verwendeten Messprinzipien vorgegeben. Nachstehend sind diese Messprinzipien für die Messung von CO-, HC- und NO_x-Emissionen kurz beschrieben.

Kohlenmonoxid Messung mittels eines nichtdispersiven Infrarotdetektors (NDIR):

Das NDIR-Messverfahren ist das gesetzlich zulässige Messverfahren für die CO- und CO₂-Emissionsmessung bei der Fahrzeughomologation. Die Strahlung einer Infrarotquelle wird durch eine zweigeteilte Messzelle geschickt, wobei eine Messzelle von der Abgasprobe durchströmt wird. Die zweite Messzelle ist mit einem nicht absorbierenden Referenzgas gefüllt. Der Detektor sitzt am Ende der Messzellen und besteht ebenfalls aus zwei Kammern, die durch eine Membran voneinander getrennt sind. Befinden sich nun in der Abgasprobe Gasmoleküle, die Infrarotstrahlung absorbieren können, kommt weniger Strahlung in der Detektorzelle, welche hinter der vom Abgas durchströmten Messzelle sitzt, an. Das NDIR-Messprinzip ist in Abbildung 2-10 dargestellt.

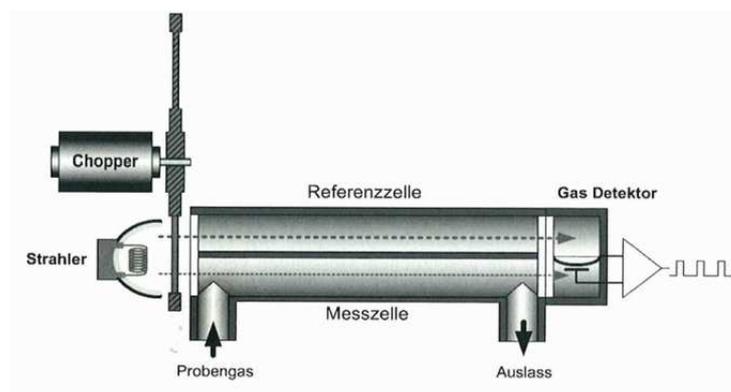


Abbildung 2-10: Messprinzip eines nichtdispersiven Infrarotdetektors

[3]

Beide Detektorkammern sind mit jenem Gas gefüllt, welches gemessen werden soll, und absorbieren somit ebenfalls die Infrarotstrahlung. Über die Art des Gases im Detektor ist die Selektivität für das zu messende Gas gegeben. Durch die Absorption der Strahlung steigt der Energiegehalt in den abgeschlossenen Detektorkammern an und somit auch der Druck. Je größer die Menge des zu messenden Gases im Abgas ist, desto weniger Strahlung kommt in einer der beiden Detektormesszelle an und der Druckunterschied der beiden Kammern steigt. Dieser Druckunterschied ist ein Maß für den Anteil des zu messenden Gases im Abgasstrom.

Kohlenwasserstoff Messung mittels eines Flammenionisationsdetektors (FID):

Das FID-Messverfahren ist das gesetzlich zulässige Messverfahren für die HC-Emissionsmessung bei der Fahrzeughomologation. In einer Messzelle brennt eine Wasserstoff-Helium-Flamme mit synthetischer Luft, in die zusätzlich das Abgas beigemischt wird. Das FID-Messprinzip ist in Abbildung 2-11 dargestellt.

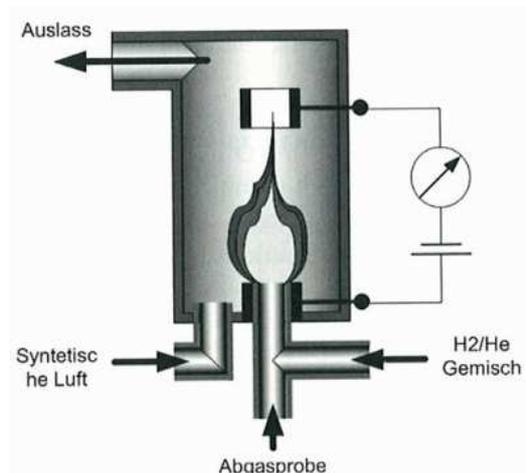


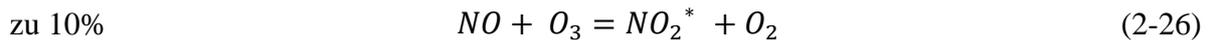
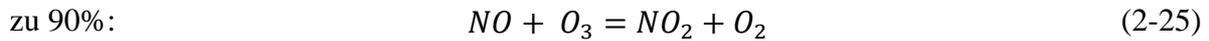
Abbildung 2-11: Messprinzip eines Flammenionisationsdetektors

[3]

Die Flamme brennt zwischen einer Kathode und einer Anode. Sind im Abgas Kohlenwasserstoffmoleküle vorhanden, werden diese gekrackt und ionisiert, dadurch fließt ein Strom zwischen Anode und Kathode. Man spricht vom Gesamtkohlenwasserstoff, weil keine Selektierung zwischen den unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen stattfindet. Die Größe des gemessenen Stromes ist ein Maß für die Anzahl an Kohlenwasserstoffen im Abgas.

Stickstoffoxid-Messung mittels eines Chemolumineszenzdetektors (CLD):

Das CLD-Messverfahren ist das gesetzlich zulässige Messverfahren für die NO-Emissionsmessung bei der Fahrzeughomologation. Unter Chemolumineszenz versteht man die Entstehung von elektromagnetischer Strahlung (sichtbarem Licht) durch chemische Reaktionen. Bei diesem Messverfahren wird Ozon (O_3) mit dem Probengas vermischt, wobei das Stickoxid des Probengases mit dem Ozon reagiert. Dabei entstehen zu ca. 10% NO_2 -Moleküle in einem energetisch angeregten Zustand NO_2^* .



Diese energetisch angeregten NO_2 Moleküle kehren wieder in den Basiszustand zurück und geben dabei die Energie in Form von elektromagnetischer Strahlung ab. Diese Strahlung wird vom Detektor gemessen und ist ein Maß für die Menge an Stickoxiden im Abgas. Das CLD-Messprinzip ist in Abbildung 2-12 dargestellt.

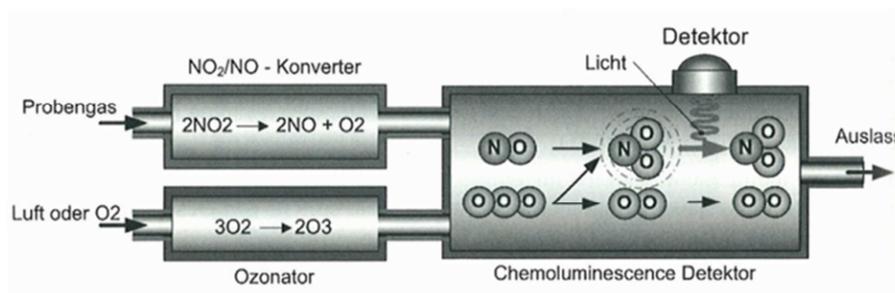


Abbildung 2-12: Schema eines Chemolumineszenzdetektors

[3]

Im Chemolumineszenz Detektor können jedoch nur NO-Moleküle gemessen werden, daher müssen die NO_2 -Moleküle zuvor im Konverter zu NO-Molekülen umgewandelt werden. Im Konverter geschieht dies durch eine katalytische Reaktion.

2.3.3 Minderung der Schadstoffe [5] [3]

Die Technologien zur Minderung der Schadstoffe lassen sich grundsätzlich in innermotorische Maßnahmen und in Maßnahmen der Abgasnachbehandlungen unterteilen. Zu den Maßnahmen der innermotorischen Schadstoffminderung zählen unter anderem eine Optimierung der Gemischbildung, ein verändertes Verdichtungsverhältnis und ein Abgasrückführungssystem. Eine Veränderung der Zündzeitpunkte hat ebenfalls Einfluss auf die Schadstoffbildung. Zu den Maßnahmen der Abgasnachbehandlung zählen Katalysatoren, Filtertechnologien und Sekundärluftsysteme. Durch eine Abgasnachbehandlung ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad beim Design eines Motors, da man gewisse Emissionen innermotorisch zulassen kann, die dann gezielt durch eine Abgasnachbehandlung reduziert werden.

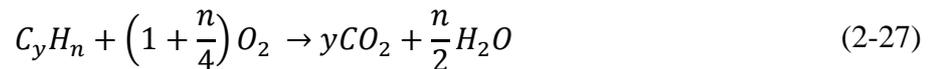
Technologien, sowohl innermotorische als auch Abgasnachbehandlungssysteme, die bei diesem Projekt Anwendung fanden, werden auf den folgenden Seiten näher erläutert. Es werden die dabei geltenden Mechanismen der Schadstoffreduktion kurz beschrieben. In der weiteren Arbeit wird darauf Bezug genommen, um Korrelationen zwischen Theorie und Messung darzustellen, beziehungsweise um eventuelle Abweichungen von der Theorie besser diskutieren zu können.

Verdichtungsverhältnis: Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses führt zu einem besseren thermischen Wirkungsgrad des Motors und somit zu einer Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Damit verbunden ist aber auch eine Erhöhung der Verbrennungsspitzen temperatur, was zu höheren NO_x -Emissionen führt. Durch ein höheres Druckniveau steigen auch die HC-Emissionen an. Bei den CO-Emissionen ist tendenziell ein leichter Rückgang zu beobachten. Das Verdichtungsverhältnis ist durch die Klopfestigkeit des Kraftstoffes auf ϵ rund 12 beschränkt. Ein Maß für die Klopfestigkeit des Kraftstoffes stellt dabei die Oktanzahl ROZ (Research-Oktanzahl) dar. Sie beschreibt das Mischungsverhältnis eines Gemisches aus Isooktan C_8H_{18} (ROZ = 100) und n-Heptan C_7H_{16} (ROZ = 0), welches dieselbe Klopfestigkeit wie der zu untersuchende Kraftstoff aufweist. Eine Oktanzahl von ROZ = 95 (Super Benzin) bedeutet somit, dass der Kraftstoff dieselbe Klopfestigkeit wie ein Gemisch aus 95 vol.-% Isooktan und 5 vol.-% n-Heptan besitzt.

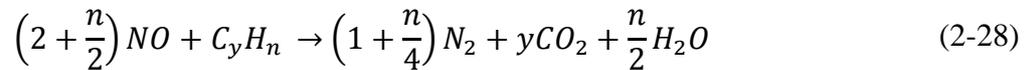
Zündung: Über die Art der Zündung, Ein- oder Mehrfachzündung, wird die Ausbildung der Flammenfront beeinflusst. Mit der Ausbildung der Flammenfront ist die Bildung der Stickoxide verbunden. Ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor ist der Zündzeitpunkt in Bezug auf den oberen Totpunkt. Hier ist bekannt, dass ein später Zündzeitpunkt die NO_x -Bildung negativ beeinflusst, und somit geringere NO_x -Emissionen zu erwarten sind. Beachtet werden muss wiederum der Zylinderspitzen druck, um die Klopfestigkeit des Kraftstoffes nicht zu überschreiten. Außerdem ist es notwendig einen stabilen Funken zu gewährleisten, da dieser die Entflammung des Gemisches sicher stellt und somit zu niedrigen HC-Emissionen führt. Für eine sichere Entzündung des Gemisches muss eine ausreichende Hochspannung gewährleistet werden. Diese Anforderung steigt durch Magerbetrieb und hohe AGR-Raten zunehmend an.

Abgaskatalysator: Ein Katalysator ist ein Stoff, der die Aktivierungsenergie einer Reaktion herabsetzt und somit diese beschleunigt, welcher aber durch die Reaktionen nicht verbraucht wird. Im Falle des Abgaskatalysators wird die Oxidation von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxiden, sowie die Reduktion von Stickoxiden zu Stickstoff beschleunigt. Dadurch können die Abgaskonzentrationen eines Verbrennungsmotors drastisch gesenkt werden. Die Basisfunktionen lassen sich durch folgende zwei Reaktionsgleichungen beschreiben:

Oxidation von CO und HC zu CO₂ und H₂O:



Reduktion von NO zu N₂:



Der grundsätzliche Aufbau eines Katalysators besteht aus einem Grundkörper mit einer Wabenstruktur (Monolit). Durch parallel geführte Kanäle wird eine möglichst große Oberfläche erzeugt. Diese Wabenstruktur besteht üblicherweise aus Keramik oder Metall. Auf die Wabenstruktur wird eine dünne Beschichtung, der sogenannte Washcoat, aufdispergiert. Diese Beschichtung vergrößert durch ihre Struktur die Oberfläche des Monoliten um ein Vielfaches und dient als Trägermaterial für Edelmetalle wie Platin, Rhodium und Palladium, die die Schadstoffe katalytisch konvertieren sollen. Entscheidend für die Wirksamkeit eines Katalysators sind die Größe der Oberfläche und ihre chemische Zusammensetzung. Der genaue katalytische Reaktionsablauf ist sehr komplex und noch nicht vollständig erforscht. Bekannt ist jedoch, dass die Reaktionen bereits bei deutlich geringeren Temperaturen ablaufen, als dies ohne Vorhandensein eines Katalysators geschehen würde. Somit können bei den motorüblichen Temperaturen Schadstoffe effizient reduziert werden. Dabei spielen die Parameter Temperatur und Gaszusammensetzung eine wichtige Rolle. [6]

Abbildung 2-13 zeigt den Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf die Konvertierungsrate des Katalysators. Ist das Gemisch zu fett ($\lambda < 1$) eingestellt, können auf Grund des Sauerstoffmangels die Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxide nicht abgebaut werden. Ist das Gemisch zu mager ($\lambda > 1$), werden die Stickoxide nicht ausreichend reduziert. Daher steht nur ein enges Band um das stöchiometrische Mischungsverhältnis zur Verfügung, in dem sowohl die Oxidation von CO und HC als auch die Reduktion von NO_x gut funktioniert.

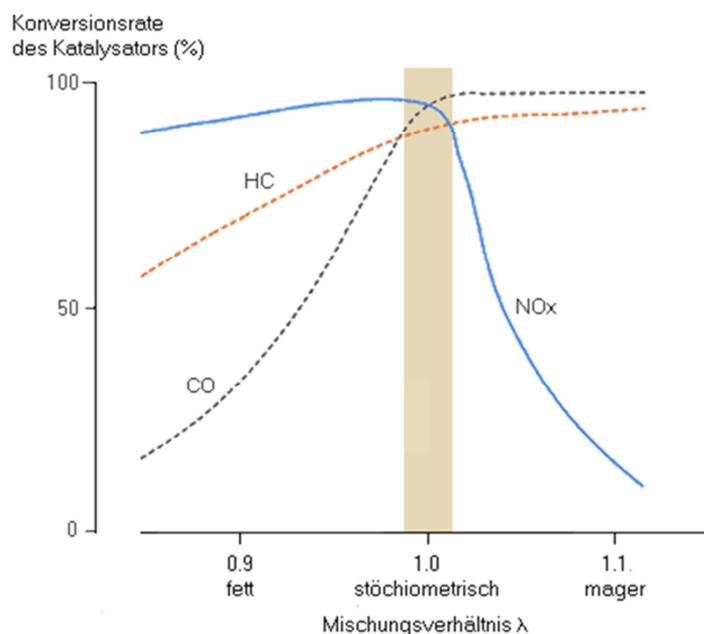


Abbildung 2-13: Konversionsraten des Katalysators in Abhängigkeit vom λ -Verhältnis [16]

Neben dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis stellt, wie bereits erwähnt, die Temperatur einen entscheidenden Parameter für die Effizienz des Katalysators dar. Jeder Katalysator besitzt bei einer gewissen Temperatur, der sogenannten „Light-off“-Temperatur, einen starken Anstieg der Konvertierungsraten. Diese Temperatur ist abhängig vom verwendeten Abgaskatalysator und der zu konvertierenden Schadstoffkomponente. Bei Temperaturen unter der „Light-off“-Temperatur findet keine, oder nur eine sehr geringe Konvertierung statt. Bei Temperaturen über der „Light-off“-Temperatur können Schadstoffe effektiv konvertiert werden. Daher ist es notwendig, den Katalysator im Betrieb immer über dieser Temperatur zu betreiben, beziehungsweise den Katalysator möglichst schnell nach einem Kaltstart auf Betriebstemperatur zu bringen. Hierfür stehen verschiedene Kaltstartstrategien, wie ein elektrischer Heizkatalysator oder eine späte Zündung zur Verfügung.

Sekundärluft: Bei einem Sekundärluftsystem wird direkt nach dem Auslassventil zusätzlich Sauerstoff in Form von Frischluft in den Abgastrakt eingebracht. Dies kann durch eine Sekundärluftpumpe, wie sie im Automobilbau verwendet wird, geschehen, oder man nutzt die Dynamik des Abgases, wodurch über Unterdruck Frischluft aus dem Sekundärluftkanal angesaugt wird. Ein Membranventil verhindert, dass Abgase über das Sekundärluftsystem in den Luftfilterkasten gelangen.

Sekundärluftsysteme haben folgende Wirkungen: Sie reduzieren während der Kaltstartphase die Abgasemissionen durch exotherme Oxidationsreaktionen im Auslassrohr und bringen durch die freiwerdende Energie das Abgas und somit den Katalysator etwas schneller auf Betriebstemperatur. Es werden in Betriebsbereichen von $\lambda < 1$, Teile der HC- und CO-Emissionen bereits vor dem Katalysator konvertiert. Zusätzlich wird so dem Katalysator Sauerstoff für die Oxidationsreaktionen zur Verfügung gestellt, was die Konvertierungsrate des Katalysators für HC- und CO-Emissionen zusätzlich positiv beeinflusst.

Besonders in der Kaltstartphase erweist sich die Sekundärluft als sehr nützliches System. Es wird in dieser Betriebsphase der Motor fetter ($\lambda < 1$) betrieben, um die Kraftstoffanlagerung an kalten Motorbauteilen auszugleichen und einen ruhigeren Motorlauf zu gewährleisten. Auf Grund des Sauerstoffmangels wird aber ein Teil des Kraftstoffes nicht vollständig verbrannt und verlässt den Brennraum in Form von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und giftigen Kohlenmonoxiden. Wie bereits im Zuge des Katalysators beschrieben wurde, benötigt der Katalysator eine gewisse Temperatur, um diese Bestandteile zu konvertieren, welche aber zu Beginn der Kaltstartphase noch nicht vorhanden ist. Somit gelangen die Emissionen ungehindert in die Umwelt. Die Emissionen im Kaltstart können bei üblichen Zweiradfahrzeugen bis zu 80% der Gesamtemissionen ausmachen. Die Sekundärluft versucht diese unglückliche Kombination der Kaltstartphase, welche aus höheren Rohemissionen bei gleichzeitigem schlechterem Konvertierungsverhalten des Katalysators besteht, zu beeinflussen. Durch Zufuhr von Sauerstoff in das heiße Abgas kommt es zu einer exothermen Reaktion, wodurch HC- und CO-Emissionen im Abgasrohr nachoxidieren können. Gleichzeitig wird durch die exotherme Reaktion das Abgas zusätzlich erhitzt und somit die „Light-off“-Temperatur des Katalysators etwas früher erreicht. Dadurch können die Emissionen in der Kaltstartphase deutlich reduziert werden. Der Katalysator erreicht dadurch früher seine Betriebstemperatur.

Probleme ergeben sich durch die unregelmäßige Zufuhr an Frischluft. In der Regel entsteht durch die Zufuhr von Sekundärluft ein Luftüberschuss im Abgassystem. Dies begünstigt die Konvertierung von HC und CO im Katalysator, verhindert aber die Konvertierung von NO_x -Molekülen. Es ergeben sich somit höhere NO_x -Emissionen, die durch andere Systeme wie zum Beispiel einer Abgasrückführung gesenkt werden muss.

Abgasrückführung: Bei der Abgasrückführung (AGR) wird Abgas über ein Abgasrückführventil dem Motor erneut zugeführt. Dieses Abgas ersetzt einen Teil der Frischladung und verändert somit die Verbrennung sowohl durch chemische und thermische Effekte, als auch durch Verdünnungseffekte. Genutzt wird die AGR für die effektive innermotorische Reduktion von Stickoxiden, wobei ein AGR System auch einige negative Einflüsse mit sich bringt.

Durch den Inertgasanteil der Abgase wird die Verbrennung verlangsamt, was zu einer Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage auf später und einem geringeren Zylinderdruck führt. Damit verbunden ist ein schlechterer Wirkungsgrad, welcher sich in der Zunahme des Kraftstoffverbrauches widerspiegelt. Der Motor verliert an Leistung und Drehmoment. Mit Zunahme der AGR-Rate bei konstantem Zündwinkel ist zusätzlich eine Verschlechterung der Emissionen zu verzeichnen. Die HC- und CO-Emissionen nehmen zu. Lediglich die Bildung von thermischem NO_x geht durch Reduktion der Brennraumtemperaturen deutlich zurück. Die Temperaturen können durch die höheren spezifischen Wärmekapazitäten des im Abgas enthaltenen Kohlendioxids und Wassers im Vergleich zur Luft verringert werden. Bei äußerer Abgasrückführung wird dieser Effekt durch Kühlen des erneut zugeführten Abgases verstärkt. Innere Abgasrückführung wird durch eine spezielle Steuerung der Ventile ermöglicht. [14] [17]

Wird der Zündzeitpunkt und somit die Lage des Verbrennungsschwerpunktes in Abhängigkeit von der Abgasrückführungsrate geregelt, kann der Mehrverbrauch an Kraftstoff reduziert werden. Durch Entdrosselung des Motors mit Hilfe der AGR kann der Kraftstoffverbrauch zusätzlich gesenkt werden. Die zugeführte Menge an Inertgas in den Brennraum kann die Menge an Frischgasladung steuern. Die AGR übernimmt somit die Funktion der Drosselklappe, wodurch die Drosselverluste reduziert werden können. Mit der Abgasrückführungsrate wird der Betriebspunkt verschoben, was in Summe zu einer leichten Reduktion des Kraftstoffverbrauches führt. Grenzen für die Höhe der Abgasrückführungsrate ergeben sich durch ein schlechteres Leerlaufverhalten und durch Verbrennungsaussetzer bei Abgasrückführungsrate größer als 15% der Frischladung. [14]

Bei einem AGR-System muss man zwischen der lastunabhängigen und der lastabhängigen AGR unterscheiden. Bei der lastunabhängigen AGR wird konstant, also unabhängig vom Betriebspunkt, ein gewisser Anteil des Abgases der Frischladung zugeführt. Hingegen wird bei der lastabhängigen AGR die Menge des zugeführten Abgases in Abhängigkeit von der Last, bei Vergasermotoren in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung, gesteuert. Durch Schließen des AGR-Ventils im Leerlauf und Vollastbetrieb kann der Leistungsverlust in der Vollast und das schlechte Leerlaufverhalten im Leerlaufbetrieb vermieden werden.

2.4 Gemischbildung

Die Verbrennung setzt voraus, dass genügend Sauerstoffmoleküle vorhanden sind und diese für die Kraftstoffmoleküle gut zugänglich sind, um die Oxidation der Kraftstoffmoleküle zu ermöglichen. Daher ist es wichtig den Kraftstoff aufzubereiten, also den Kraftstoff in eine gasförmige Phase überzuführen und mit der Luft ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen. Erfolgt die Kraftstoffaufbereitung im Zylinder, spricht man von einer inneren Gemischbildung. Wird im Saugsystem ein Gemisch aus Luft und Kraftstoffdampf erzeugt, wird dies als äußere Gemischbildung bezeichnet. [5] [14]

Äußere Gemischbildung:

Die äußere Gemischbildung wird für konventionelle Ottomotoren verwendet. Luft und Kraftstoff werden homogen gemischt, bevor das Gemisch im Zylinder durch Fremdzündung verbrannt wird. Für die Gemischbildung steht im Ansaugsystem genügend Zeit zur Verfügung, wodurch ein homogenes Gemisch entsteht. Die Gemischaufbereitung bei der äußeren Gemischbildung erfolgte zunächst durch Vergaser und wurde später von Zentraleinspritzsystemen abgelöst. Heutzutage findet man Vergaser noch in wenigen Sonderanwendungen bei PKW-Motoren. Diese sind aber nicht mehr Stand der Technik. Im Zweiradbereich werden sie hingegen in größeren Stückzahlen angewendet. Hauptgrund für die Verdrängung des Vergasers aus dem Automobilsegment waren die stetig steigenden Ansprüche in der Abgasgesetzgebung. Um moderne Abgasgesetze erfüllen zu können, wurde eine genau Regelung der Gemischzusammensetzung auf $\lambda = 1$ unumgänglich. Diesen Anforderungen konnte der Vergaser nicht mehr Rechnung tragen. [5] [14]

Die Aufgabe von Vergasern ist es, der angesaugten Luft die richtige Menge an Kraftstoff beizumischen, um das gewünschte Luft-Kraftstoff-Verhältnis zu erhalten. Die Gefahr bei äußerer Gemischbildung, und somit auch beim Vergaser ist, dass der dampfförmige Kraftstoff an den kalten Saugrohrwänden kondensiert. Dies führt zu unrundem Motorlauf und kann zu magerem Gemisch und Zündaussetzern in der Kaltstartphase führen. Daher wird der Motor in der Kaltstartphase meist etwas fetter betrieben. Die Lastregelung erfolgt beim Vergaser durch Querschnittsverringerungen, also durch Drosselung des Luftkanales, was entsprechende Verluste im Teillastbetrieb verursacht. Bei dieser Art der Lastregelung spricht man von einer **Quantitätsregelung**, da die Menge des Gemisches und nicht ihre Zusammensetzung geregelt wird. [5] [14]

Nachstehend wird eine Sonderbauform des Vergasers, der Gleichdruckvergaser, näher beschrieben, da er im untersuchten Motorrad serienmäßig verbaut ist und bei dieser Masterarbeit Untersuchungen und Versuche an der Vergasereinstellung vorgenommen wurden.

Innere Gemischbildung:

Der Vollständigkeit halber wird kurz die innere Gemischbildung erläutert. Hier wird reine Frischluft durch den Kolben angesaugt und verdichtet. Zum geeigneten Zeitpunkt wird der Kraftstoff direkt in den Zylinder eingespritzt. Dies kann je nach Art des Brennverfahrens während des Saugtakts oder während des Kompressionstakts geschehen. Die Zündung kann durch Fremd- oder Selbstzündung erfolgen, wobei die späte direkte Kraftstoffeinspritzung mit Selbstzündung das konventionelle Diesel-Arbeitsverfahren darstellt. [5] [14]

Beim Dieselmotor ergeben sich die Hauptvorteile der inneren Gemischbildung, aus einer Kraftstoffersparnis durch die qualitative Lastregelung (**Qualitätsregelung**), wodurch sich durch Wegfallen der Drosselverluste und durch ein höheres Luft-Kraftstoff-Verhältnis der Wirkungsgrad des Motors steigern lässt. Der grundsätzliche Unterschied zum Ottomotor liegt in der Verwendung einer externen Zündquelle. [14]

2.4.1 Gleichdruckvergaser [5] [18]

Beim Gleichdruckvergaser wird die Gasschieberstellung nicht direkt vom Fahrer beeinflusst. Stattdessen wird über den Gasgriff die Drosselklappenstellung gesteuert, welche auf der Motorseite des Vergasers sitzt und den Unterdruck im Vergaser beeinflusst. Der veränderliche Luftquerschnitt für die Lastregelung wird durch einen von oben eintauchenden Kolben bewirkt. Eine Feder drückt den Kolben nach unten und schließt so den Ansaugkanal. Oberhalb des Kolbens befindet sich eine Membrane, die in zwei Kammern unterteilt ist. In der unteren Kammer herrscht durch eine Belüftungsbohrung Umgebungsdruck. Die obere Kammer ist durch eine Bohrung im Kolben mit dem Saugrohr verbunden. Die Drosselklappe hat nun die Aufgabe, den Unterdruck im Saugrohr zu steuern. Dieser Unterdruck gelangt durch die Bohrung in die obere Kammer (Unterdruckkammer) des Vergasers. Da nun an der Oberseite der Membran ein geringerer Druck als an der Unterseite anliegt, wird der Kolben entgegen der Federkraft nach oben bewegt und gibt einen Teilquerschnitt des Ansaugluftkanals frei. Die Feder sorgt dafür, dass eine linear ansteigende Druckdifferenz notwendig ist, um den Kolben anzuheben. Die Position des Kolbens wird somit ausschließlich vom Unterdruck im Saugrohr und damit von Last und Drehzahl bestimmt.

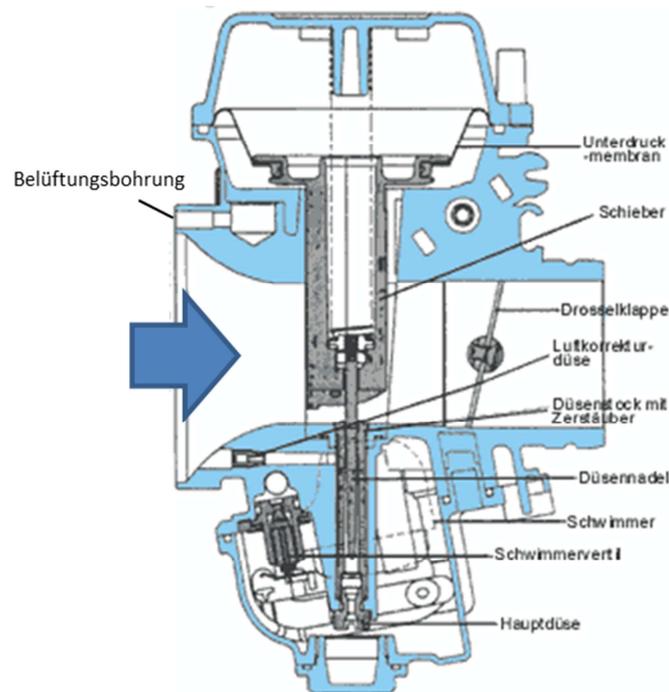


Abbildung 2-14: Prinzip eines Gleichdruckvergasers

[19]

Die Kraftstoffseite wird durch eine Düsennadel, die an der Unterseite des Kolbens angebracht ist, gesteuert. Die Düsennadel taucht in eine Nadeldüse ein und dosiert so je nach Position des Kolbens den Kraftstoff. Über eine Hauptdüse wird der maximale Kraftstoffdurchfluss durch die Nadeldüse begrenzt. Der Kraftstoff wird in einer Schwimmerkammer zur Verfügung gestellt, in der das Kraftstoffniveau durch den Schwimmer konstant gehalten wird.

Der große Vorteil des Gleichdruckvergasers gegenüber Schiebevergäsern liegt im gleichmäßigeren Ansprechverhalten besonders bei plötzlicher Vollbeschleunigung aus dem unteren Drehzahlbereich. Bei Schiebevergäsern kann es dabei zu einem Ausmagern des Gemisches kommen, da der Unterdruck im Saugrohr kurzzeitig zusammenbricht und somit kein Kraftstoff angesaugt werden kann. Es dauert eine kurze Zeit, bis sich die Spritversorgung wieder stabilisiert hat. Dies kann beim Gleichdruckvergaser nicht passieren. Hier muss zuerst der Unterdruck in der Unterdruckkammer aufgebaut werden, bevor sich der Kolben

gleichmäßig nach oben bewegt. Dadurch bleibt auch für den Kraftstoffpfad genug Zeit, um sich dem geänderten Betriebszustand anzupassen.

Im preisgünstigen Motorradsektor kommt heutzutage nach wie vor oftmals ein Vergaser zum Einsatz, welcher für das sehr komplexe Zusammenspiel von Luft- und Kraftstoffpfad verantwortlich ist. Für die richtige Funktionsweise ist die Abstimmung des Vergasers von entscheidender Bedeutung. Für diese Abstimmung stehen eine Reihe von Stellmöglichkeiten für die Dosierung der richtigen Menge an Kraftstoff zur Verfügung, die teilweise in unterschiedlichen Lastbereichen wirksam sind. Abbildung 2-15 zeigt den Einfluss der verschiedenen Einstellgrößen auf die Gemischbildung in Abhängigkeit von der Last.

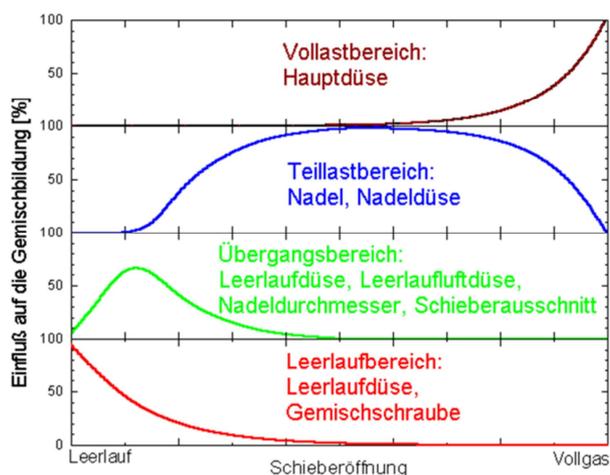


Abbildung 2-15: Stellgrößen der Gemischbildung in einem Vergaser

[20]

Zu erkennen ist, dass die Hauptdüse vor allem im Vollastbereich die Gemischbildung durch die maximale Durchflussmenge stark beeinflusst. Im Teillastbereich kann durch unterschiedliche Düsenadeln und Nadeldüsen die Gemischbildung verändert werden. Für den Leerlaufbereich steht die Leerlaufdüse zur Verfügung. So kann durch geeignetes Vergaserabstimmungsmaterial, je nach gewünschtem Effekt, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis in den unterschiedlichen Lastbereichen beeinflusst werden. Auch wenn die Stellmöglichkeiten sich in gewissen Lastbereichen verstärkt auswirken, ist eine Beeinflussung anderer Lastbereiche vorhanden, die eine Abstimmung des Vergasers sehr komplex macht, und immer zu Kompromisslösungen führt.

Im Prüfstandsbetrieb mit konstanten Umweltbedingungen, gelingt die Vergaserabstimmung auf $\lambda \approx 1$ relativ gut, was eine gute Grundlage für die Abgasnachbehandlung schafft. Im realen Betrieb, in dem weitere Einflüsse wie Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit und veränderter Luftdruck durch die geografische Höhe, die Funktion des Vergasers zusätzlich beeinflussen, ist eine genaue Einstellung der Gemischzusammensetzung nicht mehr gewährleistet. Ein Fahrzeug muss sowohl in Gebieten mit sehr niedrigen Temperaturen (weit unter dem Gefrierpunkt), als auch in Wüstengegenden mit sehr hohen Temperaturen problemlos betrieben werden können. Ebenso darf eine Passüberfahrt keinen Einfluss auf das Verbrennungsluftverhältnis, sowie den Schadstoffausstoß nehmen, wodurch Vergaser in vielen Anwendungsfällen den komplexen Anforderungen nicht mehr gerecht werden. Sie wurden durch Regelsysteme abgelöst, die das Luft-Kraftstoff-Verhältnis auch unter veränderlichen Bedingungen ständig auf $\lambda = 1$ stellen können.

2.5 Emissionstestzyklus und Abgasgesetzgebung

Um ein Fahrzeug in Europa zulassen zu können, müssen eine Vielzahl von gesetzlichen Bestimmungen eingehalten werden, die unter anderem auch die Grenzwerte für die Schadstoffemissionen beinhalten. Ein Vergleich dieser Grenzwerte ist aber nur zulässig, wenn die Emissionen nach einem einheitlichen Testzyklus unter identen Randbedingungen ermittelt werden. Daher wurde es notwendig, einen weltweit gültigen Testzyklus zu definieren. Derzeit sind in Europa zwei verschiedene Testzyklen für die gesetzlich vorgeschriebene Fahrzeughomologation in Verwendung. Dies sind der UN-ECE-Testzyklus und der WMTC-Testzyklus, wobei zwischen beiden Testzyklen für gewisse Hubraumklassen gewählt werden kann. Das in dieser Arbeit betrachtete Fahrzeug, fällt in die Hubraumklasse von 50 cm³ bis 150 cm³ und kann entweder im WMTC-Zyklus oder im UN-ECE Reg 40 homologiert werden, wobei der WMTC-Zyklus ein wesentlich dynamischeres Geschwindigkeitsprofil aufweist. Außerdem wird erwartet, dass sich der WMTC-Zyklus weltweit durchsetzt und als Standardtest für Zertifizierungen Anwendung findet. [21] [22]

Da hier ausschließlich der WMTC-Zyklus für die Fahrzeughomologation verwendet wurde, wird dieser in den folgenden Unterkapiteln näher betrachtet und die dafür in Europa gültigen gesetzlichen Bestimmungen und Grenzwerte angegeben.

2.5.1 WMTC-Testzyklus [22] [23]

Wie eingangs schon erwähnt, wurde bereits 1992 für vierrädrige Kraftfahrzeuge eine einheitliche Abgasgesetzgebung verabschiedet, welche die Menge des Schadstoffausstoßes von Personenkraftfahrzeugen und Lastkraftwagen in allen europäischen Mitgliedsstaaten reguliert. Für zweirädrige Kraftfahrzeuge wurde jedoch erst Ende der 90iger-Jahre an einem einheitlichen Prüfzyklus und einer einheitlichen Abgasgesetzgebung gearbeitet.

Das Ziel war die Entwicklung eines weltweit gültigen Abgasteststandards, welcher folgende Punkte beinhalten sollte:

- Ein einheitlicher Testzyklus
- Eine Richtlinie für die Schaltpunkte während des Zyklus
- Bestimmungen zur Beschaffenheit des Prüflings und der Messtechnik, sowie Messmethoden und Vorschriften für die Auswertung der Messergebnisse

Dieser Abgas-Test-Standard wird als *Worldwide Harmonised Motorcycle Emissions Certification Procedure* kurz *WMTC-Zyklus* bezeichnet. Für die Ermittlung dieses Standards wurde das Verhalten der Motorradlenker weltweit aufgezeichnet und analysiert, wobei der daraus erstellte Testzyklus alle, im wirklichen Betrieb relevanten, Betriebszustände beinhalten musste. Aus der statistischen Auswertung des Verhaltens der Fahrzeuglenker wurde eine Klassifikationsmatrix erzeugt, welche drei verschiedene Regionen (Europa, Japan, USA), drei verschiedene Fahrzeugklassen (Klein-, Mittel-, Großmotorräder) und drei verschiedene Straßenkategorien (Stadt, Land, Autobahn) beinhaltete. Diese Unterscheidungen mussten getroffen werden, da die ermittelten Daten nicht kohärent waren. Dies ist darauf zurückzuführen, dass einerseits der Fahrzeugmix von Klein-, Mittel- und Großmotorrädern, andererseits die Verwendung dieser Fahrzeuge von Region zu Region unterschiedlich ist. Zum Beispiel werden große Motorräder in Europa hauptsächlich in der Freizeit, auf Landstraßen, für längere Touren verwendet. Hingegen werden Kleinmotorräder wie Roller in Europa hauptsächlich im Stadtverkehr betrieben. Diese Art der Anwendung unterscheidet sich stark vom amerikanischen Markt, wo generell der Anteil an Stadtfahrten größer und der Anteil an Überlandfahrten geringer ist. Ebenso sind Unterschiede zu den Anwendern in Japan festzustellen.

Die Analyse des Verhaltens der Fahrzeuglenker war für die Entwicklung des Testzyklus von entscheidender Bedeutung, weil je nach Fahrzustand (Drehzahl, Leistung), in dem das Fahrzeug betrieben wird, unterschiedliche Emissionsraten entstehen. Daher wird bei der Bewertung von Emissionen zwischen Stadt-, Überland- und Autobahnfahrten unterschieden:

$$E_{Gesamt} = E_{Stadt} + E_{Land} + E_{Autobahn} \quad (2-29)$$

Zusätzlich muss man zwischen Emissionen, die in der Warmlaufphase (Kaltstart) und in der Betriebsphase (heiße Phase) emittiert werden, unterscheiden:

$$E_{Gesamt} = E_{kalt} + E_{warm} \quad (2-30)$$

Grundsätzlich kann die Warmlaufphase in allen drei Lastbereichen erfolgen, wird aber statistisch gesehen fast ausschließlich in Stadtfahrten durchlaufen. Unter Berücksichtigung aller genannten Einflüsse, wurde der WMTC-Zyklus wie folgt entwickelt:

Aus den statistisch erhobenen Daten wurden drei verschiedene Geschwindigkeitsprofile abgeleitet, wobei jedes Geschwindigkeitsprofil 600 Sekunden lang ist. Diese Geschwindigkeitsprofile wurden anschließend einem Fahrbarkeitstest auf dem Rollenprüfstand unterzogen. Anfängliche Probleme mit der Reproduzierbarkeit von Messergebnissen, sowie blockierenden bzw. durchrutschenden Hinterrädern, wurden durch eine Feinabstimmung der Geschwindigkeitsprofile, mit festgelegten maximalen Beschleunigungs- und Verzögerungswerten gelöst. Anschließend wurden folgende drei Geschwindigkeitsprofile veröffentlicht:

Das erste Profil (Teil 1) repräsentiert die urbane Anwendung, welche aus acht Modulen besteht und jeweils durch eine Stillstandszeit bei Leerlaufdrehzahl unterbrochen wird. Siehe Abbildung 2-16:

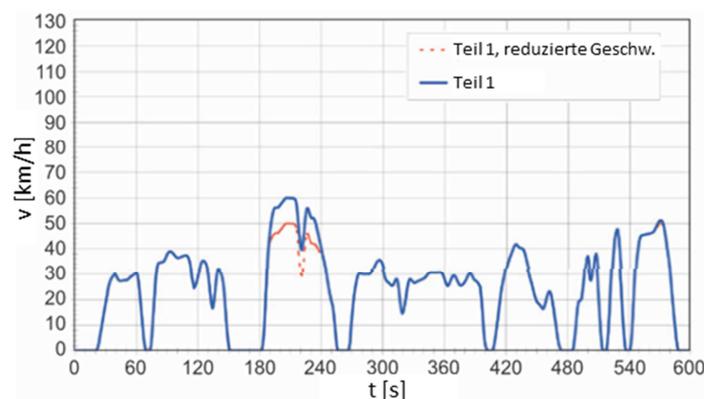


Abbildung 2-16: WMTC Fahrzyklus Teil 1

[24]

Das zweite Geschwindigkeitsprofil (Teil 2) simuliert eine Fahrt über ländliche Straßen mit einer Maximalgeschwindigkeit von 95 km/h. Siehe Abbildung 2-17:

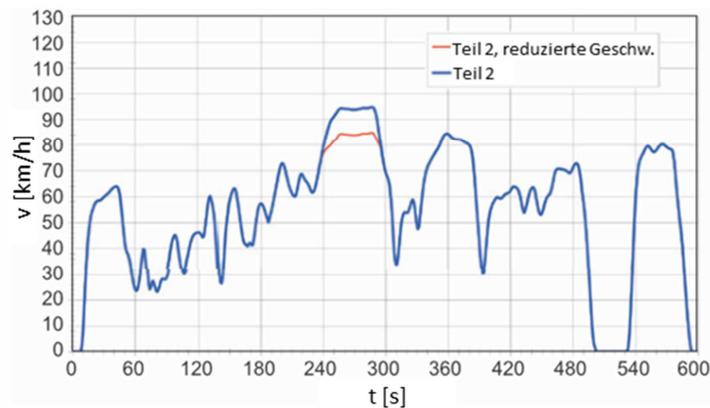


Abbildung 2-17: WMTc Fahrzyklus Teil 2

[24]

Das dritte Geschwindigkeitsprofil (Teil 3) stellt eine Überlandfahrt mit Autobahnabschnitten dar. Die Maximalgeschwindigkeit beträgt 125 km/h. Siehe Abbildung 2-18:

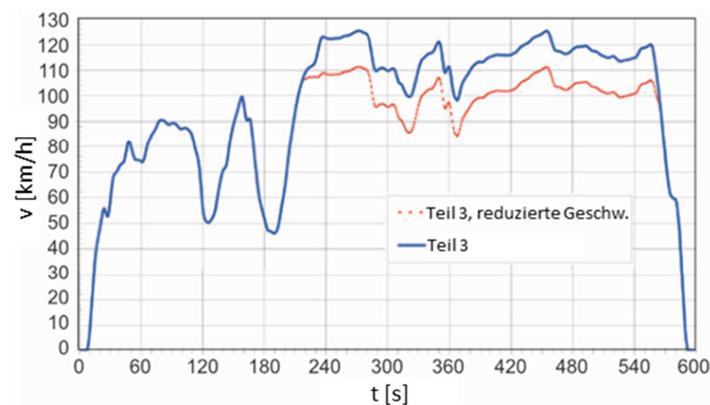


Abbildung 2-18: WMTc Fahrzyklus Teil 3

[24]

Um den Einfluss unterschiedlich starker Motorräder ebenfalls zu berücksichtigen, werden diese in drei Fahrzeugklassen unterteilt. Je nach dem, in welche Fahrzeugklasse ein Motorrad fällt, muss es entweder nur den ersten, die ersten beiden oder alle drei Abschnitte durchlaufen, wobei die Emissionen des ersten Abschnittes immer aus dem Kaltstart ermittelt werden müssen. Anhand dieser Einteilung in Fahrzeugklassen wird der Ablauf der Fahrzeughomologation genau festgelegt. Es wird auch festgelegt, wie die Emissionen der einzelnen Abschnitte im Gesamtergebnis gewichtet werden.

Die roten Linien in allen drei Geschwindigkeitsprofilen kennzeichnen die Zyklen mit reduzierter Geschwindigkeit für Fahrzeuge, welche zwar auf Grund der Fahrzeugkategorie dem jeweiligen Fahrzyklus zuzuordnen sind, aber durch zu geringer Motorleistungen die Höchstgeschwindigkeiten des Zyklus nicht erreichen.

Die nachstehende Tabelle zeigt die Spezifikationen der drei Fahrzeugklassen, wobei Klasse Zwei und Drei jeweils in zwei Unterklassen unterteilt sind. Die Spezifikationen für Hubraum und Maximalgeschwindigkeit müssen erfüllt sein, um in die jeweilige Klasse zu fallen. Angegeben sind auch die Abschnitte des Prüfzyklus, welche durchfahren werden müssen, sowie ihre Gewichtung in der Emissionsauswertung:

Fahrzeugklasse		Testzyklus [-]	Gewichtung [%]	Hubraum [cm ³]	Maximalgeschwindigkeit [km/h]
Klasse 1		Teil 1 red (kalt) / Teil 1 red	50 / 50	50 < V _h < 150	V _{max} < 50
				V _h < 150	50 < v _{max} < 100
Klasse 2	2-1	Teil 1 (kalt) / Teil 2 red	30 / 70	V _h < 150	100 < v _{max} < 115
	2-2			V _h > 150	v _{max} < 115
Klasse 3	3-1	Teil 1 (kalt) / Teil 2 / Teil 3 red	25 / 50 / 25	-	130 < v _{max} < 140
	3-2	Teil 1 (kalt) / Teil 2 / Teil 3	25 / 50 / 25	-	v _{max} > 140

Tabelle 1: Spezifikationen für die unterschiedlichen Fahrzeugklassen des WMTC-Testzyklus hinsichtlich Euro 3

[24] [23]
[25]

Für reproduzierbare Messergebnisse müssen zusätzlich Schaltpunkte im Zyklus definiert werden. Ähnlich wie bei der Ermittlung der Geschwindigkeitsprofile wurde auch hier eine statistische Auswertung weltweit erhobener Daten durchgeführt. Dadurch erkannte man, dass ein enger Zusammenhang zwischen einigen technischen Spezifikationen der Fahrzeuge und den Schaltpunkten besteht. Eine besonders hohe Korrelation ergab sich zwischen dem Leistungsgewicht und den Schaltpunkten. Mit zusätzlichen Randbedingungen, wie Leerlaufdrehzahl und Nenndrehzahl, sowie den Übersetzungsverhältnissen in Form des Motordrehzahl-Fahrgeschwindigkeits-Verhältnisses (n-v-ratio) für die einzelnen Gänge, konnte ein Berechnungsprogramm für die Schaltpunkte erstellt werden. Dieses Programm wird als Excel-Berechnungsblatt zur Verfügung gestellt und gibt als Ausgabewert die Fahrgeschwindigkeiten für das Hoch- und Runterschalten in den einzelnen Gängen an. In Abbildung 2-19 ist ein Diagramm der Schaltpunkte für ein Kleinmotorrad mit einem 6-Gang-Getriebe dargestellt, welches mit Hilfe des zur Verfügung gestellten Berechnungsprogramms erstellt wurde:

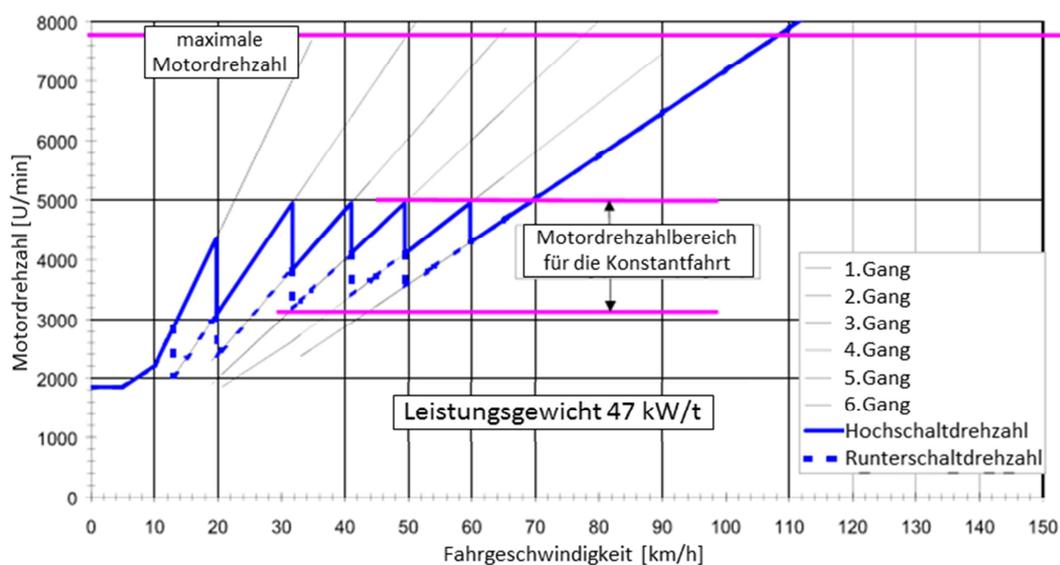


Abbildung 2-19: Beispiel eines Schaltpunktdiagramms für ein Kleinmotorrad

[22]

Der Drehzahlbereich wird durch die Leerlaufdrehzahl und die Nenndrehzahl begrenzt. Die Schaltpunkte für das Hochschalten sind durch die blaue Volllinie und die Schaltpunkte für das Runterschalten durch die blaue strichlierte Linie gekennzeichnet. Zusätzlich ist noch das Leistungsgewicht angegeben, welches für die Berechnung der Schaltpunkte von Bedeutung war.

Weitere Randbedingungen: Neben den oben genannten Vorschriften kommen noch weitere Bestimmungen hinzu, die hier im Allgemeinen nicht behandelt werden. Diese Bestimmungen regeln den Reifendruck, die Umgebungsbedingungen im Prüfraum, Fahrwiderstände in Form von Widerstandsparametern, Gewicht des Fahrers, etc.

2.5.2 Gesetzliche Bestimmungen für Emissionsgrenzwerte [21] [23]

Im Juni 1999 wurden für Motorräder über 50 cm³ die Euro 1 Grenzwerte durch die Richtlinie 97/24/EC eingeführt. Es wurde eine Unterscheidung zwischen 2-Takt und 4-Takt Fahrzeugen getroffen, es fand jedoch noch keine Einteilung in Fahrzeugklassen statt. Am 01.04.2003 wurden diese Grenzwerte durch die Euro 2 Grenzwerte laut Richtlinie 2002/51/EG ersetzt. Hier wurde eine Unterscheidung zwischen Fahrzeugen welche einen Hubraum kleiner oder größer 150 cm³ aufweisen, wobei in dieser Richtlinie auch schon Grenzwerte für Euro 3 mit Gültigkeit ab 01.04.2006 beschlossen wurden. Als Prüfzyklus wurde der UN-ECE Testzyklus vorgeschrieben. [26] [27]

Mit der Richtlinie 2006/72/EG wurde das erste Mal der WMTC Testzyklus als gesetzlich vorgeschriebener Testzyklus genannt. Mit 18.08.2006 wurden die darin festgelegten Euro 3 Grenzwerte eingeführt und sind nach wie vor von Gültigkeit. [28]

Nachstehende Tabelle zeigt die Entwicklung der gesetzlichen Grenzwerte für CO-, HC- und NO_x-Emissionen:

Fahrzeugtyp/ Fahrzeugklasse	Richtlinie		Gültig ab [-]	Testzyklus [-]	CO [g/km]	HC [g/km]	NO _x [g/km]
2-Takt	Euro 1	97/24/EG	17.06.1999	UN-ECE Reg 40	8,00	4,00	0,10
4-Takt	Euro 1	97/24/EG	17.06.1999	UN-ECE Reg 40	13,00	3,00	0,30
< 150 cm ³	Euro 2	2002/51/EG	01.04.2003	UN-ECE Reg 40	5,50	1,20	0,30
≥ 150 cm ³	Euro 2	2002/51/EG	01.04.2003	UN-ECE Reg 40	5,50	1,00	0,30
< 150 cm ³	Euro 2	2002/51/EG	01.04.2006	UN-ECE Reg 40 kalt	2,00	0,80	0,15
≥ 150 cm ³	Euro 2	2002/51/EG	01.04.2006	UN-ECE Reg 40 kalt + EUDC	2,00	0,30	0,15
Klasse 1-1	Euro 3	2006/72/EG	18.08.2006	WMTC	2,62	0,75	0,17
Klasse 2-1	Euro 3	2006/72/EG	18.08.2006	WMTC	2,62	0,75	0,17
Klasse 2-2	Euro 3	2006/72/EG	18.08.2006	WMTC	2,62	0,75	0,17
Klasse 3-1	Euro 3	2006/72/EG	18.08.2006	WMTC	2,62	0,33	0,22
Klasse 3-2	Euro 3	2006/72/EG	18.08.2006	WMTC	2,62	0,33	0,22
< 130 km/h	Euro 3	2010/0271	01.01.2014	WMTC, Phase 2	1,97	0,56	0,13
≥ 130 km/h	Euro 3	2010/0271	01.01.2014	WMTC, Phase 2	1,97	0,25	0,17

Tabelle 2: Gesetzliche Emissionsgrenzwerte für Motorräder, V_h > 50 cm³

[26] [27] [28]
[21] [29]

Ausblick: [30]

In der 2013 publizierten Regulation EU No 168/2013 wird ein Ausblick auf zukünftige Abgasgrenzwerte gegeben, welche voraussichtlich mit 1.Januar 2016 für neu auf den Markt gebrachte Fahrzeuge gelten. Für bereits am Markt erhältliche Fahrzeuge wird eine um ein Jahr längere Frist gewährt. Die Fahrzeughomologation muss dann mit dem WMTC-Phase2-Zyklus durchgeführt werden, welcher sich vom WMTC-Phase1-Zyklus durch leicht modifizierte Geschwindigkeitsprofile und geänderte Gewichtungen in der Emissionsauswertung unterscheidet.

Nachstehende Tabelle gibt die Emissionsgrenzwerte für Euro 4 und Euro 5 an:

Fahrzeugtyp/ Fahrzeugklasse	Richtlinie		Gültig ab	Testzyklus	CO	THC	NO _x	PM
		[-]	[-]	[-]	[g/km]	[g/km]	[g/km]	[g/km]
Klasse 1-1	Euro 4	No 168/2013	01.01.2016	WMTC, Phase 2	1,14	0,38	0,07	-
Klasse 2-1	Euro 4	No 168/2013	01.01.2016	WMTC, Phase 2	1,14	0,38	0,07	-
Klasse 2-2	Euro 4	No 168/2013	01.01.2016	WMTC, Phase 2	1,14	0,38	0,07	-
Klasse 3-1	Euro 4	No 168/2013	01.01.2016	WMTC, Phase 2	1,14	0,17	0,09	-
Klasse 3-2	Euro 4	No 168/2013	01.01.2016	WMTC, Phase 2	1,14	0,17	0,09	-
alle Klassen	Euro 5	No 168/2013	01.01.2020	WMTC, überarbeitet	1,00	0,10	0,06	0.0045

Tabelle 3: Ausblick auf die Euro 4 und Euro 5 Emissionsgrenzwerte

[30]

Die Ziele dieser Europäischen Abgasbestimmungen sind in Zukunft Grenzwerte zu schaffen, die unabhängig von der Bauart für alle Fahrzeuge gleichermaßen gelten. Daher werden die Emissionsgrenzwerte für Motorräder immer mehr den gesetzlichen Grenzwerten für PKW angepasst.

Einen Überblick über die Verschärfung der Grenzwerte von Euro 3 auf Euro 4, für die in dieser Arbeit untersuchte Fahrzeugklasse (Klasse 1), zeigt nachstehende Abbildung. Zu erkennen ist, dass für alle drei Schadstoffe eine deutliche Reduzierung der Grenzwerte beschlossen wurde. Dabei stellt die Reduzierung der NO_x-Grenzwerte für den modernen Motorenbau die größte Herausforderung dar.

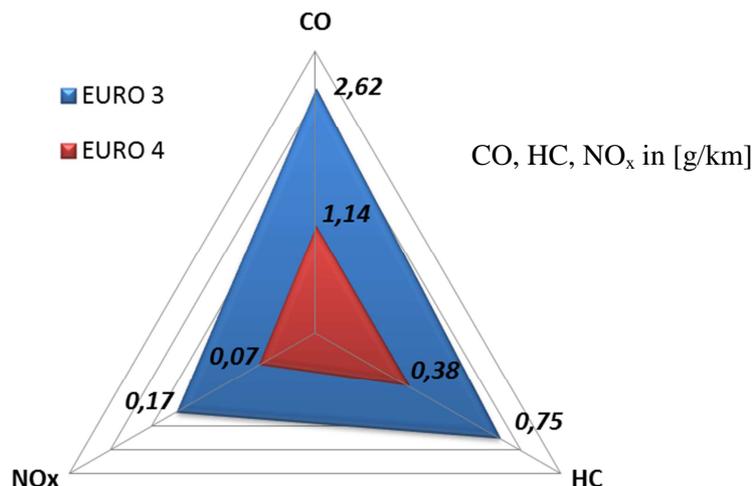


Abbildung 2-20: Euro 3 und Euro 4 Grenzwerte für die Fahrzeugklasse 1-1 im Überblick

3 Basisdaten zum Projekt und Projektablauf

3.1 Eckdaten zum Hersteller, Fahrzeug und Motor

Das Projekt ist als Industrieprojekt, in Zusammenarbeit mit dem indischen Fahrzeughersteller TVS, entstanden. Die Abkürzung TVS steht dabei für den Gründer des Unternehmens namens Thirukkurugudi Vengaram Sundaram, welcher 1877 in Indien geboren wurde und das Unternehmen TVS im Jahre 1911 ins Leben gerufen hat. [31]

TVS zählt mit 451.000 verkauften Motorädern im ersten Quartal 2013 zu den mittelgroßen Herstellern in Indien und besitzt einen Marktanteil von rund 13%: [32]

Mitbewerber sind unter anderem Hero, Honda und Yamaha. Siehe nachstehende Abbildung:



Abbildung 3-1: Marktanteil verschiedener Hersteller am indischen Markt [32]

TVS Phoenix 125 cm³: Das untersuchte Motorrad mit der Bezeichnung TVS Phoenix ist am asiatischen Markt erhältlich, und kann laut Aussage des Herstellers als erstes Premiummotorrad dieser Fahrzeugklasse in Indien gesehen werden. Die TVS Phoenix wird am indischen Markt um 52.000 INR angeboten, was umgerechnet einem Preis von rund 612 Euro entspricht. [33]



Abbildung 3-2: Versuchsfahrzeug: TVS Phoenix 125

[33]

Der verbaute Motor ist ein luftgekühlter Einzylinder-Viertakt-Ottomotor mit einem Hubraum von 125 cm³. Der Ventiltrieb besteht aus einer obenliegenden Nockenwelle, welche über eine Steuerkette angetrieben wird. Die Nockenwelle betätigt über zwei Kipphebel jeweils ein Einlass- und ein Auslassventil. Das Besondere an diesem Motor ist die konstruktive Lösung des Ventildeckels. Dieser beinhaltet die oberen Halblagerschalen der Nockenwellenlagerung und wird durch vier Stehbolzen mit dem Zylinder und Kurbelgehäuse verschraubt. Für die Ventileinstellung stehen zwei Serviceöffnungen zur Verfügung, welche durch Metaldeckel öldicht verschlossen werden können. Abbildung 3-3 zeigt ein Foto des Motors.



Abbildung 3-3: TVS Phoenix Motor mit einem Hubraum von 125cm³

[33]

Die Zündung erfolgt durch Fremdzündung, wobei das Steuergerät eine drehzahlabhängige Einstellung der Zündzeitpunkte ermöglicht. Die Stromversorgung kommt aus dem 12 Volt Bordnetz und wird von der Lichtmaschine bereitgestellt. Die äußere Gemischbildung erfolgt durch einen Gleichdruckvergaser.

Der Drehzahlbereich des Motors reicht von der Leerlaufdrehzahl bei 1200 U/min bis zu einer Maximaldrehzahl bei 8000 U/min, wodurch das Fahrzeug laut Hersteller auf eine Geschwindigkeit von 105 km/h beschleunigt wird. Geschaltet wird über eine Viergang-Fußschaltung, wobei sich der Leerlauf in der untersten Schaltstellung befindet und die Gänge eins bis vier nach oben durchgeschaltet werden. Starten kann man das Fahrzeug wahlweise über einen E-Starter oder einen Kick-Starter.

Folgende Daten wurden aus der TVS-Phoenix Werbebroschüre des Herstellers entnommen:

Fahrzeug- und motorbezogene Daten	
Bohrung [mm] x Hub [mm]	57 x 48,8
Hubvolumen [cm ³]	124,5
Verdichtungsverhältnis [-]	9,4
maximales Drehmoment [Nm]	10.8 Nm @ 6000 U/min
maximale Leistung [kW]	8,1 kW @ 8000 U/min
Fahrzeuggewicht [kg]	116
Getriebe	4 Gang

Abbildung 3-4: Eckdaten der TVS Phoenix

[33]

Für die Erfüllung der in Indien momentan geltenden Abgasgesetzgebung, wurde ein relativ kleinvolumiger Abgaskatalysator verbaut. Für die Kaltstartphase und in Lastbereichen mit fetter Vergaserabstimmung ($\lambda < 1$) wurde ein Sekundärluftsystem installiert, welches dem Katalysator zusätzlich Sauerstoff für die Oxidation von CO- und HC-Molekülen zur Verfügung stellt.

Die Werkseinstellung des Vergasers zeigt aus Kraftstoffverbrauchsgründen in weiten Lastbereichen eine magere Abstimmung. Ein niedriger Kraftstoffverbrauch ist auf Grund der hohen Kraftstoffpreise eines der Hauptkriterien am indischen Markt. Lediglich im Volllastbereich ist der Vergaser fetter abgestimmt.

3.2 Getriebeübersetzung

Für die Ermittlung der Betriebspunkte des Motors während eines WMTC-Zyklus wurde das Getriebeübersetzungsverhältnis in den einzelnen Gängen benötigt. Diese Information wurde vom Hersteller jedoch nicht explizit zur Verfügung gestellt, und mussten daher aus den CAD-Daten ermittelt werden.

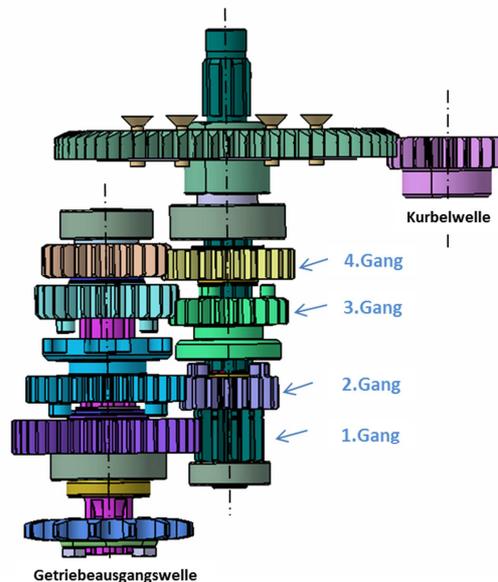


Abbildung 3-5: Skizze der Getriebeübersetzungen

Die Übersetzungsverhältnisse werden aus den Zähnezahlen der Primär- und Sekundärübersetzung ermittelt. Das Verhältnis der Zähnezahlen entspricht dabei dem Getriebeübersetzungsverhältnis und wird wie folgt berechnet:

$$i = \frac{n_{\text{treibend}}}{n_{\text{getrieben}}} = \frac{Z_{\text{getrieben}}}{Z_{\text{treibend}}} \quad (3-1)$$

Die Übersetzungsverhältnisse der zwei Getriebestufen müssen multipliziert werden, um das Gesamtübersetzungsverhältnis zu erhalten:

$$i_{\text{gesamt}} = i_1 * i_2 * \dots * i_n \quad (3-2)$$

Somit ergeben sich für die einzelnen Gänge folgende Getriebeübersetzungen:

Übersetzung	Zähnezahl treibend	Zähnezahl getrieben	Übersetzungsverhältnis	
			Stufe	Gesamt
Primärstufe	64	21	3,05	3,05
1.Gang	42	11	3,82	11,64
2.Gang	30	17	1,76	5,38
3.Gang	26	21	1,24	3,77
4.Gang	23	24	0,96	2,92

Tabelle 4: Getriebeübersetzungsverhältnisse der einzelnen Gänge

3.3 Prüfablauf

Das gesamte Projekt wurde zunächst in zwei Arbeitsbereiche unterteilt, wobei ein Bereich aus Versuchsreihen am Motorenprüfstand und ein Bereich aus Versuchsreihen am Fahrzeug-Rollenprüfstand bestand. Nach Ermittlung der Ausgangssituation, d.h. nach einer Basisvermessung des originalen Fahrzeuges bzw. Motors, wurden an beiden Prüfständen eine Reihe von Veränderungen/Modifikationen am Fahrzeug bzw. Motor vorgenommen. Durch diese Modifikationen wurden die untersuchten Parameter, wie Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch, sowie die abgegebene Leistung und das Drehmoment, beeinflusst. Die Beeinflussung der Parameter konnte allerdings nicht isoliert für jede Modifikation betrachtet werden, da sich durch die Kombination unterschiedlicher Modifikationen gewisse Parameter unterschiedlich zur Einzelbewertung veränderten. Daher war es wichtig, die Auswirkungen von Modifikationen einzeln zu betrachten, aber auch unterschiedlichste Kombinationen zu untersuchen. Durch die Vielzahl an durchgeführten Modifikationen war es jedoch nicht möglich alle Kombinationen zu testen. Außerdem kommt noch hinzu, dass die Modifikationen der beiden Arbeitsbereiche (Rollenprüfstand und Motorprüfstand) zusammengeführt und weitere Messungen durchgeführt wurden. Dadurch erhöhte sich die Anzahl der möglichen Kombinationen zusätzlich.

Als Lösung dieser Problemstellung wurde in Anlehnung an das sogenannte „Knapsack Problem“, welches in der Literatur beschrieben ist, ein Versuchsbaum erstellt und alle „nicht sinnvollen“ Varianten eliminiert. Nicht sinnvolle Varianten waren jene, die keine weitere Verbesserung erzielt hätten. Die Entscheidung darüber, welche Kombinationen sich für Versuche als nicht sinnvoll erweisen würden, wurde teilweise mit bestehender Literatur getroffen. Zum Beispiel konnte durch das Wissen über die Entstehung von CO, HC und NO_x-Emissionen, und den Einflüssen der unterschiedlichen schadstoffreduzierenden Maßnahmen, ein Teil der Kombinationen aus der Versuchsreihe eliminiert werden. Andere Entscheidungen wurden durch Auswertung und Bewertung bereits durchgeführter Messungen getroffen.

Somit entstand eine relativ überschaubare Versuchsstruktur, welche aus 6 Kennfeldmessungen am Motorenprüfstand und 15 Fahrzeugmessungen am Rollenprüfstand bestand. Abbildung 3-6 zeigt die Versuchsstruktur, welche die unterschiedlichen Kombinationen der einzelnen Modifikationen darstellt. Darin sind die Messungen, welche am Motorprüfstand durchgeführt wurden, in dunkelblauer Farbe dargestellt. Jene Messungen, die im Zuge des ersten Abschnittes am Rollenprüfstand durchgeführt wurden, sind in roter Farbe dargestellt. Die grüne Farbe kennzeichnet Messungen, welche durch Zusammenführung der Modifikationen aus den beiden ersten Abschnitten durchgeführt wurden. Die Änderungen vom Motorenprüfstand wurden in diesem Fall in das Fahrzeug integriert und die Messungen ausschließlich am Rollenprüfstand durchgeführt.

Alle im Versuchsbaum dargestellten Messungen am Rollenprüfstand wurden im Hinblick auf die Euro 3 Gesetzgebung durchgeführt, das heißt, es wurden die Bestimmungen für den WMTC Phase 1 Zyklus eingehalten. Als Abschluss wurde die vielversprechendste Variante einer Homologationsmessung hinsichtlich Euro 4 Grenzwerte unterzogen, wobei hier, wie vom Gesetzgeber angegeben, der WMTC Phase 2 Zyklus, mit den dazugehörigen Abgasnormen, verwendet wurde.

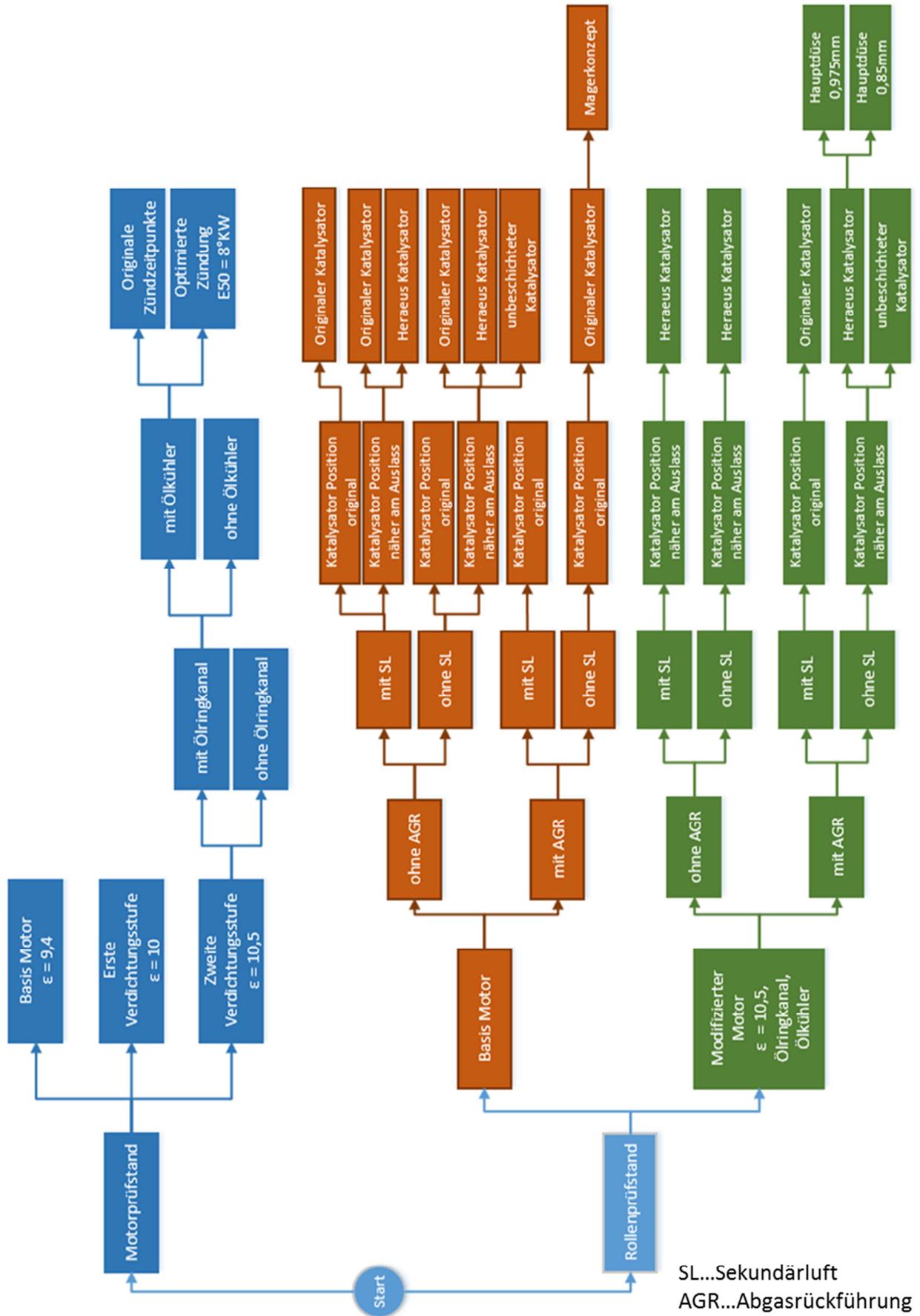


Abbildung 3-6: Versuchsstruktur

4 Motorprüfstand

Dieses Hauptkapitel befasst sich mit jenem Teil der Masterarbeit, welcher am Motorenprüfstand durchgeführt wurde. Dazu zählen der Aufbau des Prüfstandes, die Basisvermessung des Motors, die unterschiedlichen Modifikationen zur Optimierung der Verbrennung und die Auswertung aller Ergebnisse.

4.1 Aufbau des Motors am Motorenprüfstand

Der Serienmotor wurde am Prüfstand MOT A in der Inffeldgasse 25 aufgebaut. Dieser Prüfstand ist mit einer wassergekühlten Elektro-Leistungsbremse FA 20/30 SLV der Firma Borghi & Saveri ausgestattet, welche eine Spitzenleistung von 14,72 kW aufnehmen kann. Die Spitzenleistung liegt ab einer Bremsendrehzahl von 4000 U/min vor. Die zulässige Höchstdrehzahl beträgt 15000 U/min. Die wassergekühlte Wirbelstrombremse kann nur die Funktion einer Bremse übernehmen, daher muss für das Starten des Verbrennungsmotors ein Elektromotor zugeschalten werden, welcher nach dem Startvorgang durch eine Fliehkraftkupplung vom Antriebsstrang getrennt wird. Die Bremse ist pendelnd gelagert und stützt sich auf einer Kraftmessdose ab. Über die gemessene Kraft und die Hebelarmlänge wird das Drehmoment berechnet. Der Prüfaufbau ist in nachstehender Abbildung dargestellt.

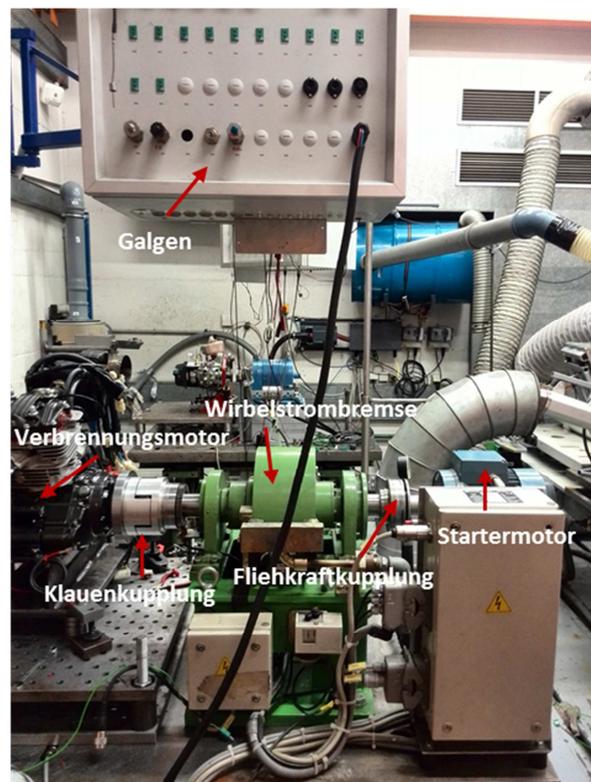


Abbildung 4-1: Motorprüfstand

Bevor mit den ersten Messungen begonnen werden konnte, mussten eine Reihe von Vorbereitungsarbeiten durchgeführt werden. Es musste eine Motorbefestigung konstruiert und gefertigt werden, mit der der Motor sicher auf der Prüfstandsplatte verschraubt wurde. Die Anbindung an den Prüfstand musste erfolgen. Für eine Verbrennungsanalyse wurde der Motor druckindiziert. Dies erforderte eine genaue Vermessung des Brennraumes, mit einer anschließenden Erstellung eines CAD-Modelles. Temperatur- und Drucksensoren mussten angeschlossen und kalibriert werden. Zusätzlich wurden ein Kraftstoffverbrauchsmessgerät und ein Öldurchflussmessgerät installiert.

4.1.1 Drehmomentanbindung an den Motorprüfstand

Für die Drehmomentanbindung des Motors an den Prüfstand standen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Das Drehmoment konnte entweder direkt von der Kurbelwelle oder an der Getriebeausgangswelle abgenommen werden.

Die Drehmomentanbindung an der Getriebeausgangswelle hatte den Vorteil, dass sie einfacher umsetzbar war. Es musste lediglich eine Drehmomentabnahme über das Kettenritzel konstruiert werden. Diese Konstruktion stellte über eine Klauenkupplung die Verbindung zum Prüfstand her. Die Klauenkupplung war notwendig, um einen Achsen- und/oder Winkelversatz ausgleichen zu können. Am Motor selbst waren keine Umbaumaßnahmen notwendig. Die konstruktive Ausführung dieser Aufnahme zeigt die linke Darstellung in Abbildung 4-2. Rechts ist die praktische Ausführung des gesamten Prüfstands aufbaus dargestellt.

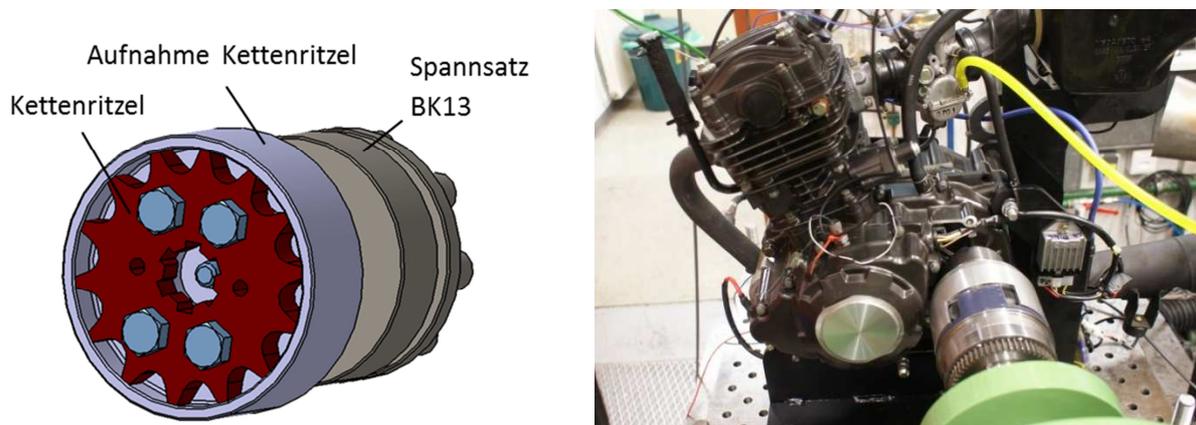


Abbildung 4-2: Links: Konstruktion der Drehmomentanbindung

Rechts: praktische Ausführung am Prüfstand

Zu erkennen ist, dass das originale Kettenritzel in die Konstruktion integriert wurde, um das Drehmoment auf den Abnehmer übertragen zu können. Das Kettenritzel wurde über 4 Schrauben mit der Aufnahme fest verbunden. Der Kopfkreisdurchmesser des Ritzels diente als Zentrierfläche. Als axiale Sicherung der Konstruktion wurde eine zentrale Sicherungsschraube verwendet. Über den eingezeichneten Spannsatz wird eine Klauenkupplung gespannt, über die der Motor mit der Bremswelle des Prüfstandes verbunden ist.

Vorteile dieser Konstruktion:

- Einfache Konstruktion und Umsetzung in die Praxis
- Keine Änderungen am Motor notwendig
- Keine zusätzliche Schwungmasse notwendig
- Das Getriebe dämpft die Drehmomentspitzen des Einzylinder-Motors

Nachteile dieser Konstruktion:

- Es werden die mechanischen Verluste des Getriebes mitgemessen
- Die Getriebeübersetzung muss bei der Auswertung der Ergebnisse berücksichtigt werden.

Diese Ausführung wurde am Prüfstand umgesetzt, wobei sich bei den ersten Messungen folgendes Problem ergab: Die Wirbelstrombremse konnte bei Vollast im niedrigen Drehzahlbereich die Drehzahl nicht halten. Bei einer Motordrehzahl von 4500 U/min bis 5500 U/min war dies bedingt möglich. Erst ab einer Motordrehzahl von 5500 U/min war die Regelung problemlos möglich.

Grund dafür ist die starke Drehzahlabhängigkeit der Bremsleistung der Wirbelstrombremse im niedrigen Drehzahlbereich. Die Bremsleistung steigt mit zunehmender Drehzahl von Null bis zum Maximalwert bei 4000 U/min an, danach ist sie konstant bis zur Höchstdrehzahl. Abbildung 4-3 zeigt die Drehmoment- und Leistungskennlinie der Wirbelstrombremse. Zusätzlich ist in roter Farbe die Drehmomentenkennlinie des Verbrennungsmotors am Getriebeausgang im 4. Gang eingezeichnet. In grau sind die übrigen Gänge dargestellt. Übersteigt nun das Moment des Verbrennungsmotors das maximale Drehmoment der Bremse, kann diese das benötigte Bremsmoment nicht erzeugen und somit die Drehzahl nicht regeln.

Die dargestellten Kennlinien können wie folgt interpretiert werden: Bei einer Bremsendrehzahl unter 1500 U/min (entspricht einer Motordrehzahl von 4500 U/min) ist das Drehmoment des Motors deutlich höher als das Moment der Wirbelstrombremse, somit kann die Bremse die Drehzahl nicht regeln. Erst ab einer Bremsendrehzahl von 2000 U/min (entspricht einer Motordrehzahl von 6000 U/min) ist das maximale Bremsmoment wesentlich höher als das anliegende Motormoment und somit eine Regelung möglich. Im Drehzahlbereich dazwischen ist die Motorleistung etwa gleich groß wie die maximale Bremsleistung und dadurch eine Regelung nur bedingt möglich.

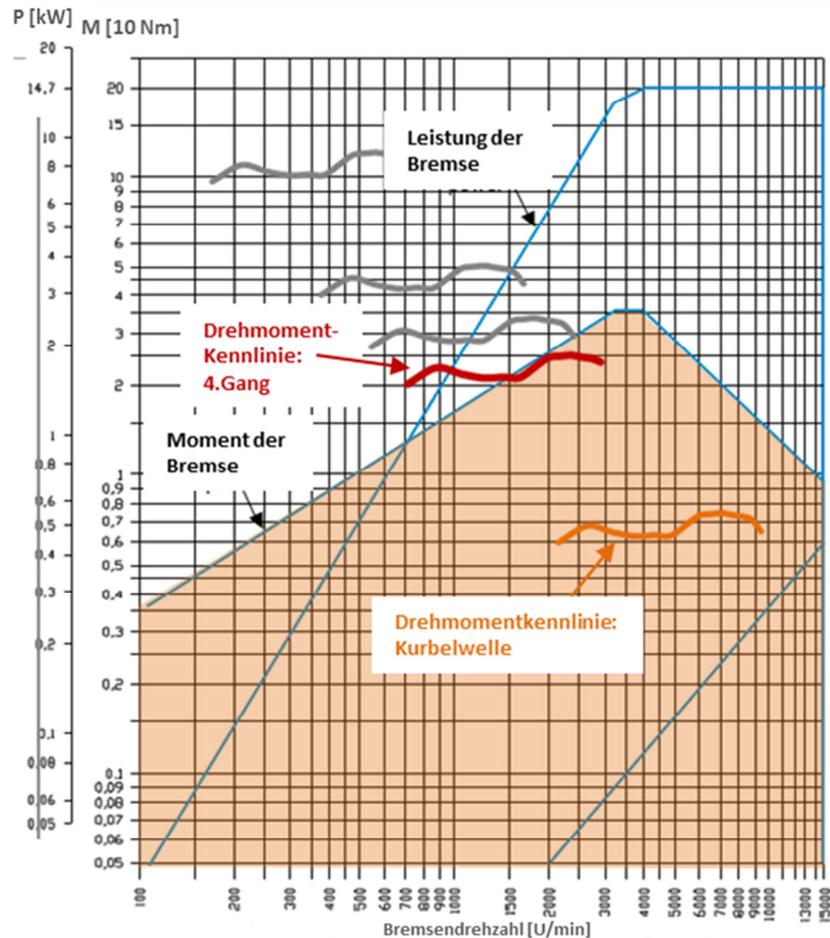


Abbildung 4-3: Leistungskennlinie der Bremse

[34]

Grund für das hohe erforderliche Bremsmoment bei relativ niedrigen Drehzahlen ist das Übersetzungsverhältnis des Getriebes. Obwohl die Messungen im 4. Gang durchgeführt wurden, ist das Übersetzungsverhältnis von $i = 2,92$ noch zu groß. Somit liegt man teilweise außerhalb des Regelbereiches der Bremse. Durch ein Übersetzungsverhältnis von eins zu eins, wie es bei einer Drehmomentanbindung über die Kurbelwelle der Fall wäre, würde es keine Probleme bei der Regelung geben. Dies stellt die orange Linie in Abbildung 4-3 dar. Eine weitere Abhilfemaßnahme wäre durch eine Veränderung des Übersetzungsverhältnisses oder durch ein Zwischengetriebe, was einen komplizierteren Prüfstands Aufbau, mit einem zusätzlichen Zahnradpaar und einer zusätzlichen Lagerstelle zur Folge gehabt hätte, möglich.

Deshalb erschien die Lösung mit der Drehmomentanbindung direkt an die Kurbelwelle als die zielführendste. Für diese Variante musste eine Reihe von Umbauten am Motor vorgenommen werden. Die Lichtmaschine wurde entfernt, um dort Zugang zur Kurbelwellenanbindung zu erhalten. Der Rotor der Lichtmaschine war über einen 1:5 Kegelsitz auf der Kurbelwelle befestigt und konnte durch eine Passfeder winkelrichtig montiert werden. Die Winkellage des Rotors zur OT-Stellung des Motors war für die Zündung entscheidend, da am Rotor der Lichtmaschine die Triggermarke für die Zündung angebracht war. Anstelle der Lichtmaschine wurde ein eigens angefertigtes Drehteil für die Drehmomentenübertragung montiert. Dieses Drehteil beinhaltet eine Aufnahme für den Spansatz und für die Triggermarke der Zündung und des Kurbelwinkelsignals. Befestigt wurde das Drehteil auf der Kurbelwelle über die ursprüngliche Kegelsitzaufnahme der Lichtmaschine. Die konstruktive Ausführung vor und nach dem Umbau wird in Abbildung 4-4 dargestellt.

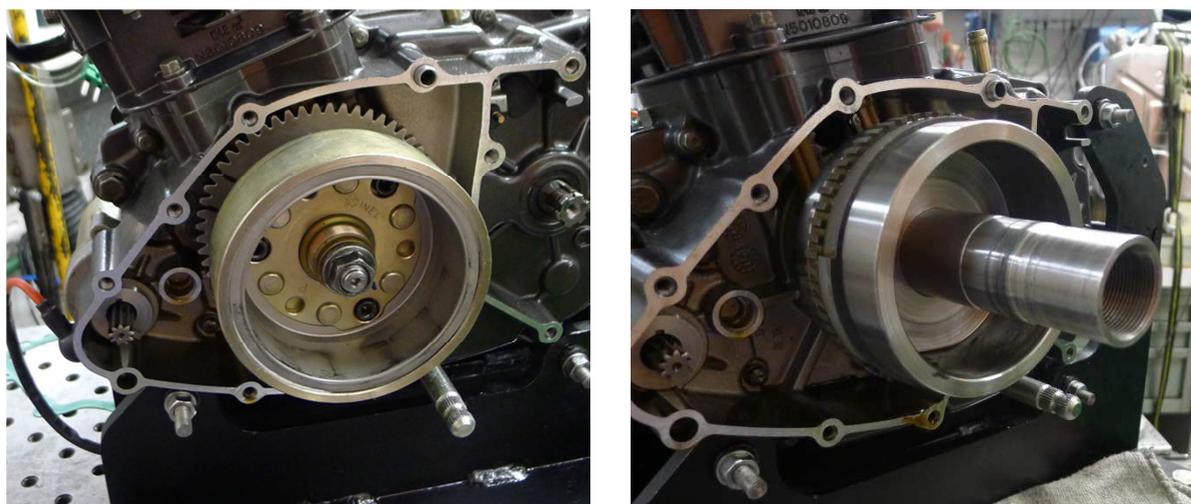


Abbildung 4-4: Drehmomentanbindung über die Kurbelwelle

Links: Originaler Motor

Rechts: Umgebaute Variante

Die Zündmarke wurde durch einen aufgespressten wasserstrahlgeschnittenen Ring realisiert, wobei beim Aufpressen auf die Winkellage der Triggermarke zur OT-Stellung geachtet werden musste, um die Zündwinkel nicht zu verändern. Zusätzlich wurde ein zweiter Ring mit 60 minus 2 Marken aufgespresst, der das Kurbelwellenwinkelsignal liefert. Dieses Signal wird für die Winkelzuordnung bei der Druckindizierung benötigt. Das Drehteil wurde so konstruiert, dass ein möglichst großes Massenträgheitsmoment bei möglichst geringer Maße im Gehäuse untergebracht werden konnte. Das große Massenträgheitsmoment wird benötigt, um die Drehungleichförmigkeit des Einzylindermotors ausgleichen zu können. Näher wird dieses Thema noch in Kapitel 4.1.2 behandelt. Weiteres konnte auf Grund der neuen Konstruktion das Starterritzel des E-Starters nicht mehr integriert werden. Somit konnte der Motor am Prüfstand nur mehr fremdgestartet werden.

Um eine Demontage des Drehteils vom Kegelsitz der Kurbelwelle zu ermöglichen, wurde ein Abzieher konstruiert und gefertigt. Die Abdichtung zum Getriebegehäuse wurde über einen Gehäusedeckel mit radialem Wellendichtring realisiert. Über einen Spannsatz wird der Wellenstumpf des Drehteils kraftschlüssig mit einer Klauenkupplung verbunden. Die Klauenkupplung wird für den Ausgleich eines Achs-, Winkel- und/oder Längsversatzes benötigt, da der Motor auf der Prüfstandplatte nur schwer exakt fluchtend eingerichtet werden kann. Zusätzlich übernimmt das Dämpfungselement der Kupplung eine schwingungsdämpfende Funktion. Abbildung 4-5 links zeigt die konstruktive Lösung des Getriebedeckels. Rechts wird der gesamte Aufbau der Drehmomentübertragung dargestellt.

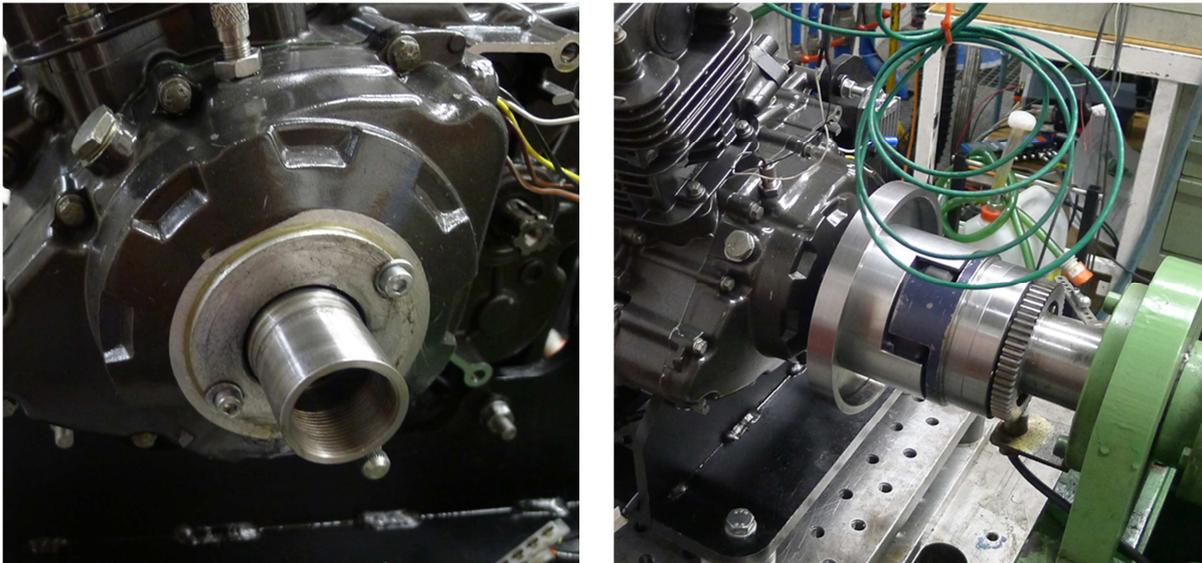


Abbildung 4-5: Gesamtaufbau

Vorteile der Konstruktion:

- Direkte Drehmoment- und Leistungsermittlung; keine Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses und des Getriebewirkungsgrades
- Kurbelwinkelsensor kann in die Konstruktion integriert werden

Nachteile der Konstruktion:

- Drehunförmigkeit des Motors wird direkt auf den Prüfstand übertragen
- Aufwändigere Konstruktion
- Zusätzliche Schwungmasse erforderlich

Bei den ersten Messungen am Prüfstand kam es zu Problemen bei der Ermittlung des vom Motor abgegebenen Drehmomentes. Das Drehmoment konnte nicht richtig gemessen werden, weil zu große Drehmomentspitzen, welche durch die Drehunförmigkeit des Einzylinder-Motors entstanden, aufgetreten sind. Abhilfe brachte eine zusätzliche Schwungmasse. Der Grund für die hohen Drehmomentspitzen und die Abhilfemaßnahme durch eine zusätzliche Schwungmasse wird im nachstehenden Unterkapitel näher erläutert.

4.1.2 Schwungmasse

Bei einem Einzylinder 4-Takt-Motor schwankt das Drehmoment über einem Arbeitsspiel sehr stark. Abbildung 4-6 zeigt den typischen Kraft- und Drehmomentverlauf eines Einzylinder-Viertaktmotors. Zusätzlich ist das mittlere Drehmoment aufgetragen, welches man durch Mitteln des Drehmomentverlaufs über ein Arbeitsspiel erhält. [7]

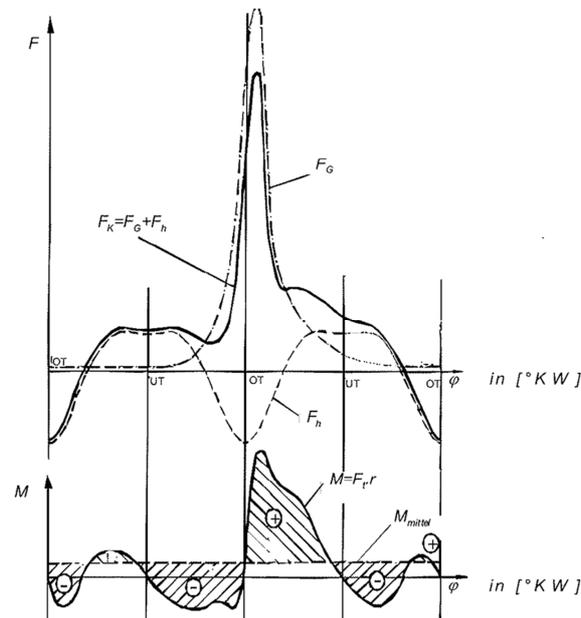


Abbildung 4-6: Kraft- und Drehmomentschwankungen eines Einzylinder-Viertakt-Motors [7]

Ersichtlich ist, dass die Drehmomentspitzen im Arbeitstakt das Nenndrehmoment um ein Vielfaches übersteigen. Bei der richtigen Auslegung der Messtechnik mussten diese Drehmomentspitzen berücksichtigt werden, um nicht den Messbereich des verwendeten Drehmomentmessgerätes während des Prüfstandsbetriebes zu überschreiten. Es konnte also bei der Auswahl eines geeigneten Messgerätes nicht rein das Nenndrehmoment des Motors herangezogen werden. Weiters wurde durch die Drehmomentschwankungen die Belastung des Dämpfungselementes der Klauenkupplung erhöht, wodurch dieses nach kurzer Zeit verschliss und ausgetauscht werden musste. Siehe Abbildung 4-7.



Abbildung 4-7: aufgeplatztes Dämpfungselement der Klauenkupplung

Abhilfe brachte eine zusätzliche Schwungmasse, welche die Schwankungen des Drehmomentes bremsenseitig ausgleicht. Der Effekt des schwankenden Drehmomentes ist bei einem Einzylindermotor am größten. Bei Mehrzylindermotor werden die Arbeitsspiele der einzelnen Zylinder zeitlich versetzt angeordnet, wodurch der resultierende Momentenverlauf vergleichmäßigt wird. Dadurch sind die Drehmomentenspitzen deutlich geringer. Bei Einzylindermotoren muss dem entsprechend die Schwungmasse größer ausgeführt werden. [7]

Das Massenträgheitsmoment ist der entscheidende Parameter für die Funktion der Schwungmasse und berechnet sich wie folgt:

$$J_z = \int_{(m)} r_{\perp} dm \quad (4-1)$$

Somit kann berechnet werden, wie groß eine vorhandene Schwungmasse ist, bzw. wie eine Schwungmasse ausgeführt werden muss, um ein bestimmtes Massenträgheitsmoment zu erreichen. Die Berechnung des benötigten Massenträgheitsmomentes ist jedoch auf Grund der Dynamik des Kurbeltriebes nicht trivial und kann nicht analytisch durchgeführt werden. Mit modernen Computersimulationen wäre es möglich, die benötigte Schwungmasse exakt zu bestimmen, erfordert aber eine aufwändige Simulation der gesamten Motordynamik. Daher wurde die Größe der Schwungmasse experimentell ermittelt. D.h. es wurde versucht, mit verschieden großen Schwungmassen die Drehunförmigkeit des Motors zu glätten. Bei der Dimensionierung wurde darauf geachtet, dass die Schwungmasse ein möglichst großes Massenträgheitsmoment bei möglichst kleiner Masse aufweist, weil sich die Masse an sich negativ auf die Beanspruchung mehrerer Motorkomponenten auswirkt. Es werden unter anderem die Kurbelwellenlager und die Kurbelwelle stärker belastet und unter Umständen beschädigt. Neben einer zusätzlichen Schwungmasse wurde auch die Drehmomentanbindung inklusive Klauenkupplung hinsichtlich des Massenträgheitsmomentes optimiert. Tabelle 5 gibt an, wie groß die Massen und das Massenträgheitsmoment vor und nach der Optimierung der Bauteile waren. Ebenso wird die Zunahme der Masse und des Massenträgheitsmomentes in Prozent angegeben.

vorher			nachher		
Bauteil	Massenträgheitsmoment [g/cm ²]	Masse [kg]	Bauteil	Massenträgheitsmoment [g/cm ²]	Masse [kg]
Schwungmasse	0	0	Schwungmasse	91615	1,538
Generator	24162	2,220	Generator	33322	2,100
Klauenkupplung	12327	0,707	Klauenkupplung	12327	0,707
Σ	36489	2,927	Σ	137264	4,345

Parameter	vorher	nachher	Zunahme [%]
Massenträgheitsmoment [g/cm ²]	36489	137264	376
Masse [kg]	2,927	4,345	48

Tabelle 5: Massenträgheitsmomente und Massen der Drehmomentanbindung

Man erkennt, dass es möglich war, das Massenträgheitsmoment wesentlich zu erhöhen, ohne die Masse zu sehr zu vergrößern. Bei der Positionierung der zusätzlichen Schwungmasse wurde darauf geachtet, sie möglichst nahe am Motor anzubringen, um die Belastungen für die Lager und die Kurbelwelle gering zu halten.



Abbildung 4-8: Schwungmasse und Klauenkupplung

Die Größe der Schwungmasse hat keinen Einfluss auf die Messergebnisse, da am Motorprüfstand nur stationäre Betriebspunkte vermessen wurden. Lediglich bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen würde sich durch die Trägheit der Schwungmasse ein Einfluss auf die Messergebnisse feststellen lassen.

Durch die Anbringung der zusätzlichen Schwungmasse konnte das Problem des schwankenden Drehmoments ausgeglichen werden, jedoch trat ein Resonanzproblem auf. Die zusätzliche Schwungmasse veränderte die Eigenfrequenzen des Systems (Motor + Prüfstand) und verschob diese zu niedrigeren Drehzahlen. Dadurch entstanden bei einer Motordrehzahl von 6000 U/min starke Schwingungen, die eine Drehmomentmessung bei dieser Drehzahl unmöglich machten. Wurde die kritische Drehzahl durchfahren, legten sich die Schwingungen und es konnten Messungen über der Resonanzdrehzahl durchgeführt werden. Das Problem war jedoch, dass der Motor bei einer Drehzahl von 6000 U/min das höchste Drehmoment aufwies, und daher dieser Messpunkt für die Kennfelderstellung und für die Bestimmung des maximalen Drehmomentes und der Leistung außerordentlich wichtig war.

Bekannt ist, dass die Eigenfrequenz eines schwingfähigen Systems wie folgt berechnet werden kann:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4-2)$$

c... Federkonstante [N/m]

m...Masse [kg]

Verringert man nun die Masse eines Schwingers, ohne die Federsteifigkeit zu verändern, wird die Eigenfrequenz zu höheren Drehzahlen verschoben. Somit konnte durch eine leichte Reduktion der Schwungmasse, die Eigenfrequenz aus dem zu messenden Drehzahlbereich hinaus verschoben werden.

4.1.3 Motorbock

Für die Aufspannung des Motors am Prüfstand musste ein Motorbock konstruiert und gefertigt werden. Der Motorbock wurde so konstruiert, dass dieselben Motorbefestigungspunkte wie beim Einbau im Fahrzeug verwendet werden konnten. Die Einzelteile wurden von der Firma mfk-tech wasserstrahlgeschnitten. Anschließend wurden die Einzelteile miteinander verschweißt. Eingepresste Gummidämpfer sollen die Schwingungsübertragung vom Motor auf den Prüfstand verhindern.



Abbildung 4-9: Motorgestell für den Motorprüfstand

Um den Motor am Prüfstand einrichten zu können, wurde der Motorbock mit drei Nivelierelementen auf der Prüfstandsplatte verschraubt. Diese Nivelierelemente können stufenlos in der Höhe (Stellhöhe 10mm) verstellt werden und ermöglichen damit eine axiale Ausrichtung des Motors mit der Welle der Wirbelstrombremse. Am Motorbock wurden zusätzlich Befestigungspunkte für den Luftfilterkasten und die Zündspule angebracht.

4.1.4 Druckindizierung

Eine genaue Erfassung des Zylinderdruckverlaufes stellt in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren ein sehr wichtiges Werkzeug dar. Zum einen ist der Zylinderdruckverlauf eine wichtige Überwachungsgröße bei der Überprüfung der Verbrennung und der Erkennung von Klopfen während des Prüfstandsbetriebes, zum anderen können aus der Analyse des Drucksignals wichtige Erkenntnisse hinsichtlich Zündzeitpunkt, Zündverzug, Entflammungsdauer und Brennverlauf getroffen werden und bildet somit die Basis für thermodynamische Simulationen. Zudem kann die mechanische Belastung durch Einhalten des maximalen Spitzendrucks überwacht werden. Neben der Brennraumdruckindizierung bringt die Erfassung der Druckverläufe im Ein- und Auslasssystem wichtige Erkenntnisse über die Ladungswechselvorgänge. [3]

Bei dem untersuchten Motor wurde sowohl eine Zylinderdruckindizierung, als auch eine Analyse des Ein- und Auslassdruckes durchgeführt. Die verwendeten Druckaufnehmer, inklusive Adapter (falls erforderlich), sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

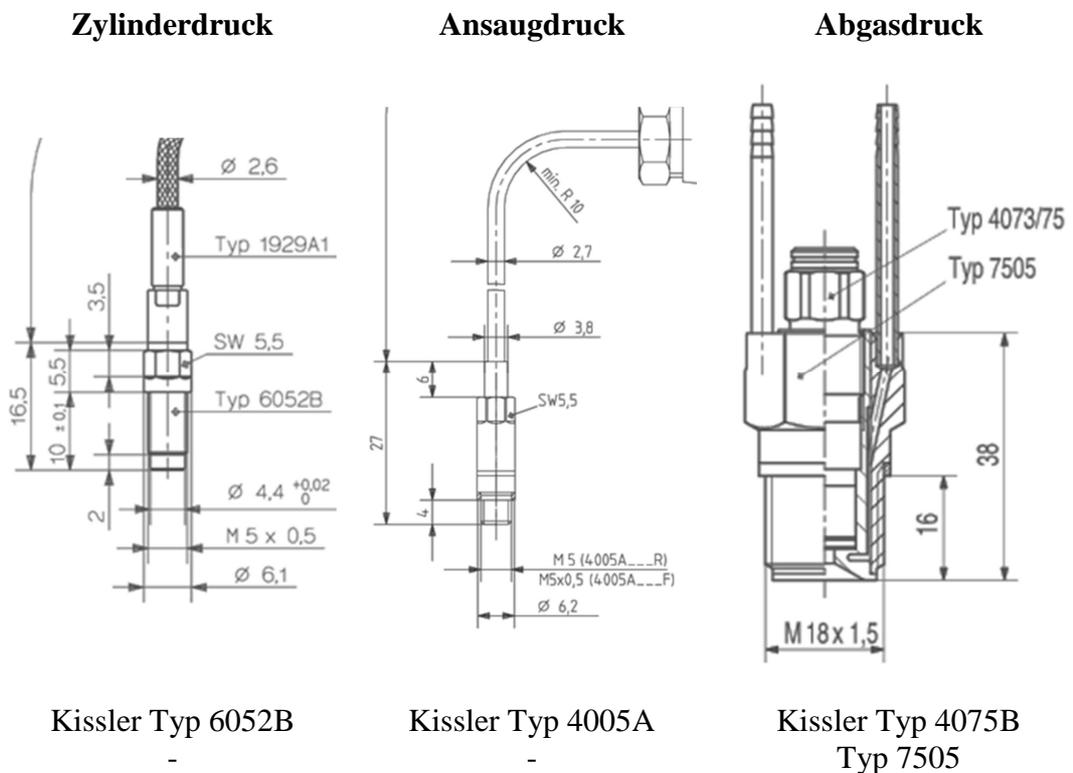


Abbildung 4-10: Druckaufnehmer

[35]

Für die Druckindizierung des Motors musste die Indizierbohrung in den Brennraum gefertigt werden, welche für die Aufnahme des Hochtemperatur-Drucksensor Typ 6052B von Kistler erforderlich war. Für eine präzise Druckmessung bei thermodynamischen Untersuchungen ist die Wahl der Messstelle entscheidend, da diese Einfluss auf die Messgenauigkeit nehmen kann. Die Schwierigkeit bei der Wahl der Messstelle wird durch mangelnde Platzverhältnisse eines thermisch günstigen Einbauortes erhöht. Motorenhersteller nehmen in der Regel bei der Konstruktion des Brennraumes keine Rücksicht auf die Montage von Drucksensoren, da diese lediglich in der Entwicklungsphase eines Motors eine Rolle spielen. [3]

Für die Bestimmung einer geeigneten Stelle wurde zuerst der Zylinderkopf exakt vermessen. Auf Basis der Messdaten wurde ein CAD-Modell des Brennraumes erstellt, um eine geeignete Position der Indizierbohrung ermitteln zu können. Abbildung 4-11 zeigt das CAD-Modell und die Position der Indizierbohrung zwischen Kerzensitz und Auslassventil.

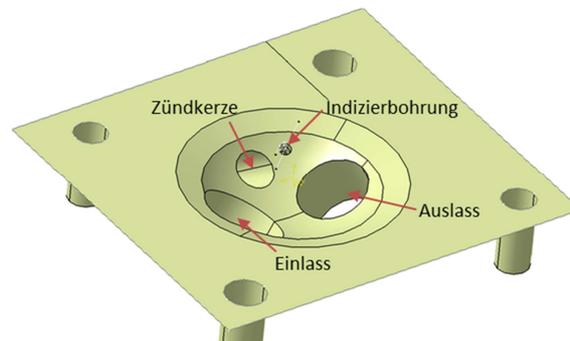


Abbildung 4-11: CAD Modell der Position der Indizierbohrung

4.1.5 Messdaten

Bei den Versuchen am Motorprüfstand wurden neben den langsamen Messdaten auch schnelle Messdaten erfasst.

Langsame Messdaten:

Unter langsamen Messdaten versteht man Parameter, die sich über mehrere Arbeitsspiele verändern, wie zum Beispiel Drehzahl, Temperaturen, gemittelttes Drehmoment etc. Diese Messdaten werden zeitaufgelöst erfasst und von der Prüfstandsmesstechnik aufgezeichnet. Tabelle 6 listet die erfassten langsamen Messdaten.

Benennung	Formelzeichen	Einheit	Messaufnehmer	Speichergerät
Drehmoment	M	[Nm]	Druckmessdose	Tornadorechner
Drehzahl	n	[U/min]	Strommesszange	Tornadorechner
Ölsumpftemperatur	T_{oil}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Kühlrippe	T_{cr}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Einlass Ölkühler	T_{bc}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Auslass Ölkühler	T_{ac}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Auslass Kühlkanal	T_{cc}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Kerzensitz	T_{Sps}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Kraftstoffverbrauch	\dot{m}_{Fuel_sore}	[kg/h]	AVL-Sore PLU 110 Unit	AVL-Messprogramm
Durchflussmenge Ölkühler	V_{oil}	[dm ³ /min]	Kolbendurchflussmessgerät Natec MAX 21X	Tornadorechner
Lambdawert	λ	[-]	Lambdasonde	Tornadorechner

Tabelle 6: Langsame Messdaten

Schnelle Messdaten:

Unter den schnellen Messdaten versteht man Parameter, die sich während eines Arbeitsspiels verändern, wie z.B. Zylinderdruck, Saugrohrdruck, Zündspannung etc. Diese wurden über ein DEWETRON Messgerät ausgewertet. Diese Messdaten werden kurbelwinkelaufgelöst aufgezeichnet und erfordern somit eine Kurbelwellenwinkelerfassung. Für eine Auflösung von einem Grad Kurbelwinkel bei einer Drehzahl von 9000 U/min ist eine Mindestabtastrate von 54.000 Herz erforderlich. Je nach Anzahl der Messkanäle vervielfacht sich diese benötigte Abtastrate. Diese Anforderung muss durch die Messtechnik erfüllt werden, um kurbelwinkelaufgelöste Messwerte ermitteln zu können. Tabelle 7 listet die erfassten schnellen Messdaten.

Benennung	Formelzeichen	Einheit	Messaufnehmer	Speichergerät
Kurbelwellenwinkel	φ_{KW}	[Grad]	magnetisch induktiver Messaufnehmer	Dewetron
Zylinderdruck	p	[bar]	Hochtemperatur-Drucksensor Kistler Typ 6052B	Dewetron
Zündung	I	[V]	Strommesszange	Dewetron
Druck im Einlasskanal	p	[bar]	Kissler Typ 4005A	Dewetron
Druck im Auslasskanal	p	[bar]	Kissler Typ 4075B	Dewetron

Tabelle 7: Schnelle Messdaten

Die Hauptziele der Versuche am Motorprüfstand waren die Erfassung von Leistung und Drehmoment des Serienmotors, die Erstellung eines Verbrauchskennfeldes, sowie Versuchsreihen zur Optimierung von Drehmoment, Leistung und Kraftstoffverbrauch.

Der Prüfaufbau mit den verwendeten Messgeräten ist in Abbildung 4-12 dargestellt:

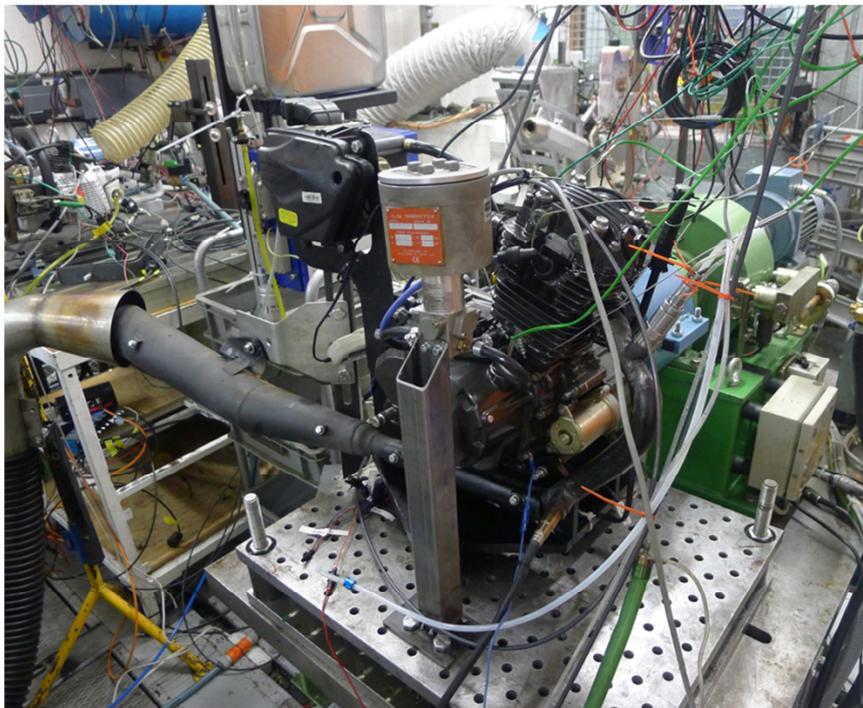


Abbildung 4-12: Versuchsaufbau am Motorprüfstand

Der Prüfbetrieb wurde über eine räumlich getrennte Warte gesteuert und überwacht. Während des Prüfbetriebes wurde der luftgekühlte Motor über ein Fahrtwindgebläse konstant, also unabhängig von Drehzahl und Leistung des Motors, gekühlt. Durch die konstante Kühlung können Betriebspunkte hinsichtlich ihrer Temperaturen verglichen werden, ohne dass man Rücksicht auf veränderte Umgebungsbedingungen nehmen muss. Das entstandene Abgas wurde über die Abgasabsauganlage des Prüfstandsgebäudes am Auspuff abgesaugt.

Abbildung 4-13 zeigt einen Überblick der Versuche, die am Motorprüfstand durchgeführt wurden. Die Nummerierung der Versuche (M1 – M6, M...Motorprüfstand) ist bei der Auswertung der Ergebnisse am Ende jeder Diagrammbeschriftung in Klammer wiederzufinden und gibt somit eine Beschreibung des genauen Versuchsaufbaus an.

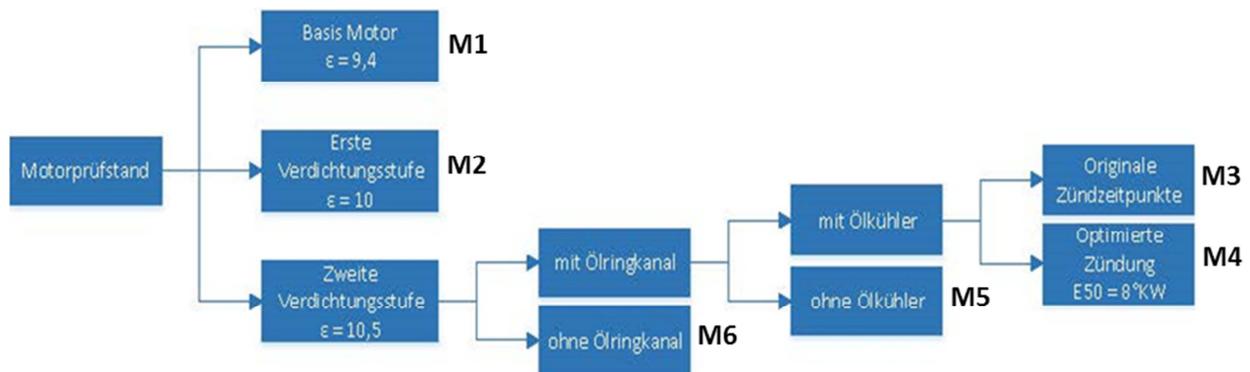


Abbildung 4-13: Durchgeführte Versuche am Motorprüfstand

Anschließend an die Basisvermessung des originalen Motors wurden Versuche mit unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen, sowie veränderten Zündzeiten und modifiziertem Motorkühlkonzept durchgeführt. Wie die unterschiedlichen Messungen im Detail durchgeführt wurden und wie die Messergebnisse zu interpretieren sind, wird in den Folgekapiteln 4.3 und 4.4 beschrieben. Zuvor werden im nächsten Kapitel die Ergebnisse der Basisvermessung diskutiert.

4.2 Basisvermessung

Bei der Basisvermessung des Motors wurden ausschließlich stationäre Betriebspunkte angefahren, wobei ein Raster an Betriebspunkten von 2000 U/min bis 8000 U/min und von 20% bis 100% Last erstellt wurde. Die Drehzahl wurde in Schritten von 500 U/min verändert und die Last wurde mit Hilfe der Drosselklappenstellung in Schritten von 10% verändert.

Drehmoment und Leistung:

Für die Volllast ergab sich folgender Drehmoment- und Leistungsverlauf:

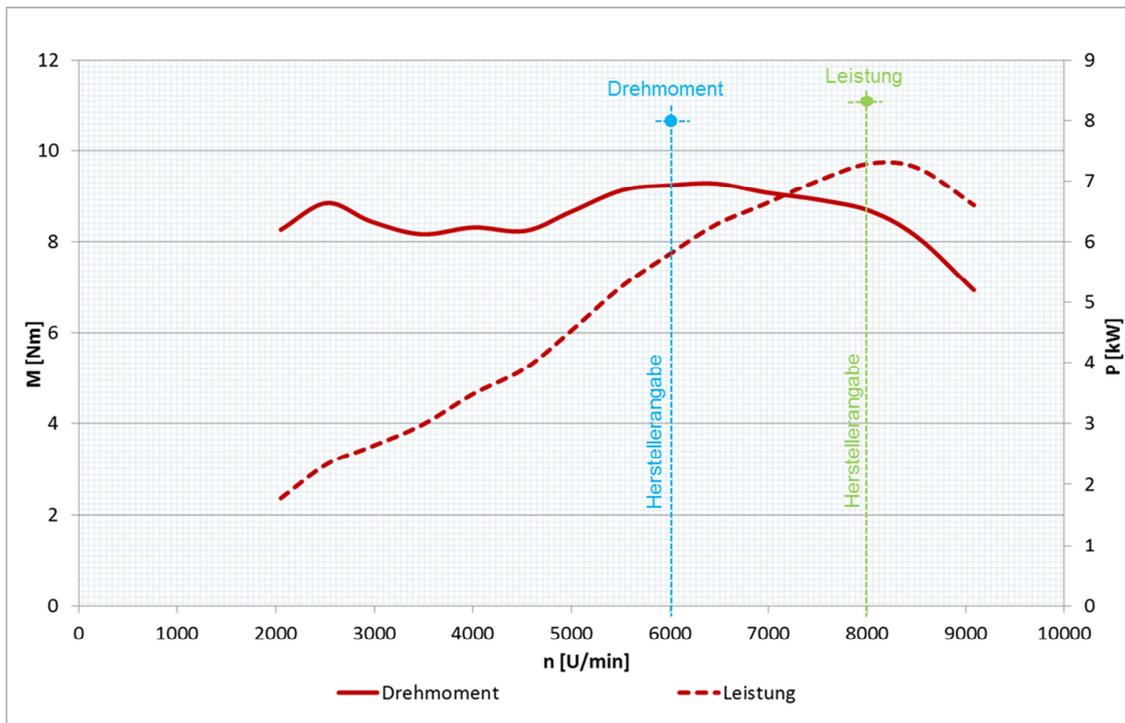


Abbildung 4-14: Leistungscharakteristik des Basismotors (M1)

Die gemessenen Daten wurden mit den Herstellerangaben aus dessen Werbebroschüre verglichen und im Diagramm eingetragen. Die gemessenen und vom Hersteller angebenen Maximalwerte für Leistung und Drehmoment, und die dazugehörigen Drehzahlen werden in Tabelle 8 angegeben.

	gemessen	laut Hersteller	Abweichung [%]
Leistung [kW]	7,3 @ 8200	8,1 @ 8000	-9,9
Drehmoment [Nm]	9,3 @ 6300	10,8 @ 6000	-13,9

Tabelle 8: Leistungs- und Drehmomentenvergleich

In der oben angeführten Tabelle sind die Abweichungen der gemessenen Werte von den Herstellerangaben angegeben. Es zeigt sich, dass die Drehzahlangaben des Herstellers für die Leistung und Drehmoment sehr gut mit den gemessenen Daten übereinstimmen. Bei der Höhe der Werte besteht jedoch eine deutliche Abweichung von über 10%. Gründe für abweichende Messergebnisse ergeben sich durch unterschiedliche Prüfbedingungen und Prüfaufbauten, außerdem sind die Herstellerangaben in der Regel Normangaben, welche der Motor bei idealen Bedingungen erreicht. Diese Abweichungen sollten aber im Bereich von wenigen Prozent liegen. Warum die Leistungsmessung in dieser Höhe von den Herstellerangaben abweicht, ist unklar und muss im Detail mit dem Hersteller abgeklärt werden.

Kraftstoffverbrauch:

Für den gemessenen Kraftstoffverbrauch wurde ein Muscheldiagramm erstellt, welches den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Drehzahl und effektivem Mitteldruck darstellt. Der Kraftstoffverbrauch ist durch Iso-Linien konstanten Verbrauches dargestellt. Als Einheit wurde der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e [g/kWh] gewählt. Aus dem Muscheldiagramm lässt sich der Bestpunkt des Motors bestimmen, außerdem kann der spezifische Kraftstoffverbrauch mit anderen Motoren verglichen werden. Ebenso lassen sich Betriebspunkte mit erhöhtem Kraftstoffverbrauch übersichtlich darstellen. Laut Literatur liegt der spezifische Verbrauch von Motorradmotoren bei rund 270-290 g/kWh. [5] Aussagen über den Kraftstoffverbrauch im realen Betrieb sind aber nur bedingt möglich, da es davon abhängt, in welchen Betriebsbereichen der Motor im realen Betrieb betrieben wird. Dies hängt von der Fahrzeuggeometrie, von den Getriebeübersetzungen bzw. der Gangwahl und dem Anwendungsbereich ab.

Für eine bessere Beurteilung des Kraftstoffverbrauchskennfeldes wurden während eines Prüfzyklus am Rollenprüfstand die Betriebspunkte erfasst und eine anteilige Gewichtung in Prozent vorgenommen. Die Betriebspunkte werden durch die Drehzahl und das Drehmoment des Motors aufgespannt und sind im nachstehenden Diagramm als blaue Punkte dargestellt. Die angeführten Zahlenwerte geben den prozentuellen Anteil am gesamten Prüfzyklus an, wobei ca. ein Drittel des Zyklus im Stillstand bei Leerlaufdrehzahl absolviert wurde. Jene Punkte, bei denen kein Prozentsatz angegeben ist, haben im WMTC-Zyklus einen Anteil, der unter 1% liegt.

Die Bestimmung der Betriebspunkte aus den Messdaten einer Rollenprüfstandsmessung ist in Kapitel 5.4 näher beschrieben.

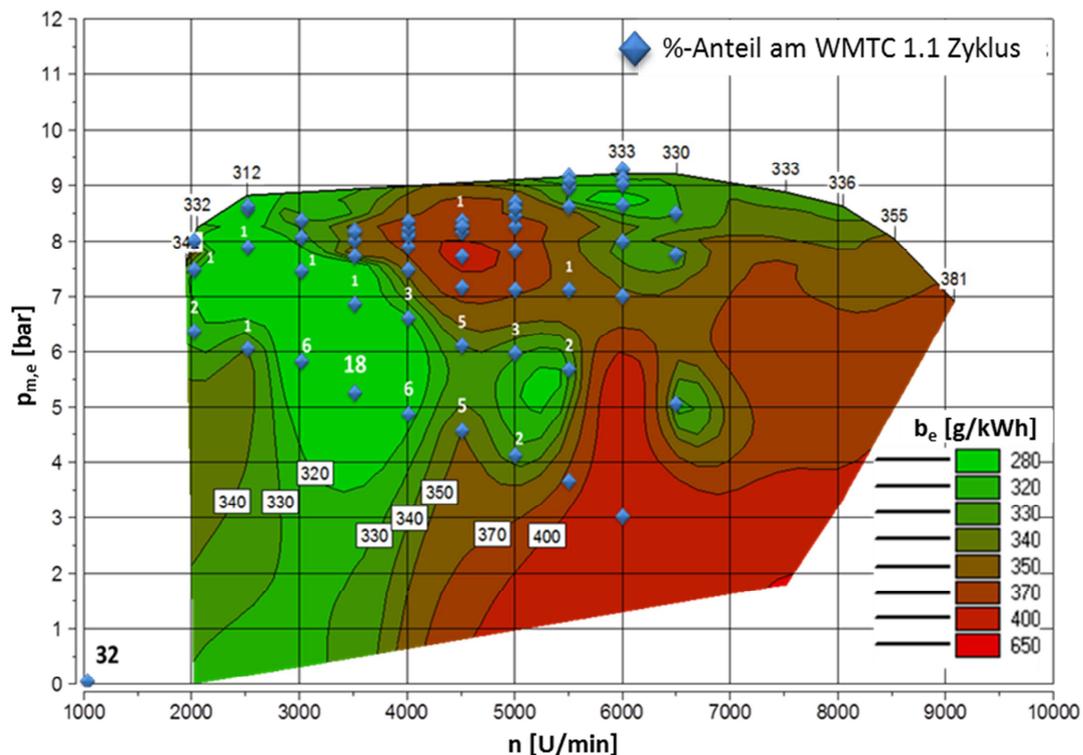


Abbildung 4-15: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M1)

Zu erkennen ist, dass sich nahezu alle relevanten Betriebspunkte, welche im WMTC-Zyklus durchfahren werden, in Bereichen mit sehr geringen Kraftstoffverbräuchen befinden. D.h., dass das Fahrzeug schon sehr gut hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches abgestimmt ist und sich durch Verschieben der Betriebspunkte, wie es zum Beispiel durch eine geänderte Getriebeübersetzung der Fall wäre, kaum ein Einsparungspotential ergibt. Es können nur motorische Maßnahmen, die den Wirkungsgrad erhöhen und somit den spezifischen Kraftstoffverbrauch senken, zu einem Einsparungspotential führen.

Auswertung der Indizierdaten:

Die schnellen Messdaten aus der Indizierung wurden am Prüfstand für die Überwachung der Messungen während des Prüfstandsbetriebes verwendet. Die Messdaten wurden online auf einem Bildschirm in Form von Zylinderdruckverläufen, Zündspannungsverläufen und Heizverläufe dargestellt. Somit konnten frühzeitig Anzeichen für Klopfen, schlechte Verbrennung, schlecht eingestellte Zündwinkel oder für mechanische Probleme erkannt werden.

Neben der Prüfstandsüberwachung können durch Auswerten der schnellen Messdaten viele Informationen über die Verbrennung generiert werden. Exemplarisch sind in der nachstehenden Abbildung der Zylinderdruck- und der Summenheizverlauf für einen Vollastbetriebspunkt dargestellt. Dieser Betriebspunkt entspricht dem Punkt bei maximaler Leistung des Motors. Zusätzlich sind in der Abbildung der Zündspannungsverlauf und der Zündzeitpunkt eingetragen.

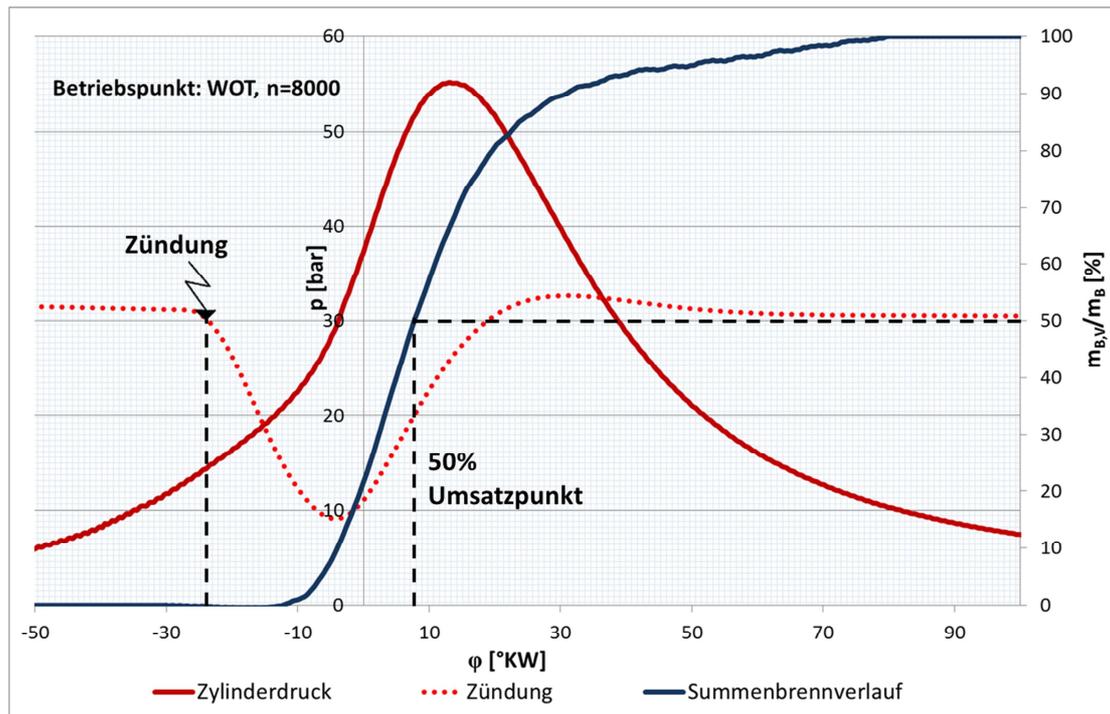


Abbildung 4-16: Zylinderdruck- und Summenbrennverlauf (M1)

Zu erkennen ist ein gleichmäßiger Zylinderdruckverlauf mit einem Spitzendruck von 55 bar. Dies entspricht jedoch nicht dem absoluten Spitzendruck, welcher im Punkt des maximalen Drehmoments bei ca. 6000 U/min erreicht wird, und im Falle des Basismotors 63,5 bar beträgt (Vergleiche Abbildung 4-21). Gezündet wird im dargestellten Betriebspunkt bei 26 °KW vor OT. Der Verbrennungsschwerpunkt (50% Umsatzpunkt der Brennstoffmasse) liegt bei 8 °KW nach OT. Für die Abgabe des maximalen Drehmomentes und für die Verbrauchsoptimierung sollte der Verbrennungsschwerpunkt kurz nach dem oberen Totpunkt liegen, laut Literatur bei 5° bis 8° nach OT, was im untersuchten Betriebspunkt der Fall ist [36]. Betrachtet man den Heizverlauf, weist dieser auf eine gute und gleichmäßige Verbrennung hin, ohne ausgeprägten Verbrennungsstoß zu Beginn der Verbrennung. Dieser ist ohnedies bei Ottomotoren durch die äußere Gemischbildung nicht sehr ausgeprägt, weil das Kraftstoff-Luft-Gemisch nahezu homogen ist und somit gleichmäßig verbrennt [8]. Die Zeit zwischen Brennbeginn (5% des Summenbrennverlaufes) und Brennende (95% des Summenbrennverlaufes) wird als Brenndauer bezeichnet. Diese ist auf Grund der leicht verschleppten Verbrennung ab 90% des Summenbrennverlaufes etwas länger, weist aber bis 90% auf eine rasche Verbrennung des Kraftstoffes hin.

Einfluss auf das Aussehen des Heizverlaufes haben folgende Größen [37] :

- Verbrennungsverfahren
- Betriebsparameter: Verdichtungsverhältnis, Aufladegrad, Motordrehzahl, etc
- Brennraumgeometrie
- Betriebszustände: Voll- oder Teillast

Abschließend muss noch darauf hingewiesen werden, dass für eine thermodynamisch korrekte Auswertung eine hohe Präzision bei der Druckindizierung notwendig ist. Daher wird eine Schwankung der Ergebnisse von $\pm 5\%$ hinsichtlich der Genauigkeit der Ergebnisse laut einschlägiger Literatur als sehr gut angesehen. Bei der Bewertung der Ergebnisse muss diese Ungenauigkeit berücksichtigt werden.

4.3 Modifikationen am Basisfahrzeug

Nach der Vermessung des Basismotors wurden unterschiedliche Veränderungen am Motor vorgenommen, um eine Erhöhung der Leistung und des Momentes, bei gleichzeitiger Verringerung des Kraftstoffverbrauches zu erzielen. Diese Modifikationen werden in den nachstehenden Kapiteln näher erläutert.

4.3.1 Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses

Im ersten Schritt der Optimierungsmaßnahmen wurde das Verdichtungsverhältnis verändert. Wie bereits im Theorieteil beschrieben, hat das Verdichtungsverhältnis einen großen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad. Daher kann durch Steigerung des Verdichtungsverhältnisses die maximale Leistung und das maximale Drehmoment angehoben und gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Das Verdichtungsverhältnis kann aber nicht beliebig hoch angehoben werden, sondern es sind einerseits Grenzen durch die Klopfestigkeit des Kraftstoffes und andererseits Grenzen durch die mechanische Festigkeit des Motors gegeben.

Das originale Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 9,4$ wurde in zwei Schritten auf ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10,5$ erhöht. Ermittelt wurde das Verdichtungsverhältnis, und die dafür notwendigen Veränderungen am Motor, aus den vom Hersteller zur Verfügung gestellten CAD-Daten. Für die erste Verdichtungsstufe auf $\varepsilon = 10$ wurde die originale Zylinderfußdichtung durch eine um 0,3mm dünnere Dichtung ersetzt. Nach ersten Testmessungen wurde die Verdichtung ein zweites Mal angehoben. Hierfür wurde der Zylinder gekürzt und die originale Zylinderfußdichtung wieder eingebaut. Durch das Abdrehen des Zylinders wurde der Quetschspalt, also der Abstand zwischen Kolben und Brennraumwand, zu gering. Es musste zusätzlich der Kolben nachbearbeitet werden, um eine Kollision des Kolbens mit dem Zylinderkopf zu verhindern.

Die Ergebnisse der Messungen mit der erhöhten Verdichtung auf $\varepsilon = 10,5$ werden auf den nachstehenden Seiten beschrieben.

Drehmoment und Leistung:

Abbildung 4-17 zeigt die Drehmoment- und Leistungskennlinien unter Vollast, jeweils für den Basismotor und den Motor mit der erhöhten Verdichtung. Es wird ersichtlich, dass das Spitzendrehmoment und die Spitzenleistung über das gesamte Drehzahlband angehoben werden konnte. Das Nenndrehmoment beträgt somit 9,64 Nm und die Nennleistung 7,68 kW.

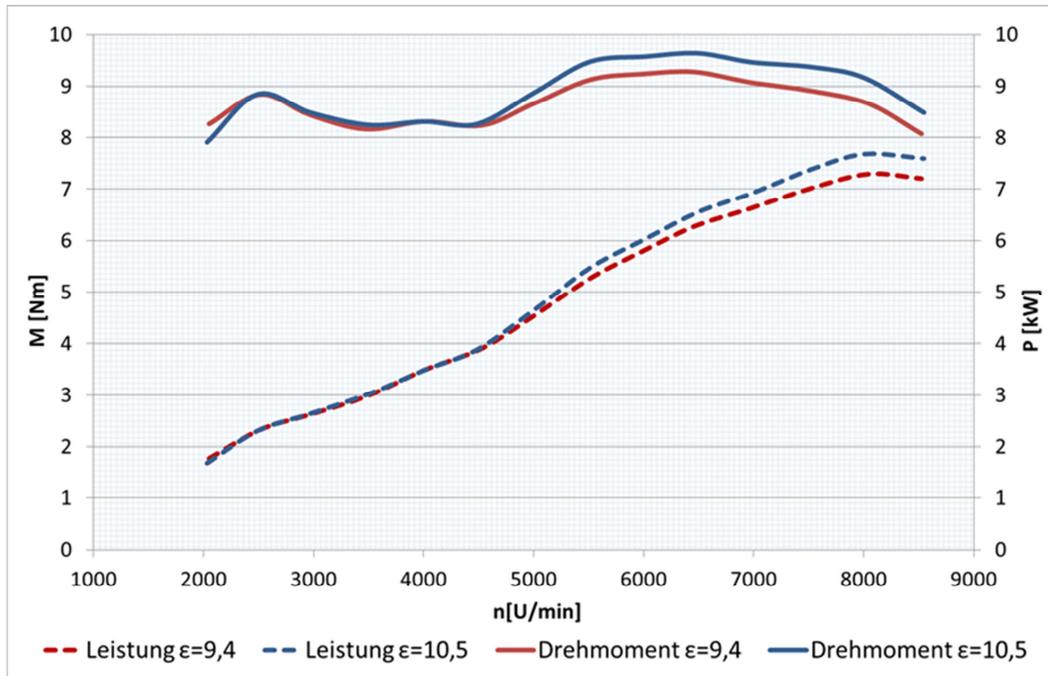


Abbildung 4-17: Drehmoment- und Leistungsvergleich (M6)

Im unteren Drehzahlbereich ist die Verbesserung etwas geringer, nimmt aber mit steigender Drehzahl stetig zu. Die Leistung und das Drehmoment konnte somit um bis zu 8% gesteigert werden.

Kraftstoffverbrauch:

Neben der Steigerung von Leistung und Drehmoment konnte durch die Verdichtungserhöhung zudem der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden. Der spezifische Kraftstoffverbrauch nach der Verdichtungserhöhung wird in Abbildung 4-19 dargestellt. Als Vergleich dient Abbildung 4-18, welche den Kraftstoffverbrauch des Basismotors, also vor der Verdichtungserhöhung, darstellt.

Für die Ermittlung des Kennfeldes wurde dasselbe Betriebspunkteraster wie in der Basisvermessung verwendet, wobei durch die Verdichtungserhöhung das Drehmoment bei einer Drosselklappenstellung von 20% stark angehoben wurde. Daher stehen keine Messergebnisse für den unteren Drehzahl- und Momentenbereich zur Verfügung. Die Grafik ist in diesem Bereich abgeschnitten. Um diesen Bereich darstellen zu können, hätten Messungen mit einer geringeren Drosselklappenstellung (<20%) durchgeführt werden müssen. Trotz der fehlenden Messdaten in diesem Bereich ist die Tendenz des Kraftstoffverbrauches sehr gut zu erkennen. Die Hauptbetriebspunkte befinden sich wieder in einem Bereich geringsten Kraftstoffverbrauches, wobei der spezifische Verbrauch des gesamten Kennfeldes niedrigere Werte aufweist.

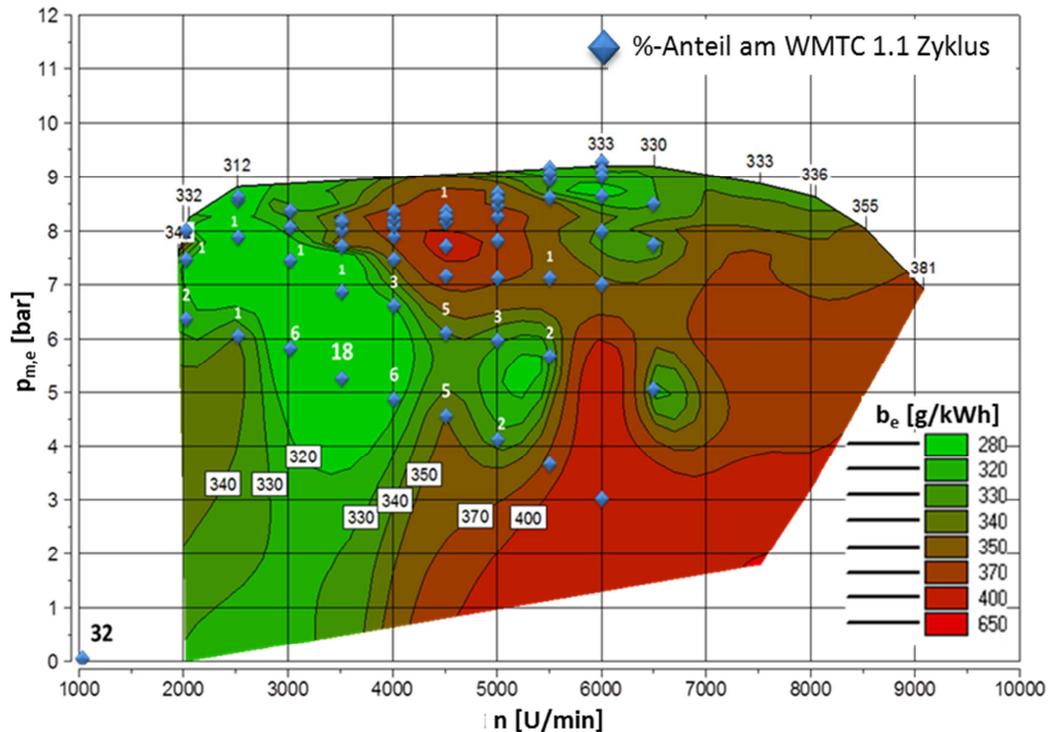


Abbildung 4-18: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M1)

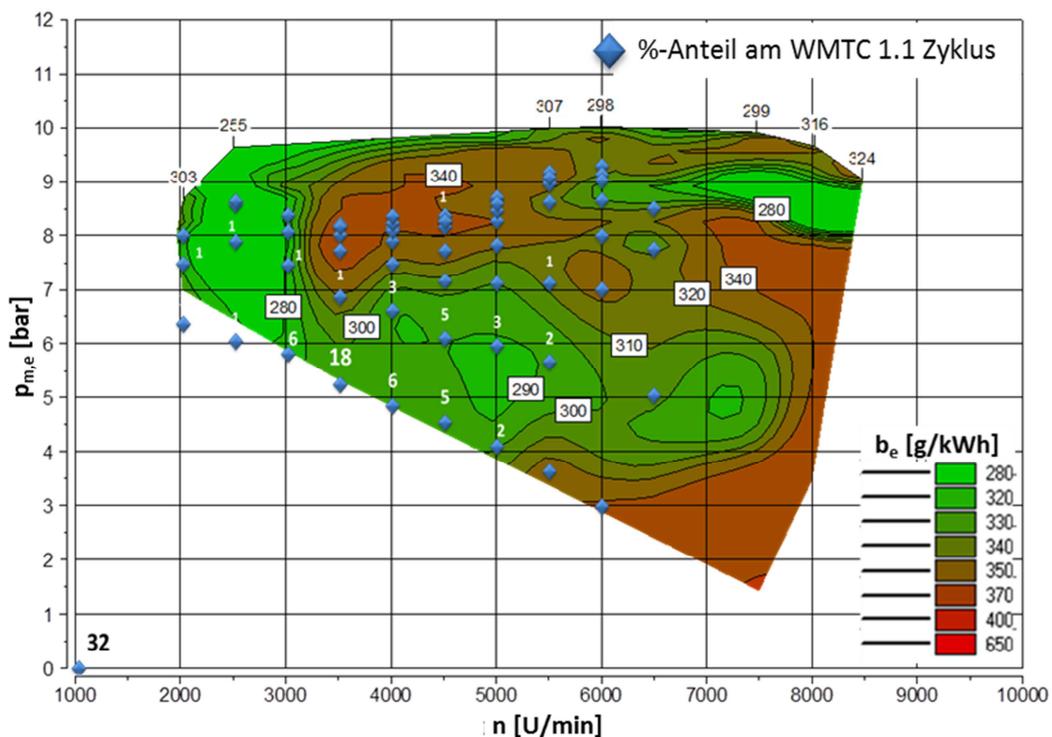
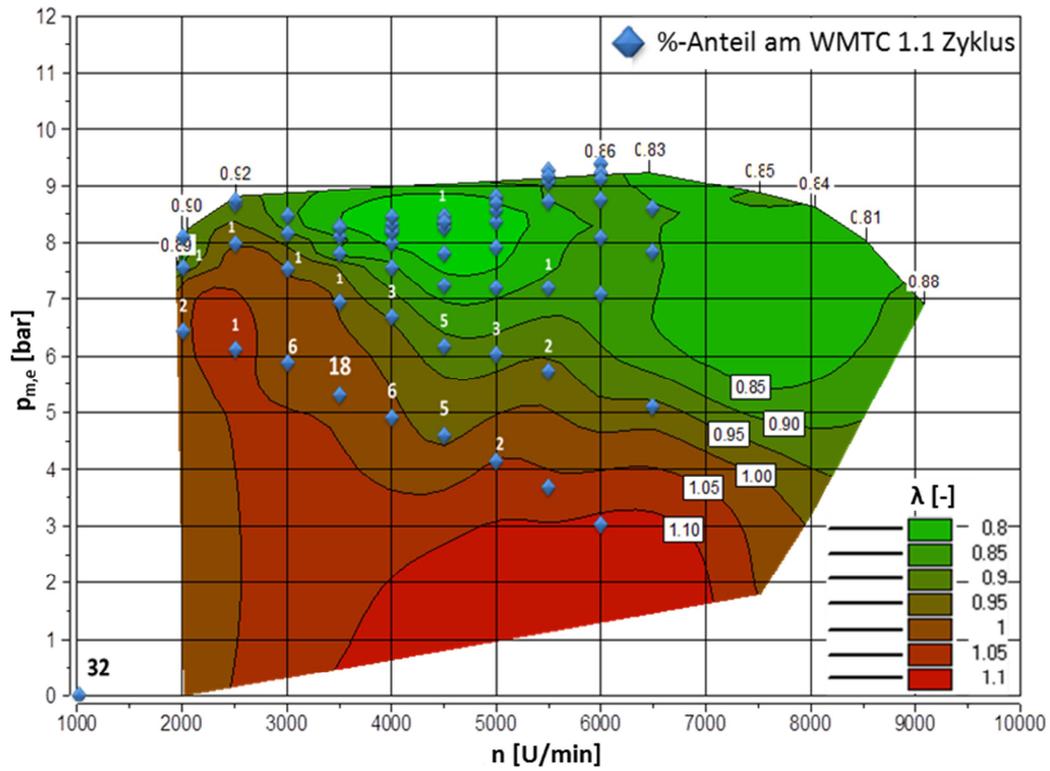


Abbildung 4-19: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M6)

Vergleicht man den spezifischen Kraftstoffverbrauch des Basismotors mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch des Motors nach der Verdichtungserhöhung, erkennt man, dass über das gesamte Kennfeld eine Kraftstoffersparnis von 20-50 g/kWh erzielt wurde. Vergleicht man die Bereiche mit den am häufigsten angefahrenen Betriebspunkten, ist eine Einsparung von 20 g/kWh zu erwarten.

Bei der Bewertung dieser Ergebnisse ist jedoch Vorsicht geboten, da die Kraftstoffersparnis nicht immer rein der Verdichtungserhöhung zugeschrieben werden kann. Durch Modifikationen am Motor kann es vorkommen, dass sich trotz gleicher Vergasereinstellungen das Verbrennungsluftverhältnis etwas verändert. Der Lambdawert hat jedoch einen entscheidenden Einfluss auf den Wirkungsgrad, und somit auch auf den Kraftstoffverbrauch des Motors. Daher muss man neben dem Verbrauchskennfeld auch das Lambdakennfeld betrachten, und darf nur Punkte mit gleichem Lambdawert vergleichen, um die Effekte, die rein durch die Verdichtungserhöhung entstanden sind, beurteilen zu können. Das Lambdakennfeld für den Basismotor und den Motor mit der erhöhten Verdichtung wird in Abbildung 4-20 dargestellt.

Basismotor $\varepsilon = 9,4$



Motor mit höherer Verdichtung $\varepsilon = 10,5$

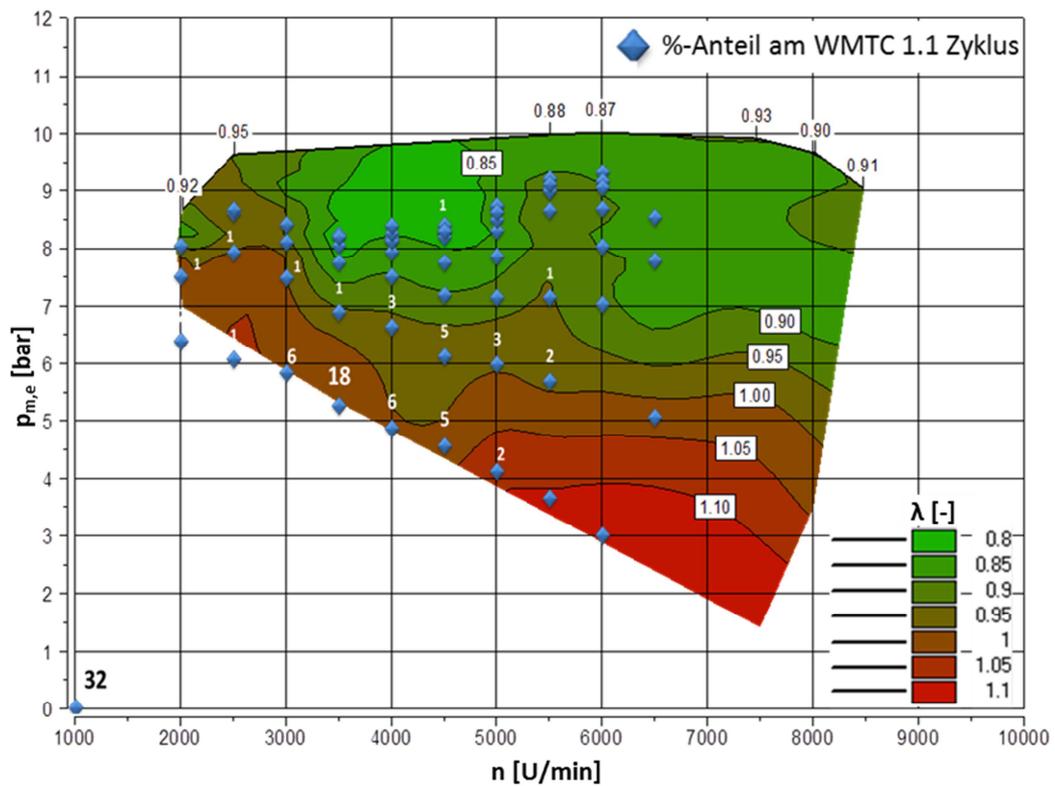


Abbildung 4-20: Vergleich der Lambdakenfelder (M1 oben, M6 unten)

Zu erkennen ist, dass das Gemisch durch die Verdichtungserhöhung tendenziell mit zunehmender Last etwas magerer als das Gemisch des Basismotors ist. Unter Berücksichtigung des Verbrennungsluftverhältnisses kann der Betriebspunkt, mit einem Anteil von 18% am Gesamtzyklus, für die Verbrauchsbewertung herangezogen werden. Dieser Betriebspunkt weist bei beiden Messungen dasselbe Luftverhältnis auf. Vergleicht man den spezifischen Kraftstoffverbrauch in diesem Punkt, ergibt sich eine Ersparnis an Kraftstoff von 20 [g/kWh].

Auswertung der Indizierdaten:

In Abbildung 4-21 wurde das p-v-Diagramm dargestellt, da der Zylinderdruck einer der Faktoren ist, der die Verdichtung aus Festigkeitsgründen nach oben begrenzt. Festigkeitsnachweise wurden jedoch keine durchgeführt. Anhaltswerte für den Zylinderdruck findet man in der Literatur, wobei laut Literatur der Zylinderdruck bei nicht aufgeladenen Motoren typischerweise zwischen 70 und 90 bar liegt. [5] Ein weiteres Begrenzungskriterium für den Zylinderdruck ist die Klopfestigkeit des Brennstoffes. Während des Prüfstandsbetriebs mit der erhöhten Verdichtung und bei der anschließenden Auswertung der Messdaten konnte kein Anzeichen auf Klopfen oder Glühzünden festgestellt werden. Daher kann man davon ausgehen, dass die Verdichtungserhöhung noch in einem Bereich durchgeführt wurde, in dem mit dem verwendeten Kraftstoff kein Klopfen auftritt.

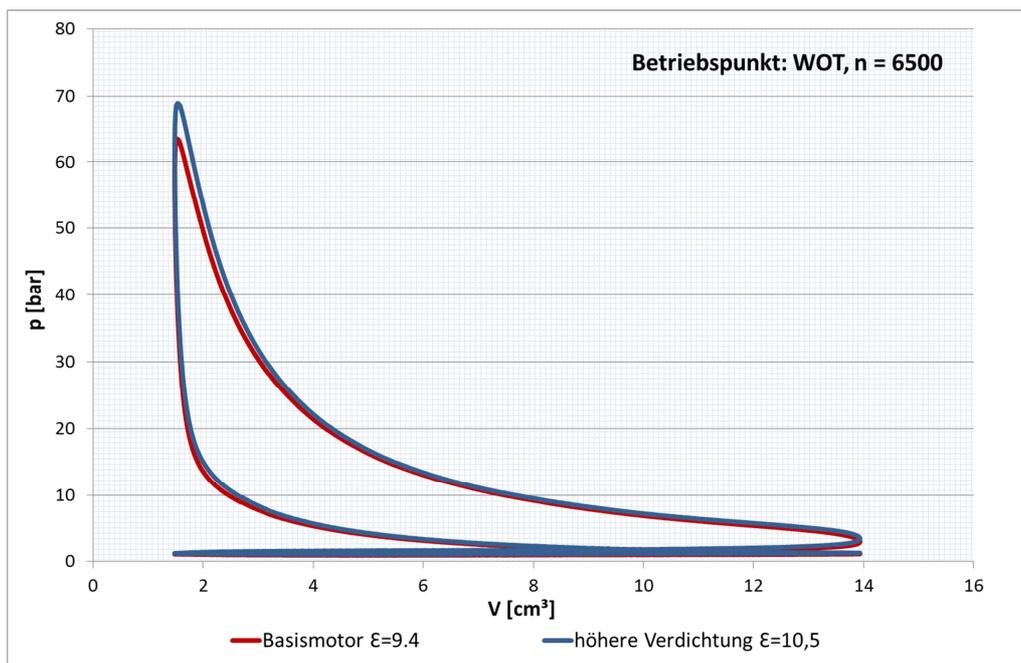


Abbildung 4-21: Erhöhung des Zylinderdrucks bei maximales Drehmoment (M1, M6)

Temperaturen:

Die Verdichtungserhöhung führt zu erhöhten thermischen Belastungen von Bauteilen und kann dadurch Motorschäden verursachen, da die Werkstoffe mit steigenden Temperaturen an Festigkeit verlieren und auch die Funktion von Kolbenringen nicht mehr gewährleistet wird. [5] Die Berechnung der Temperaturverteilung des Kolbens und anderer Bauteile ist sehr komplex und wird zunehmend mit Simulationsprogrammen bewerkstelligt.

In diesem Fall wurden Temperaturmessstellen für die Messung der Öltemperatur, der Zündkerzensitztemperatur und der Zylindertemperatur eingerichtet, um den Verlauf der Temperaturen verfolgen zu können. Während des Prüfstandsbetriebes wurden die

Temperaturniveaus der kritischen Bereiche ständig überwacht.

Nachstehende Abbildung zeigt die Entwicklung der Kerzensitztemperatur vor und nach der Verdichtungserhöhung.

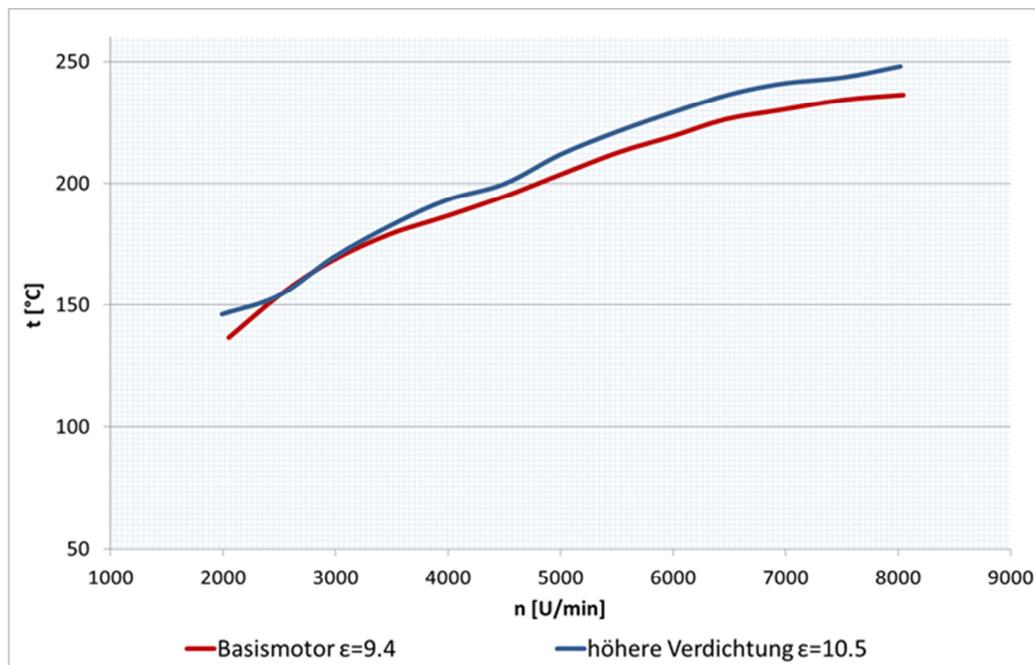


Abbildung 4-22: Zündkerzensitztemperaturen im Vergleich (M1, M6)

Diese Temperatur ist ein guter Indikator für die Temperaturen der brennraumbegrenzenden Bauteile und somit auch für die thermische Belastung des Motors. Man erkennt einen deutlichen Anstieg der Kerzensitztemperatur durch die Verdichtungserhöhung. Um diesem Temperaturanstieg entgegenzuwirken, sollten in weiterer Folge Maßnahmen getroffen werden, welche die Temperaturen der kritischen Bauteile senken. Diese Maßnahmen werden im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.3.2 Ölringkanal

Um die brennraumbegrenzenden Bauteile, welche durch die Verdichtungserhöhung höheren thermischen Belastungen ausgesetzt sind, entsprechend zu kühlen, wurde ein Ölringkanal konstruiert. Dieser Ölringkanal soll das Temperaturniveau der kritischen Bauteile des luftgekühlten Motors mittels eines öldurchflossenen Rings, welcher in der Zylinderteilfläche um den Brennraum geführt ist, besser regulieren. Das benötigte Öl wird aus dem vorhandenen Ölkreislauf des Motors bezogen.

Das Konstruktionsprinzip des Ölringkanals wird in nachstehender Abbildung dargestellt.

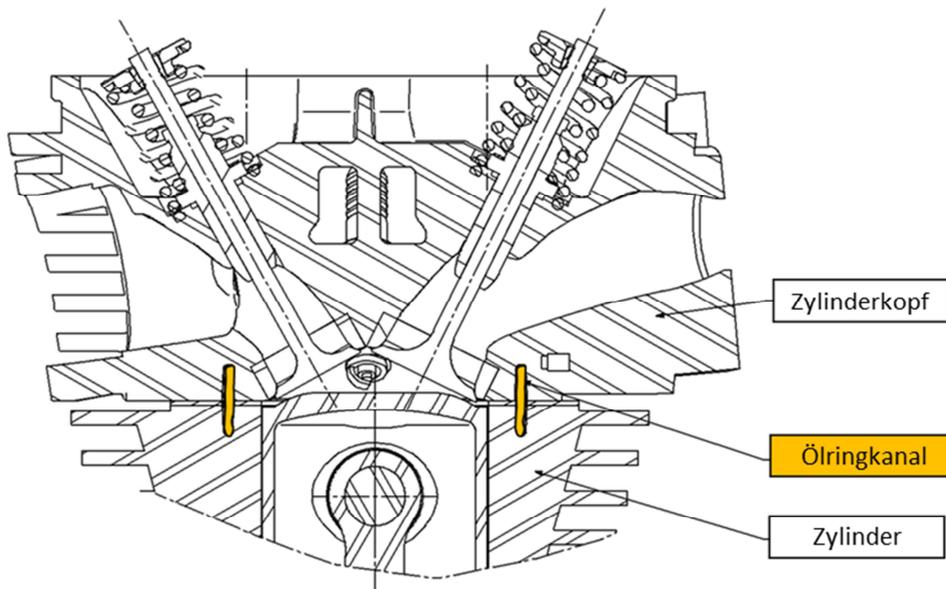


Abbildung 4-23: Prinzipskizze des Ölringkanals

Für die Ölversorgung des Ölrings wird eine bereits vorhandene Ölleitung verwendet. Diese Ölleitung ist für die Schmierung der Nockenwellenlager und der Schleppebel vorgesehen. Sie führt über einen Kanal im Getriebegehäuse zum Zylinder. Dort wird das Öl in die Bohrung eines Stehbolzens geleitet und gelangt so in den Ventildeckel. Im Übergang vom Getriebegehäuse in den Zylinder sorgt eine Drosselbohrung für eine definierte Durchflussmenge. Dieser Ölkanal wurde durch eine Querbohrung im Kurbelgehäuse „angezapft“. Über einen gefrästen Kanal und eine Bohrung im Zylinder, wird die Verbindung zum Ölringkanal hergestellt. Dieser Teil der Ölleitung wurde ebenfalls mit einer Drosselbohrung versehen, um die Durchflussmenge durch den Ölringkanal steuern zu können. Wichtig dabei ist, dass die Drosselbohrung, welche die Ölmenge im Ölringkanal steuert, und die Drosselbohrung, welche die Ölmenge für die Schmierung der Nockenwelle steuert, aufeinander abgestimmt sind. Somit kann sichergestellt werden, dass in beiden Ästen der Ölleitung die benötigte Menge an Öl vorhanden ist. Wichtig hierbei ist, dass für eine optimale Schmierung der Nockenwelle und der Schleppebel eine definierte Menge an Öl zur Verfügung stehen muss. Zu wenig Öl kann zu erhöhtem Verschleiß und zu Beschädigungen führen. Zu viel Öl ist für die Schmierung nicht sinnvoll und erfordert höhere Pumpleistungen. Beim Ölringkanal ist ein hoher Durchfluss jedoch entscheidend für die abgeführte Wärmemenge. Daher ist die Wahl der geeigneten Drosselbohrungen entscheidend für die Funktion der beteiligten Komponenten.

Aus diesem Grund wurde ein Durchflussmessgerät, welches zur besseren Überprüfbarkeit der Ölmenge im Ölringkanal dient, installiert. Dieses wurde in die Versorgungsleitung des Ölringkanals integriert. Das Durchflussmessgerät mit der Bezeichnung Natec ist ein Drehkolben-Volumenzähler und ist in Abbildung 4-24 abgebildet.

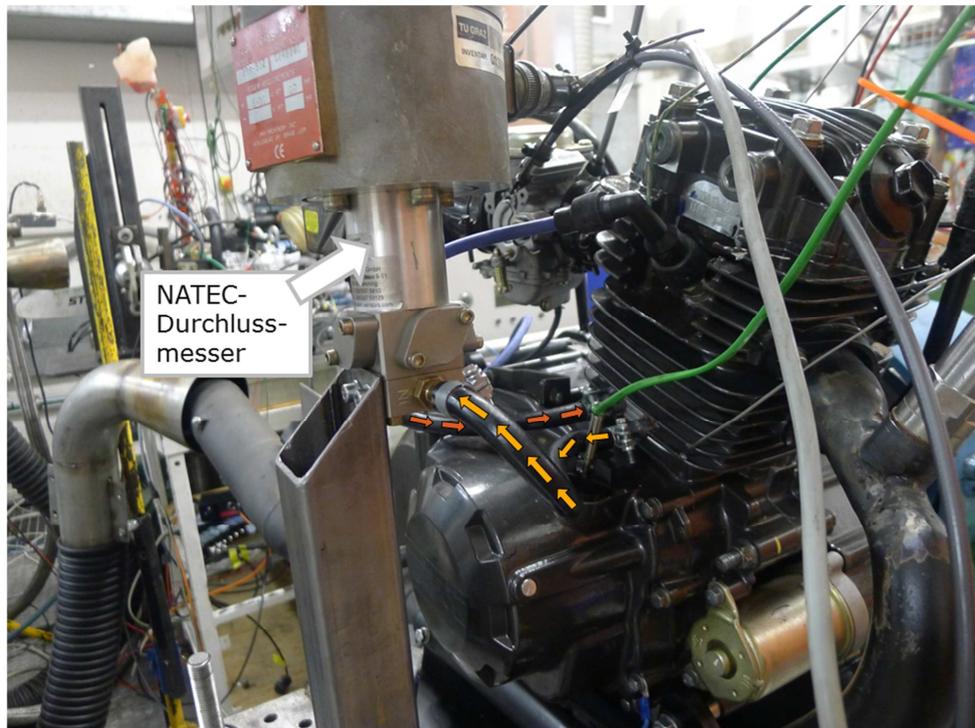


Abbildung 4-24: Integration des Durchflussmessgerätes in den Ölkreislauf

Nach dem Durchfließen des Ölringkanales gelangt das Öl über den Kettenschacht zurück in den Ölsumpf.

Der Ölfluss zum Ventiltrieb konnte durch Einsetzen eines Schauglases anstelle der bereits beschriebenen Servicedeckel für die Ventilspieleinstellung im Ventildeckel kontrolliert werden.

Die konstruktive Ausführung des Ölingkanals im Zylinderkopf zeigt Abbildung 4-28.

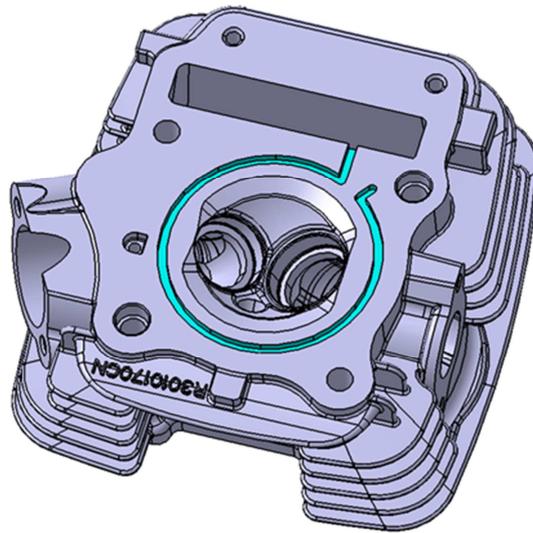


Abbildung 4-25: Ölingkanal um den Brennraum

Nach ersten Testmessungen zeigte sich ein Rückgang der Kerzensitztemperatur. Das Temperaturniveau des Basismotors konnte jedoch nicht erreicht werden. Die Kerzensitztemperatur wies trotz Ölingkanals höhere Temperaturen auf.

Eine anschließende Untersuchung der Strömungs- und Wärmeübertragungseigenschaften des Ölingkanals sollte Informationen liefern, warum die Wirkung der Ölingkanals vergleichsweise gering ausfiel und wie die Wärmeabfuhr mittels Ölingkanals gesteigert werden kann. Die Ergebnisse dieser Untersuchung der Eigenschaften des Ölingkanals können dem nachstehenden Kapitel Motorkühlung entnommen werden. Gleichzeitig wurde die Wirkung eines Ölkühlers, welcher später in das Motorkühlkonzept integriert wurde, untersucht.

Motorkühlung [38] [39]

Der untersuchte Motor ist luftgekühlt, das heißt, die Kühlung erfolgt durch den Fahrtwind. Sie wird durch am Zylinder und Zylinderkopf angebrachte Kühlrippen verstärkt.

Während des Projektes wurden am Motor Modifikationen durchgeführt, die der Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Leistung dienten, wodurch aber die entstandene Wärmemenge des Motors erhöht wurde und nicht mehr durch das vorhandene Kühlkonzept kompensiert werden konnte. Eine Optimierung der Kühlung wurde notwendig, um die thermische Belastung des Motors zu senken. Es wurde ein, vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Fachbereich Konstruktion und Auslegung, entwickeltes Motorkühlkonzept in den Motor integriert. Dieses Kühlkonzept wird in dieser Arbeit als Ölingkanal bezeichnet. Es nutzt den vorhandenen Ölkreislauf des Motors, um das Temperaturniveau in Brennraumnähe zu senken.

Die Strömungseigenschaften des Motoröls und dessen Fähigkeit Wärme aufzunehmen und abzuführen wurden untersucht und werden nachstehend kurz erläutert. Mit Hilfe der daraus gewonnenen Erkenntnisse, konnte der Ölingkanal und der später angebrachte Ölkühler dimensioniert und konstruiert werden.

Rohrströmung

Sowohl die Strömung durch den Ölkühler, als auch die Strömung durch den Öhringkanal, kann als Rohrströmung betrachtet werden. Rohrströmungen sind Strömungen in langgestreckten geschlossenen Systemen, die von der Reibung entlang des benetzten Umfangs geprägt sind. Um Aussagen über die Strömungs- und Wärmeleiteigenschaften tätigen zu können, ist die Kenntnis über die Art und Ausbildung der Strömung von entscheidender Bedeutung. Informationen hierüber liefert unter anderem die Reynoldszahl. Diese dimensionslose Kennzahl ist eine der wichtigsten Kennzahlen der Strömungsmechanik und ist ein Maß für den Einfluss der Zähigkeit. Sie stellt das Verhältnis zwischen Trägheitskräften und Zähigkeitskräften dar und ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{UL\rho}{\eta} = \frac{UL}{\nu} \quad (4-3)$$

U...Strömungsgeschwindigkeit [m/s], L...charakteristische Länge [m]

ν ...kinematische Viskosität [kg/m s]

Die Reynoldszahl wird über die Strömungsgeschwindigkeit U, über die charakteristische Länge L und die kinematische Viskosität ν festgelegt. Betrachtet man eine Rohrströmung mit kreisförmigem Querschnitt, kann als charakteristische Länge der Rohrdurchmesser D und als Strömungsgeschwindigkeit die mittlere Geschwindigkeit u_m herangezogen werden.

$$Re_D = \frac{u_m D}{\nu} \quad Re_{D,krit} = 2000 \quad (4-4)$$

Bei nicht kreisförmigen Querschnitten kann der hydraulische Durchmesser $D_h = 4 A/U$ für die Betrachtungen herangezogen werden. Die kritische Reynoldszahl gibt einen Richtwert für den Umschlag vom laminaren zum turbulenten Strömungszustand an. Unter diesem Wert ist die Strömung definitiv laminar, über diesem Wert ist die Strömung in der Praxis immer turbulent, da in der Regel genügend Störeinflüsse vorhanden sind.

Im konkreten Fall des Öhringkanals und des Ölkühlers kann die Reynoldszahl mit Hilfe der gemessenen Durchflussmenge (Siehe auch Kapitel 4.3.2 und 4.3.3) und des Rohrdurchmessers einfach berechnet werden

Die Durchflussmenge betrug bei Nenndrehzahl des Motors 50 Liter pro Stunde, was eine Reynoldszahl von 100 ergibt, und es sich somit um eine laminare Strömung handelt.

$$Re_D = 100 \ll Re_{D,krit} = 2000 \quad \rightarrow \text{LAMINARE STRÖMUNG}$$

Bei Strömungen entlang einer Wand, haftet das Fluid an der Wand. Es entsteht in Wandnähe ein Geschwindigkeitsprofil, mit einem steilen Geschwindigkeitsgradienten. Die Geschwindigkeit reicht von Null an der Wand bis zur Anströmgeschwindigkeit U_∞ . Dieser Bereich in Wandnähe wird als „Grenzschicht“, oder „Strömungsgrenzschicht“ bezeichnet. Die Besonderheit einer Rohrströmung ist, dass durch die begrenzenden Wände die Grenzschicht nicht beliebig anwachsen kann. Ab einer gewissen Strömungslänge x_E ist die Strömung entwickelt, was bedeutet, dass sich das Geschwindigkeitsprofil in Strömungsrichtung nicht mehr ändert. Die Länge bis zur entwickelten Strömung wird als Anlaufbereich bezeichnet.

Für den hydrodynamischen Anlauf kann dies wie folgt dargestellt werden:

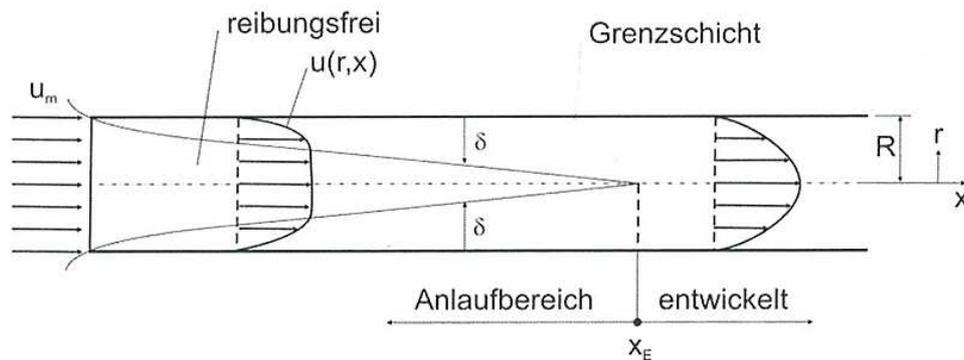


Abbildung 4-26: Hydrodynamischer Anlauf bei laminarer Strömung [39]

Die Länge des hydrodynamischen Anlaufes bei laminarer Strömung kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\left(\frac{x_E}{D}\right)_{\text{laminar}} \approx 0.056 * Re_D \quad (4-5)$$

Es ergibt sich im Fall der untersuchten Strömung eine Anlauflänge von $x_E = 5,6 D$.

Ebenso wie für die Strömungsgeschwindigkeiten, gibt es auch für die Temperaturverteilung in Wandnähe eine Grenzschicht, die den Übergang von der Wandtemperatur zur Fluidtemperatur beschreibt. Für den thermischen Anlauf, mit heißer Rohrwand, kann die Strömung wie folgt dargestellt werden:

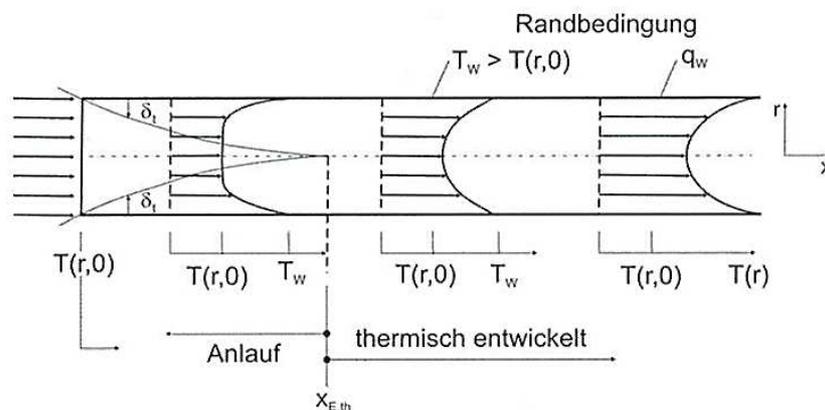


Abbildung 4-27: Thermischer Anlauf bei laminarer Strömung [39]

Die Länge des thermischen Anlaufes bei laminarer Strömung kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\left(\frac{x_{E,th}}{D}\right)_{\text{laminar}} \approx 0.056 * Re_D * Pr \quad (4-6)$$

Dies bringt die Abhängigkeit der thermischen Grenzschichtdicke von der Prandtl-Zahl in laminarer Strömung zum Ausdruck.

Die Prandtl-Zahl ist eine weitere wichtige dimensionslose Kennzahl der Strömungsmechanik und beschreibt den Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsdiffusion und Temperaturdiffusion in einem Fluid. Sie ist eine reine Stoffgröße und lässt sich wie folgt beschreiben:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (4-7)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ beschreibt dabei die Fähigkeit des Mediums, Wärmeenergie durch Leitung zu transportieren. Für die meisten Gase gilt $Pr \approx 1$, für sehr viele Flüssigkeiten gilt $Pr > 1$ und für hochviskose Fluide wie Motoröl gilt $Pr \gg 1$.

Zum Vergleich sind in nachstehender Tabelle die charakteristischen Prandtl-Zahlen für Luft, Wasser und Motoröl angegeben:

Temperatur	Luft	Wasser	Motoröl
0°C	0,72	13,6	47100
20°C	0,71	7,02	10400
100°C	0,69	1,74	276

Tabelle 9: Charakteristische Prandtl-Zahlen

Es zeigt sich, dass bei Motorölen die Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahl erheblich ist. Die thermische Anlaufänge ist bei niedrigen Temperaturen sehr lang, und wird mit zunehmender Temperatur kürzer.

Mit Hilfe der Reynoldszahl und Prandtl-Zahl kann die Strömung hinsichtlich Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung beschrieben werden, über die Wärmeleiteigenschaften können jedoch noch keine Aussagen getroffen werden. Dies wird im folgenden Abschnitt näher betrachtet.

Konvektiver Wärmeübergang

Konvektion steht ganz allgemein für den Transport einer physikalischen Größe durch die Bewegung eines Fluids. Im Gegensatz zur reinen Wärmeleitung in einem Festkörper wird zusätzlich Energie durch die Bewegung des Fluids transportiert. Konvektiver Wärmetransport ist somit die Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport durch die Strömung.

Eine Aussage über den Wärmeübergang bzw. über die Wärmestromdichte kann durch die Kenntnis einer weiteren wichtigen dimensionslosen Kenngröße, der Nusselt-Zahl, getroffen werden.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (4-8)$$

α ... Wärmeübertragungszahl [W/m²K]

λ ... Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

Anschaulich kann die Nusselt-Zahl als das Verhältnis aus wirklicher Wärmestromdichte und Wärmestromdichte bei reiner Leitung im ruhenden Fluid gedeutet werden. Das heißt, die Nusselt-Zahl gibt an, um wie viel die Wärmestromdichte durch Konvektion verbessert werden kann. Sie ist somit stets größer Null.

Bestimmung von Wärmeübergangszahlen bzw. Nusselt-Zahlen:

Im Falle der laminaren Rohrströmung, mit Kreisquerschnitt, im Bereich thermisch voll entwickelter Strömung und unter Annahme konstanter Wandtemperatur, kann die Nusselt-Zahl iterativ berechnet werden. Das Ergebnis ist für jedes Fluid ident und lautet wie folgt:

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 3,66 \quad (4-9)$$

Die Wärmestromdichte bei Konvektion ist 3,66 Mal größer als die Wärmestromdichte bei reiner Wärmeleitung im ruhenden Fluid. Diese Annahme gilt für die Strömung, und somit für den Wärmeübergang im geraden Öhringkanal, sowie im Ölkühler (Vergleiche Kapitel 4.3.3).

Wird durch konstruktive Ausführung des Strömungskanals das Fluid in Querbewegung versetzt, also Wirbel erzeugt, kann die Wärmestromdichte entschieden erhöht werden. Umgesetzt wurde dies durch einen gezackt ausgeführten Öhringkanal welcher in Abbildung 4-28 dargestellt ist.

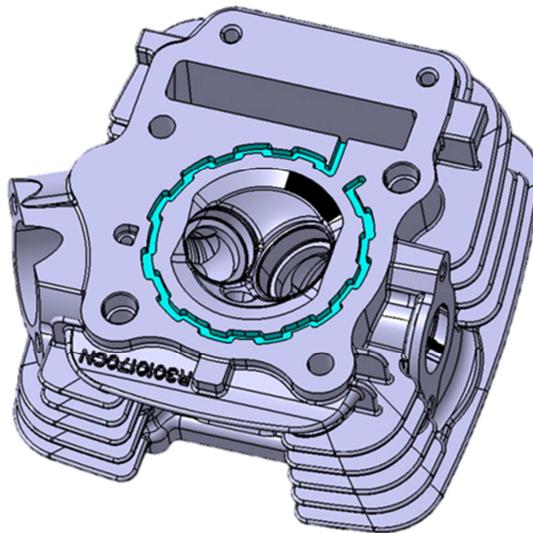


Abbildung 4-28: Öhringkanal mit gezackter Ausführung

Um den Vorteil dieser konstruktiven Ausführung abschätzen zu können, wurde die Nusselt-Zahl im gezackten Öhringkanal bestimmt. Für die Bestimmung der Nusselt-Zahl wurde folgendermaßen vorgegangen:

Der Wärmestrom Q vom Fluid an die Rohrwand ergibt sich zu:

$$Q = \alpha * A * (T_W - T_F) \quad (4-10)$$

T_W ... Temperatur der Wand [K]

T_F ... Temperatur des Fluid [K]

Als einzige Unbekannte tritt in dieser Formel die Wärmeübertragungszahl α auf. Der Wärmestrom Q konnte über die gemessene Durchflussmenge und die Temperaturen vor und nach dem Öhringkanal berechnet werden, ebenso konnte die Kanalwandtemperatur T_W über die Kerzensitztemperatur abgeschätzt werden.

Es kann nun die Wärmeübertragungszahl α im Ölingkanal berechnet werden:

$$\alpha = \frac{Q}{A * (T_W - T_F)} = \frac{410}{0,0065 * (240 - 110)} = 485 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Somit lässt sich weiters, mit Hilfe der Wärmeleitfähigkeit des Motoröles von $\lambda = 0,16$ [W/mK], die Nusselt-Zahl berechnen:

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = \frac{485 * 0,004}{0,16} = 12,1 \quad (4-11)$$

Vergleicht man die beiden Nusselt-Zahlen im Ölingkanal mit gezackter Ausführung und im geraden Ölingkanal bzw. Ölkühler zeigt sich, dass der Wärmestrom durch die gezackte Ausführung um theoretisch mehr als das drei fache erhöht werden kann.

Die theoretisch gewonnenen Erkenntnisse konnten durch die anschließenden Messungen bestätigt werden.

Als Beurteilung des Effektes des Öhringkanals wurde das Temperaturniveau des Kerzensitzes herangezogen, wobei dieses beträchtlich reduziert werden konnte und sich nun unter dem Temperaturniveau des Basismotors befindet. Die Auswirkungen auf die Kerzensitztemperaturen T_{sp} sowie auf die Ölsumpfemperatur T_{oil} werden in Abbildung 4-29 dargestellt.

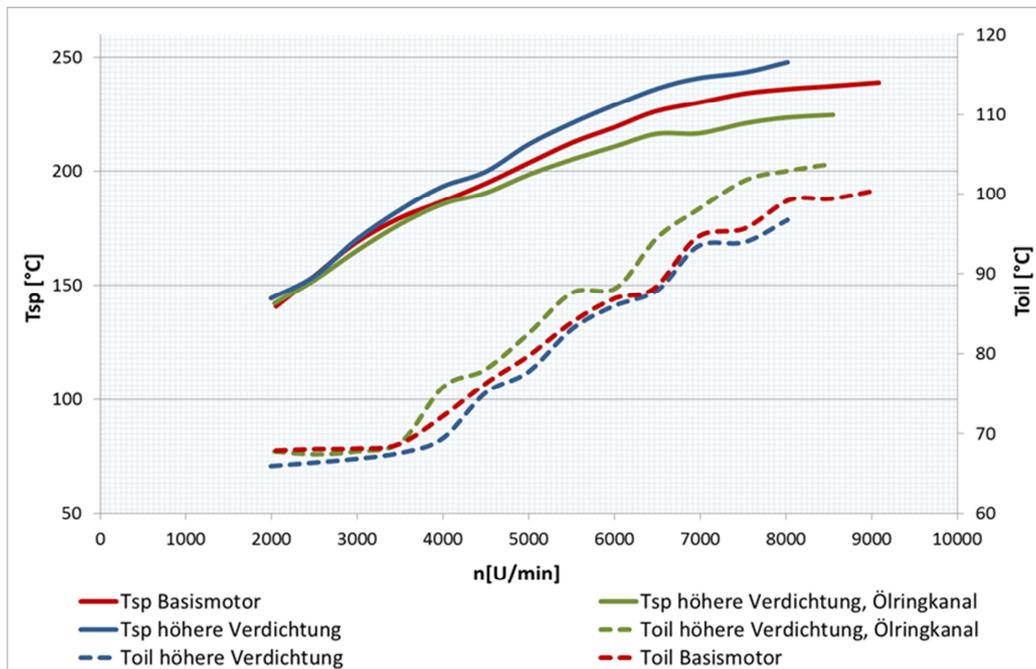


Abbildung 4-29: Kerzensitztemperatur T_{sp} und Ölsumpfemperatur T_{oil} (M1, M6, M5)

Mit Hilfe dieser Konstruktion konnte eine ausreichende Kühlung der thermisch hoch belasteten Brennraumkomponenten sichergestellt werden.

Laut einschlägiger Literatur zeigt die Brennraumtemperatur ebenfalls einen Einfluss auf die Emissionsraten. Durch geringere Brennraumtemperaturen wird die Reaktion des Stickstoffes mit der Luft zu NO_x -Molekülen negativ beeinflusst, wodurch die NO_x -Emissionen deutlich geringer ausfallen.

Im Unterschied zur gesunkenen Kerzensitztemperatur ist, wie zu erwarten, ein Anstieg der Ölsumpfemperatur zu verzeichnen. Es ist zu erkennen, dass die Ölsumpfemperatur mit Öhringkanal (grüne Linie) etwas schneller ansteigt, als die Ölsumpfemperaturen ohne Öhringkanal. Weiters ist ein Anstieg der maximalen Öltemperatur zu erkennen. Grund für den Anstieg der Öltemperatur ist die abgeführte Wärmemenge durch den Ringkanal, welche an das Öl abgegeben wird und das Temperaturniveau im Ölsumpf erhöht. Die höhere Öltemperatur bewirkt einen geringeren Wirkungsgrad des Öhringkanals, da dieser mit sinkender Temperaturdifferenz zwischen Öl und Ringkanalwand abnimmt.

Die Wirkung des Öhringkanals bzw. dessen Wärmeübertragungsleistung kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta\theta \quad (4-12)$$

$\Delta\theta$... mittlere Temperaturdifferenz [-]

α ... Wärmeübertragungszahl [W/m^2K]

Die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ ergibt sich aus der Temperaturdifferenz der Kühlkanalwand und der mittleren Öltemperatur. Geht man davon aus, dass keine konstruktiven Änderungen am Motor vorgenommen werden, also der Wärmeübergangskoeffizient α und die Wandfläche A gleich bleiben, kann die Wärmeübertragungsleistung nur durch eine Anhebung der mittleren Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ erreicht werden. Da auch die Kanalwandtemperatur durch die Verbrennung vorgegeben ist, bleibt als einziger Angriffspunkt die Öltemperatur. Wird nun das Öl durch die zugeführte Wärmemenge immer weiter aufgeheizt, sinkt die Wirkung des Ölringkanals. Daher ist es wichtig, dass die zugeführte Wärmemenge wieder aus dem Öl abgeführt wird und ein möglichst kaltes Öl in den Ölkanal geleitet wird.

Dies kann durch einen Ölkühler realisiert werden. Für die Dimensionierung des Kühlers, wurden Temperatursensoren vor und nach dem Ölringkanal angebracht. Diese ermöglichen mit Hilfe der gemessenen Durchflussmenge eine Berechnung des abgeführten Wärmestromes wie folgt:

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = c * \dot{m} * \Delta T \quad (4-13)$$

c ... spezifische Wärmekapazität eines Stoffes [J/kgK]

Für die spezifische Wärmekapazität wird jene des Schmieröles eingesetzt.

Der Durchfluss durch den Ölkühlkanal wird in der unteren Abbildung 4-30 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Durchflussmenge stark von der Drehzahl abhängt und mit steigender Drehzahl zunimmt, da mit steigender Drehzahl die Pumpleistung der Ölpumpe zunimmt.

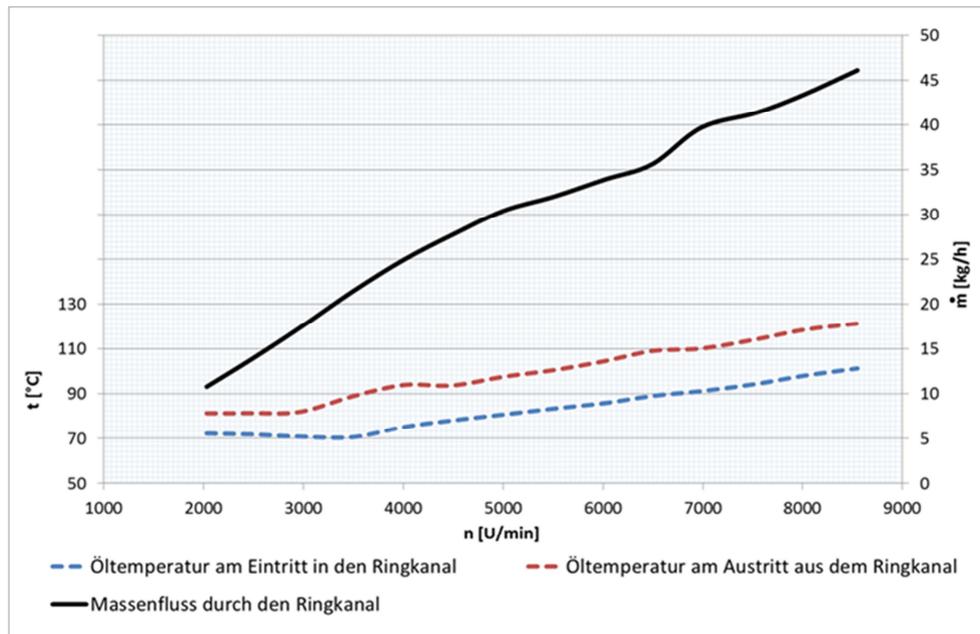


Abbildung 4-30: Durchflussmenge sowie Temperaturen im Öringkanal (M5)

Zusätzlich sind die Temperaturen beim Einlass und Auslass des Kühlkanals dargestellt. Der Temperaturunterschied zwischen Einlass und Auslass bleibt trotz starker Zunahme der Durchflussmenge nahezu konstant, was ebenfalls eine Drehzahlabhängigkeit der abgeführten Wärmemenge bedeutet. Diese Wärmemenge kann nach oben stehender Formel berechnet werden und zeigt folgenden Verlauf:

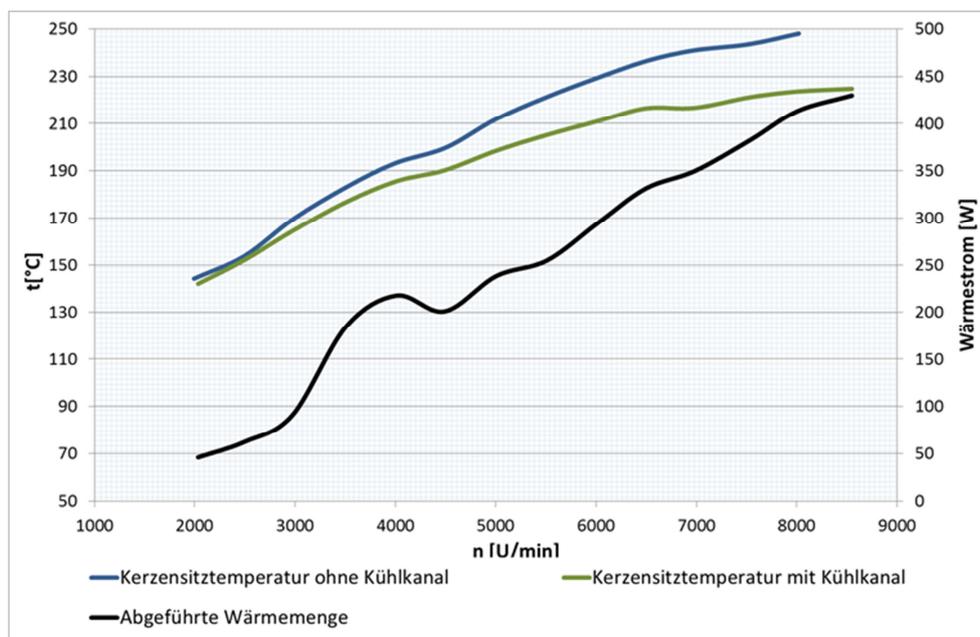


Abbildung 4-31: abgeführte Wärmeleistung im Kühlkanal (M5)

Bei einem Verbrennungsmotor kann man eine grobe Aufteilung der mit dem Brennstoff zugeführten Energie vornehmen, wobei die „Drittel-Regel“ bei nicht aufgeladenen Motoren gilt. Je ein Drittel der im Kraftstoff enthaltenen Energie wird demnach in effektive Leistung, in Kühlwärme und in die im Abgas enthaltene Energie umgesetzt. Geht man bei diesem Motor von einer Spitzenleistung von ca. 9 kW aus, bedeutet dies, dass ebenfalls rund 9 kW in Kühlwärme umgesetzt werden. Bei einer maximal abgeführten Wärmemenge über den Ölringkanal von rund 400W, werden somit ca. 5% der Wärme über den Ölringkanal abgeführt und verbessern die Kühlleistung des Motors. Dies bedeutet aber auch, dass das Öl mit einer Wärmeleistung von 400W geheizt wird, welche wieder an die Umgebung abgeführt werden muss, um die Ölsumpftemperatur auf einem konstanten Niveau halten zu können.

Zusammenfassend können folgende Vor- und Nachteile des Ölringkanal genannt werden:

Vorteile:

- Kann in den bestehenden Ölkreislauf einfach integriert werden
- Einfache Umsetzung mit geringen Änderungen an den Gußteilen
- Temperaturen der kritischen Komponenten werden deutlich gesenkt

Nachteile:

- Motoröl wird stark erhitzt
- Gefahr der Unterversorgung anderer wichtiger Verbraucher mit Öl

4.3.3 Ölkühler

Wie zuvor beschrieben, wird der Ölkühler benötigt, um die durch den Ölringkanal dem Öl zugeführte Wärmemenge an die Umgebung abzuführen und das Öl vor zu hohen Temperaturen zu schützen.

Der Ölkühler wurde durch ein spiralförmig gebogenes Edelstahlrohr realisiert und mit Anschlüssen für die Ölschläuche versehen. Er wurde zwischen die Versorgungsleitung aus dem Ölsumpf und dem Kolbendurchflussmessgerät geschlossen. Diese Position wurde gewählt, weil dadurch der Kühler direkt vom Fahrtwind, bzw. im Falle des Prüfstandsbetriebes vom Gebläse, gekühlt werden kann.

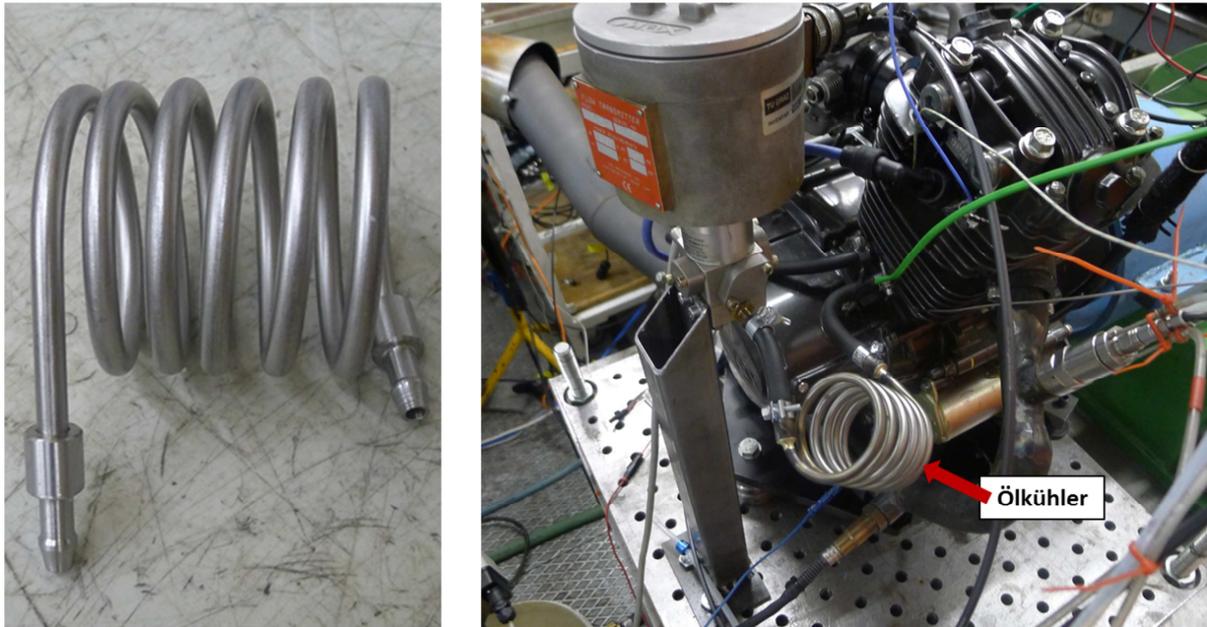


Abbildung 4-32: Integration des Ölkühlers in den Ölkreislauf (M3)

Durch die Positionierung des Kühlers zwischen dem Ölsumpf und dem Ölringkanal wird eine maximale Temperaturdifferenz zwischen dem Öl und der Wandtemperaturen im Ölringkanal erzeugt. Durch diese maximale Temperaturdifferenz kann das Öl mehr Wärme aus dem Motor abführen.

Die Wärmestromdichte des Ölkühlers ist auf Grund der laminaren Rohrströmung jedoch geringer als jene des Ölringkanals und der Ölkühler müsste flächenmäßig rund drei Mal größer als der Ölringkanal ausgeführt werden, um dieselbe Wärmemenge abführen zu können.

Das eigentliche Ziel dieser Variante ist die spätere konstruktive Integration des Ölkühlers in den Zylinderkopf. Dort kann man jedoch durch die beschränkten Platzverhältnisse nur einen kleinen Ölkühler, mit einer relativ geringen Wärmeabfuhr, integrieren. Jene Ölkühler die am Institut zur Verfügung gestanden sind, wiesen deutlich zu hohe Leistungen auf, um einen realistischen Versuchsaufbau realisieren zu können. Daher wurde für die Versuche am Motorprüfstand der oben abgebildete Ölkühler aus einem Edelstahlrohr gefertigt. Die Leistung dieses Ölkühlers kann durch eine Veränderung der Rohrlänge schnell an die Versuchsanforderungen angepasst werden.

Durch zusätzlich angebrachte Temperatursensoren vor und nach dem Kühler kann erneut über die Durchflussmenge die abgeführte Wärmemenge an die Umgebung ermittelt werden. Somit kann die zugeführte Wärmemenge im Ölingkanal und die abgeführte Wärmemenge im Ölkühler berechnet und verglichen werden. Diese beiden Wärmemengen sollten in etwa gleich groß sein, um ein ähnliches Temperaturniveau wie das des Basismotors zu erhalten. Nachstehende Abbildung stellt diese beiden Wärmemengen über der Drehzahl dar. Zusätzlich ist die Ölsumpftemperatur ohne und mit Ölkühler dargestellt.

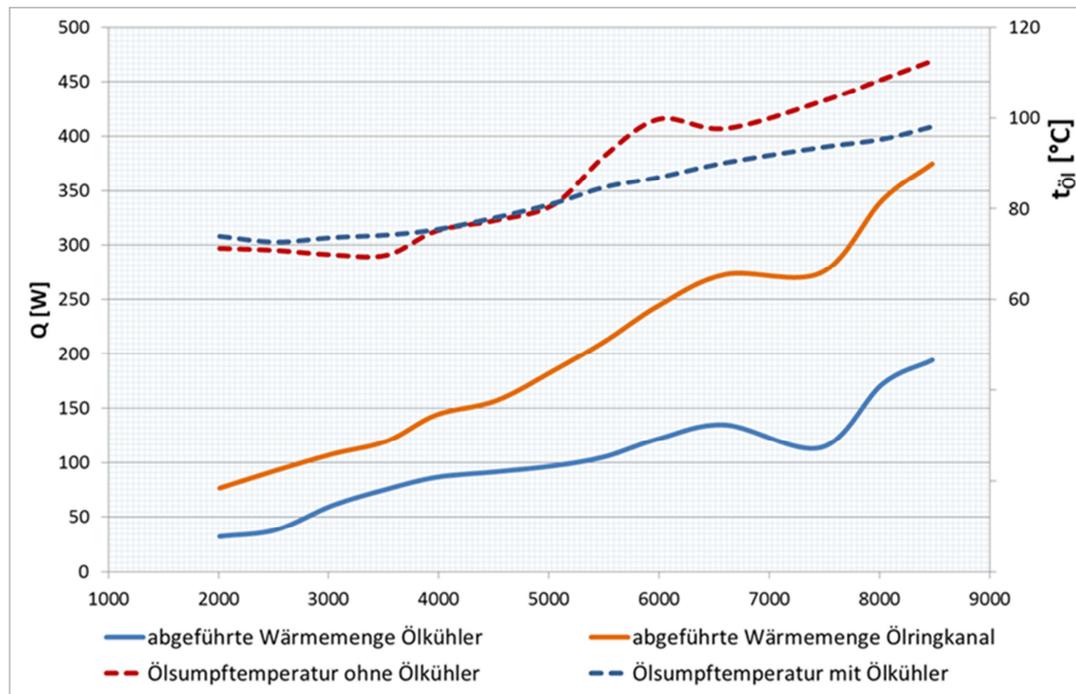


Abbildung 4-33: Leistungsvergleich des Ölkühlers (M5, M3)

Zu erkennen ist, dass der Ölkühler in der Lage ist, etwa die Hälfte der eingebrachten Wärme an die Umgebung abzuführen. Es wurde der Ölkühler im Versuchsaufbau unterdimensioniert ausgeführt. Trotzdem ist eine deutliche Senkung der Öltemperatur zu erkennen. Ein Grund für die geringere Wärmestromdichte des Ölkühlers im Vergleich zum Ölingkanal, ist neben dem unterschiedlichen Temperaturniveau, die konstruktive Ausführung des Ölingkanals. Dieser Punkt wurde im vorangegangenen Kapitel Motorkühlung ausführlicher beschrieben.

4.3.4 Optimierung der Zündzeitpunkte

Durch die Wahl des Zündzeitpunktes kann der Beginn der Verbrennung gesteuert werden, wobei die Zündzeitpunkte immer auf den oberen Totpunkt bezogen werden. Der Zündwinkel bezieht sich auf die Winkellage der Zündung vor OT. Eine Verstellung des Zündzeitpunktes auf spät bedeutet somit eine Verkleinerung des Zündwinkels. Eine Verstellung auf früh bedeutet eine Vergrößerung des Zündwinkels, wobei der frühest mögliche Zündzeitpunkt durch die Klopfgrenze und der spätestmögliche Zündzeitpunkt durch die maximale Abgastemperatur bestimmt sind. [36]

Der Vollastbetriebspunkt weist auf eine gut eingestellte Zündung des originalen Motors hin. Dass dies nicht über das gesamte Kennfeld der Fall ist, zeigt Abbildung 4-34. Dort sind die Winkellagen der Verbrennungsschwerpunkte, also jene Punkte, bei denen 50% der Brennstoffmasse bereits verbrannt wurden, in einem Drehzahl-Last-Kennfeld aufgetragen.

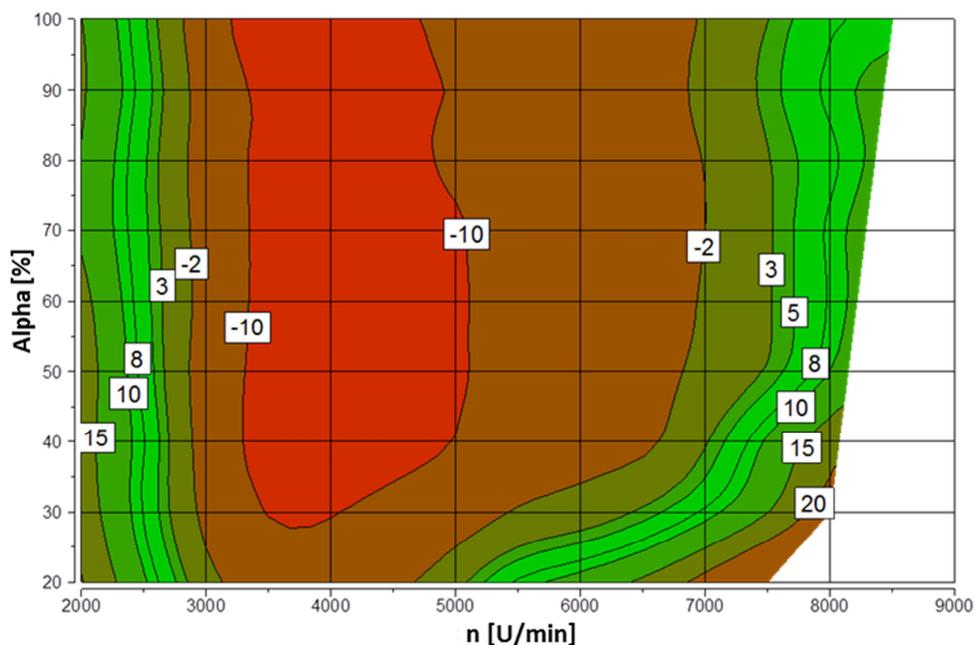


Abbildung 4-34: Kennfeld der 50% Umsatzpunkte (M1)

Zu erkennen ist, dass der Verbrennungsschwerpunkt nur in wenigen Bereichen des Kennfelds dem in der Literatur angegebenen Richtwert für eine maximale Leistung und einen geringen Kraftstoffverbrauch von 5 bis 8° KW nach OT entspricht. In vielen Bereichen liegt er deutlich früher oder deutlich später. [3]

Für die Einstellung der Zündwinkel ist die Geschwindigkeit, mit der sich die Flammenfront im Brennraum ausbreitet, entscheidend. Diese steigt mit der Zylinderfüllung und mit der Drehzahl an. Außerdem breitet sich die Flammenfront bei magerem Gemisch langsamer aus. Es müssten daher für eine genau eingestellte Zündung in jedem Betriebspunkt die Last, die Drehzahl und das Luft-Kraftstoff-Verhältnis berücksichtigt werden. [36] Die im Serienmotorrad verwendete Zündsteuereinheit lässt jedoch nur eine drehzahlabhängige Einstellung der Zündung zu. Dadurch variieren die Verbrennungsschwerpunktlagen über das Kennfeld stark. Es gibt aber auch Gründe, warum die Zündung abweichend von den in der Literatur angegebenen Werten eingestellt wird. So zeigt sich ein Einfluss der Zündung auf die Emissionen, auf den Kraftstoffverbrauch, sowie auf die abgegebene Leistung und das Drehmoment des Motors, wobei der Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen in gegenläufiger Weise beeinflusst werden.

Eine frühe Zündung erhöht die Leistung und verringert den Kraftstoffverbrauch, erhöht aber auch die HC-Emissionen und besonders die NO_x -Emissionen. Eine zu frühe Zündung kann durch klopfenden Motorbetrieb zu Motorschäden führen. Zu späte Zündung kann durch steigende Abgastemperaturen ebenfalls zu Motorschäden führen. Bei einer Verstellung des Zündzeitpunktes auf spät entstehen höhere Temperaturen bei der Expansion, wodurch der nicht vollständig verbrannte Brennstoffanteil besser nachoxidieren kann. Dies führt zu niedrigeren HC-Emissionen. Die Bildung von thermischen NO_x -Emissionen steigt durch die höheren Temperaturen an. [3]

Für die Untersuchungen der Einflüsse des Zündwinkels auf den Kraftstoffverbrauch und das Drehmoment bzw. die Leistung, wurde eine verstellbare Zündung installiert. Die Zündwinkel wurden für jeden gemessenen Betriebspunkt so eingestellt, dass der 50%-Umsatzpunkt bei ca. 8°KW liegt. Die Ergebnisse aus diesen Messungen sind auf den folgenden Seiten dargestellt.

Drehzahl und Drehmoment:

In Abbildung 4-35 sind die Drehmoment- und Leistungskennlinien bei Volllast für den Motor mit erhöhter Verdichtung dargestellt, wobei in roter Farbe die original eingestellte Zündung und in blauer Farbe die optimierte Zündung verwendet wurde. Zwischen diesen beiden Kennlinien ergibt sich eine Steigerung des Drehmomentes von 6%. Das Nenndrehmoment mit optimierter Zündung beträgt somit 10,6 Nm. In grauer Farbe sind zusätzlich die Kennlinien des Basismotors dargestellt. Vergleicht man das Drehmoment der optimierten Zündung mit dem des Basismotors, ergibt sich eine Drehmomentsteigerung von rund 14%.

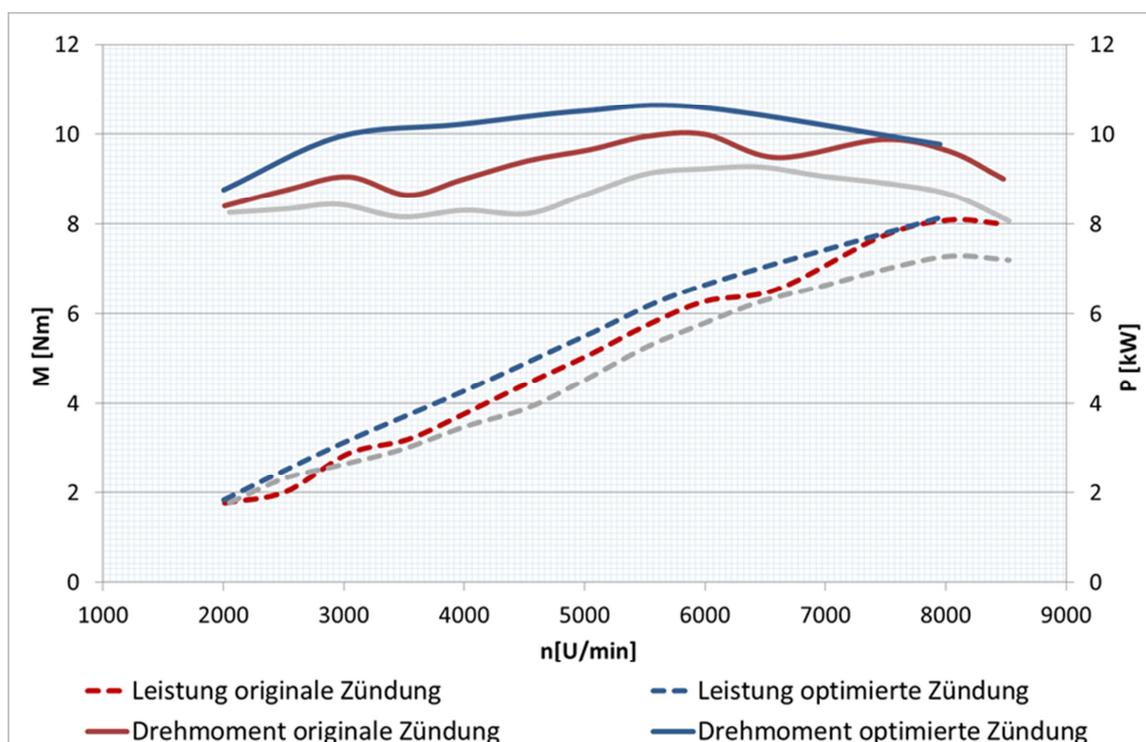


Abbildung 4-35: Drehmoment und Leistung nach optimierter Zündung (M1, M6, M4)

Die maximale Leistung konnte nicht gesteigert werden, da der Punkt maximaler Leistung bereits bei der originalen Zündung eine Verbrennungsschwerpunktlage von 8°KW nach OT aufwies.

Kraftstoffverbrauch:

Durch die optimierte Zündung konnte der spezifische Kraftstoffverbrauch ebenfalls gesenkt werden. Dies ist in Abbildung 4-37 dargestellt. Abbildung 4-36 zeigt als Vergleich den spezifischen Kraftstoffverbrauch des originalen Motors.

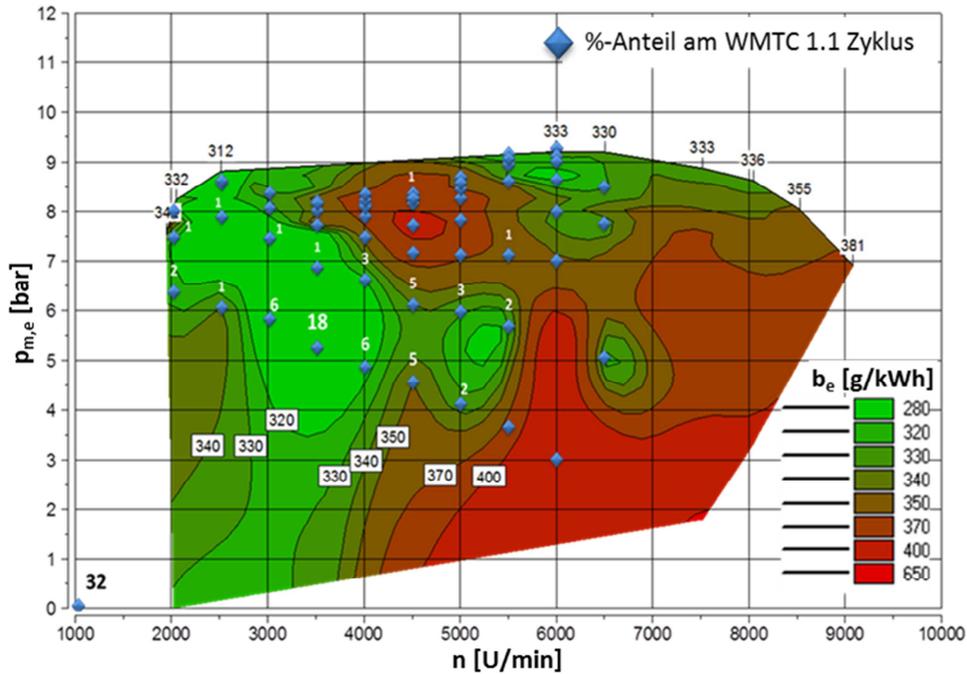


Abbildung 4-36: spezifischer Kraftstoffverbrauch des originalen Motors (M1)

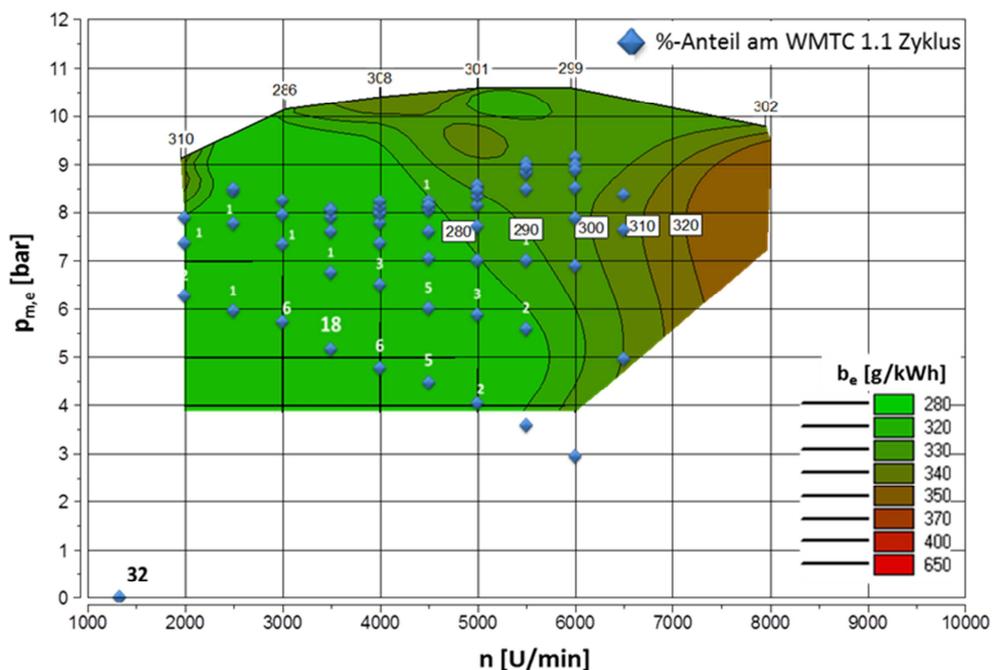


Abbildung 4-37: spezifischer Kraftstoffverbrauch bei optimierter Zündung (M4)

Der spezifische Kraftstoffverbrauch konnte rein durch die optimierte Zündung um 10 – 20 g/kWh gesenkt werden. Im Vergleich zum Basismotor konnte über das gesamte Kennfeld eine Kraftstoffersparnis von mindestens 40 g/kWh realisiert werden. Dies entspricht einer Mindesteinsparung an Kraftstoff von 12,5%.

4.4 Zusammenfassung der Ergebnisse am Motorprüfstand

Hauptaugenmerk bei den Untersuchungen am Motorprüfstand wurde auf den Kraftstoffverbrauch und das Drehmoment bzw. die Leistung gelegt. Durch ein höheres Verdichtungsverhältnis und eine optimierte Einstellung der Zündzeitpunkte konnte eine wesentliche Verbesserung der genannten Parameter erzielt werden.

Die Ergebnisse der Versuche werden in nachstehender Abbildung zusammengefasst:

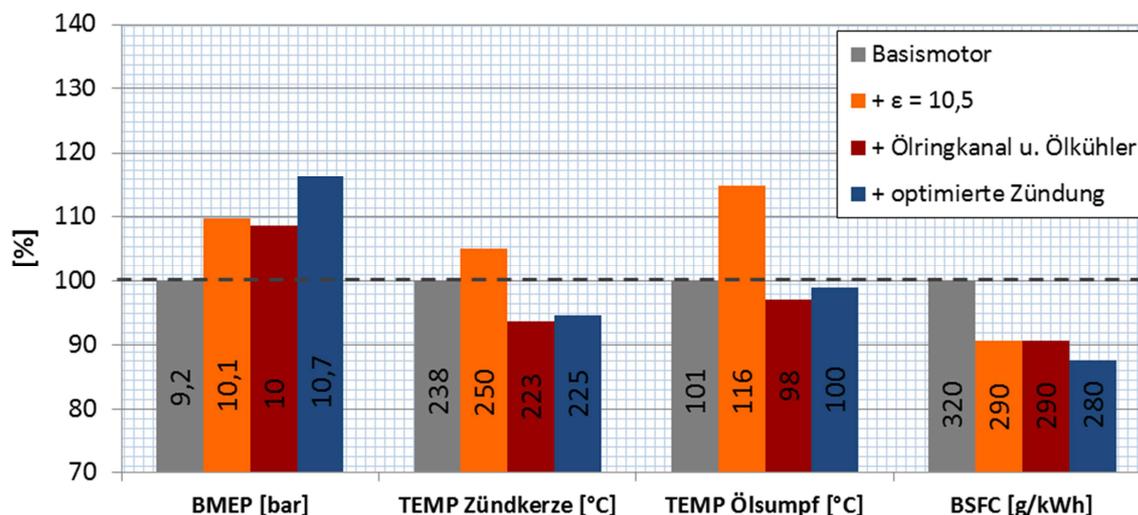


Abbildung 4-38: Ergebnisse aus den Versuchen am Motorprüfstand (M1,M6,M3,M4)

Durch die erhöhte Verdichtung von $\epsilon=9,4$ auf $\epsilon=10,5$ wurde der Motor stärker mechanisch und thermisch belastet, wodurch eine bessere Kühlung der brennraumbegrenzenden Bauteile nötig wurde. Daher musste neben der Verdichtungserhöhung und der optimierten Zündung auch die Kühlung des Motors verbessert werden. Die Umsetzung erfolgte durch einen Ölringkanal und einem zusätzlichen Ölkühler.

5 Fahrzeug-Rollenprüfstand

Die Rollenmessungen wurden auf dem institutseigenen Fahrzeug-Rollenprüfstand P7 (Typ RPL 508 / 11 S 3 M 1,7 / GPM 40) des Herstellers AVL-Zöllner durchgeführt. Dieser Prüfstand wurde für die Prüfung von heckgetriebenen 2-Rad-Fahrzeugen mit einem Fahrzeuggewicht von 80kg bis 350kg konzipiert. Die Laufrolle mit einem Durchmesser von 20 Zoll entspricht den gesetzlichen Vorgaben für die Abgasuntersuchung. Die Grundsprungmasse des Rollenprüfstandes entspricht einem Fahrzeuggewicht von 170kg. Um die Sprungmasse an das tatsächliche Fahrzeuggewicht anpassen zu können, wird elektrisch eine zusätzliche Sprungmasse simuliert. Der Prüfstand ist mit einer leistungsfähigen Gleichstrommaschine ausgestattet, welche pendelnd gelagert ist. Die Drehmomentmessung erfolgt, ähnlich wie beim Motorprüfstand, durch DMS-Aufnehmer über einen Hebelarm an der Maschine. Das analoge Signal des Kraftaufnehmers wird in einem Messverstärker, welcher direkt neben dem Kraftaufnehmer angeordnet ist, digitalisiert. Die Messdatenübertragung erfolgt digital. Die Wegstrecken-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungserfassung erfolgt über einen Inkrementalgeber inklusive Drehrichtungserkennung.

Das Fahrzeug wird mit dem Hinterrad auf die Rolle des Prüfstandes gestellt und mit dem Vorderrad am Prüfstand fixiert. Die maximale Fahrgeschwindigkeit beträgt 160 km/h. Nachstehende Abbildung zeigt ein Foto des Rollenprüfstandes. [40]



Abbildung 5-1: AVL-Zöllner 2-Rad-Rollenprüfstand

[40]

Für die Fahrtwindsimulation steht ein Lüfter zur Verfügung, wobei der Gebläsestrom durch eine Funktion der Fahrgeschwindigkeit gesteuert werden kann.

Abgasmessung: (Vergleiche hierfür auch Kapitel 2.3.2 Schadstoffmessung)

Bei den Homologationsmessungen wurde die gesetzlich vorgeschriebene Verdünnungsmesstechnik angewendet. Hierfür stand eine offene CVS Anlage Model 302 der Firma „Scott Research Laboratories“ zur Verfügung, wobei die Durchflussmessung nach DIN 1952 erfolgte. In dieser DIN Norm sind die zu verwendenden Blenden und Düsen, sowie die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für die Drosselmessgeräte und die Einflusszahlen für die verwendeten Messgeräte festgelegt. Als Düse wird eine Normventuridüse der CVS-Anlage vorgeschaltet. Diese Düse regelt einen konstanten Volumenstrom durch die CVS-Anlage von 4000 l/min. Der konstante Volumenstrom ist entscheidend für die Ermittlung der Emissionsmassenanteile im Abgas.

Aus dem konstanten Volumenstrom wird während der Messung ein Teil des Volumenstromes der Abgasmessanlage AVL AMA i60 für die kontinuierliche Ermittlung der Emissionskonzentrationen zugeführt. Zusätzlich stehen Abgasbeutel für die Beutelmessung zur Verfügung. Diese werden kontinuierlich während der Messung gefüllt und nach der Messung ebenfalls mittels der AMA i60 ausgewertet.

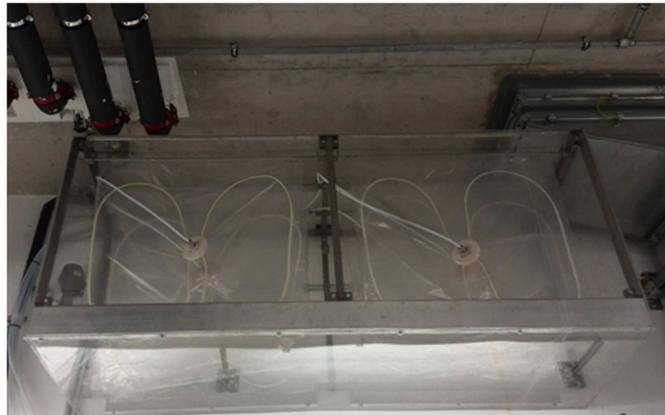


Abbildung 5-2: AVL AMA Messschrank (links) und Abgasbeutel (rechts)

[41]

Für die Homologationsmessungen mussten sowohl der Prüfstand als auch das Fahrzeug entsprechend vorbereitet werden. Es mussten die notwendigen Messsensoren im Fahrzeug integriert und kalibriert werden. Es wurden Messgeräte für die Kraftstoffverbrauchsmessung und die Lambdamessung angeschlossen. Außerdem mussten die fahrzeugspezifischen Daten, wie Schaltpunkte und Fahrwiderstände, im Prüfprogramm festgelegt werden. Wie diese Vorbereitungsarbeiten im Detail aussahen, wird in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

5.1 Vorbereitung des Fahrzeuges

Für den Prüfstandsbetrieb auf der Rolle und die Erfassung der erforderlichen Messdaten musste das Fahrzeug für die entsprechende Messtechnik vorbereitet werden. Es wurde der Auspuff mit einem Adapter für die Aufnahme einer Lambdasonde ausgerüstet. Für die Überwachung der Motortemperaturen wurden Typ K Thermoelemente, welche die Kerzensitztemperatur und die Ölsumpftemperatur messen, angebracht. Für die Bestimmung der Drosselklappenstellung und somit der Lastvorgabe des Fahrers wurde ein Potentiometer am Gasgriff installiert. Das Fahrzeug wurde mit den benötigten Betriebsflüssigkeiten befüllt und über eine externe 12V Stromquelle mit Strom versorgt.

Die Aufspannung des Fahrzeuges auf dem 2-Rad-Rollenprüfstand wird in Abbildung 5-3 gezeigt.



Abbildung 5-3: Aufspannung der TVS-Phoenix auf der Zweiradrolle

Für die Messung des Kraftstoffverbrauches stand eine Kraftstoffmesssystem der Firma AVL mit der Typbezeichnung AVL Sore PLU 110 zur Verfügung.

5.2 Berücksichtigung der Fahrwiderstände

5.2.1 Grundlagen [42]

Um die Einstellungen der Rollenparameter für die Straßensimulation bestimmen zu können, wird der Fahrwiderstand F_W des Fahrzeuges benötigt. Zu dem Fahrwiderstand werden alle Kräfte gezählt, die dem Fahrzeug im Betrieb entgegenwirken und die durch die Antriebskraft überwunden werden müssen. Dazu zählen Radwiderstände F_{WR} , Luftwiderstände F_{WL} und Steigungswiderstände F_{WS} . Abbildung 5-4 zeigt die unterschiedlichen Fahrwiderstände im Überblick.

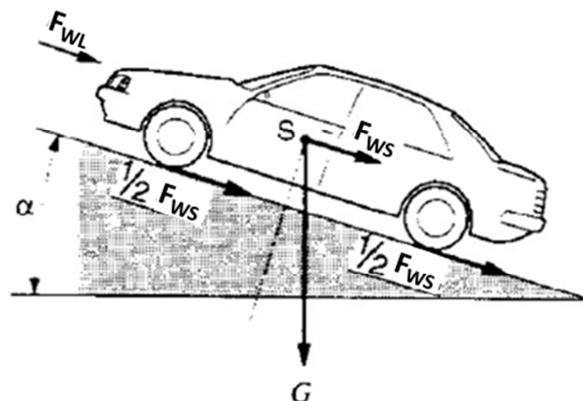


Abbildung 5-4: Fahrwiderstände

[42]

Bei beschleunigter Bewegung wirken zusätzlich die Massenträgheitskräfte des Fahrzeuges und des Fahrers als Beschleunigungswiderstände F_{WB} . Die ersten beiden Widerstände werden als Verluste direkt an die Umgebung abgegeben, die anderen beiden werden im Fahrzeug als kinetische Energie gespeichert. Mit Hilfe dieser auftretenden Kräfte kann in jedem Fahrzustand die erforderliche Antriebskraft berechnet werden. Wird nun auf dem Rollenprüfstand eine Straßensfahrt simuliert, muss vom Prüfstand sichergestellt werden, dass je nach Fahrzustand durch die Asynchronmaschine dieselben Antriebskräfte, wie sie im realen Betrieb auftreten, simuliert werden. Rollenparameter sind somit jene Parameter, die vom Rollenprüfstand benötigt werden, um den Fahrwiderstand F_W während einer Rollenmessung zu simulieren.

Die Rollenparameter können aus dem Fahrwiderstand F_W bestimmt werden. Der Fahrwiderstand setzt sich hierbei aus den zuvor genannten Einzelwiderständen zusammen.

$$F_W = F_{WR} + F_{WL} + F_{WS} + F_{WB} \quad (5-1)$$

F_W ... Fahrwiderstand [N]

F_{WR} ... Radwiderstand [N]

F_{WL} ... Luftwiderstand [N]

F_{WS} ... Steigungswiderstand [N]

F_{WB} ... Beschleunigungswiderstand [N]

Die einzelnen Widerstände lassen sich wie folgt ermitteln:

Steigungswiderstand: Bei Fahrten mit Steigungen lässt sich die Gewichtskraft in zwei Komponenten unterteilen. Der Teil senkrecht zur Fahrbahn erzeugt die Radlasten, der Teil parallel zur Fahrbahn ergibt den Steigungswiderstand F_{WS} .

$$F_{WS} = m * g * \sin \alpha \quad (5-2)$$

α ... Steigungswinkel [rad]

Radwiderstand: Der Radwiderstand setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelwiderständen zusammen. Hierzu zählen der Rollwiderstand, die Lagerwiderstände, der Kurvenwiderstand, etc. Näherungsweise kann jedoch der Rollwiderstand als ausschlaggebender Widerstand herangezogen werden, da dieser bei normalen Bedingungen über 80% des Radwiderstandes ausmacht. Es gilt $f_{Rad} \approx f_R$ und somit:

$$F_{WR} \approx f_R * m * g * \cos \alpha \quad (5-3)$$

f_R ... Rollwiderstandsbeiwert [-]

Luftwiderstand: Durch die Umströmung des Fahrzeuges und durch die Durchströmung von Aggregaten am Fahrzeug entsteht eine Kraft, die der Fahrtrichtung entgegenwirkt. Ermitteln lässt sich die Gleichung des Luftwiderstandes aus dem Staudruck der bernoullischen Gleichung, unter Berücksichtigung eines Formwiderstandes c_w .

$$F_{WL} = c_w * A * \frac{\rho}{2} * v_x^2 \quad (5-4)$$

c_w ... Luftwiderstandsbeiwert [-]

A ... Referenzfläche [m²]

ρ ... Dichte der Luft [kg/m³]

v_x ... Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Somit weist der Luftwiderstand eine quadratische Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit auf.

Beschleunigungswiderstand: Laut Newtonschen Axiom entsteht eine resultierende Kraft, wenn ein Körper eine Beschleunigung erfährt. Diese Kraft muss bei Beschleunigungsvorgängen von der Antriebskraft aufgebracht werden. Hierzu zählt sowohl die translatorische Beschleunigung der Fahrzeugmasse, als auch die rotatorische Beschleunigung der rotierenden Teile wie Räder, Achsen und Getriebe. Wobei die Trägheitsmomente der rotierenden Teile vereinfacht durch einen Drehmassenzuschlagsfaktor ε berücksichtigt werden.

$$F_{WB} = m * (1 + \varepsilon) * a_x \quad (5-5)$$

ε ... Drehmassenzuschlagsfaktor [-]

a_x ... Beschleunigung der Strömung [m/s²]

Die einzelnen Anteile des Fahrwiderstandes wären somit theoretisch bekannt, lassen sich für ein bestimmtes Fahrzeug analytisch durch zahlreiche Einflussfaktoren aber nur schwer ermitteln.

Experimentelle Ermittlung des Fahrwiderstandes:

Der Fahrwiderstand lässt sich am realen Fahrzeug durch einen Ausrollversuch relativ einfach bestimmen (Siehe Kapitel 5.2.2). Das Fahrzeug wird auf ebener Fahrbahn auf eine möglichst hohe Geschwindigkeit beschleunigt. Danach lässt man das Fahrzeug unter Einlegen des Leerlaufes bis zum Stillstand ausrollen. Somit wird die Antriebskraft null gesetzt und die negative Beschleunigung kompensiert den Luft- und Rollwiderstand:

$$-F_{WB} = F_{WR} + F_{WL} \quad (5-6)$$

F_{WB} ... Beschleunigungswiderstand [N]

F_{WR} ... Radwiderstand [N]

F_{WL} ... Luftwiderstand [N]

Werden während des Ausrollversuches die Zeit und Geschwindigkeit mitgemessen, lässt sich der Gesamtfahrwiderstand einfach bestimmen.

Hier wird üblicherweise als Beschreibung des Fahrwiderstandes die Darstellung in Form einer Polynomfunktion zweiter Ordnung gewählt:

$$F_{WB} = F_0 + F_1 * v + F_2 * v^2 \quad (5-7)$$

Mit: F_0 [N] = geschwindigkeitsunabhängiger Zugkraftanteil
 F_1 [Ns/m] = linear geschwindigkeitsabhängiger Zugkraftanteil
 F_2 [Ns²/m²] = nicht linear geschwindigkeitsabhängiger Zugkraftanteil

Diese Fahrwiderstands-Parameter werden dem Rollenprüfstand vorgegeben. Anhand dieser Parameter können durch eine Simulation die Rollenparameter bestimmt werden.

Die Rollenparameter unterscheiden sich von den Fahrwiderstands-Parametern des Fahrzeuges, weil ein Teil der Widerstände im Rollenbetrieb auftritt und ein anderer Teil durch die Steuerung der Asynchronmaschine simuliert werden muss. So müssen der Luftwiderstand des Fahrzeuges und der Rollwiderstand des Vorderreifens simuliert werden, hingegen tritt der Rollwiderstand des Hinterreifens auch im Prüfstandsbetrieb auf und muss daher nicht simuliert werden. Die Beschleunigungswiderstände werden, wie bereits erwähnt, von der Schwungmasse des Prüfstandes und einer elektrisch simulierten Schwungmasse erzeugt. [40]

Die elektrische Simulation der Straßenfahrt kann somit durch folgende Formel beschrieben werden [40]:

$$F_{sim} = gR_w \sin \alpha + F_0 + F_1 v + F_2 v^2 + R_w^* * dv/dt \quad (5-8)$$

Mit: R_w [kg] = Fahrzeugreferenzgewicht
 R_g [kg] = mechanisch vorhandene Schwungmasse
 $R_w^* = R_w - R_g$ [kg] = elektrisch zu simulierender Schwungmassenanteil
 α [rad] = Steigungswinkel der Fahrbahn

Aus dem Fahrzeuggewicht und dem Fahrwiderstand können am Prüfstand die Rollenparameter durch einen Ausrollversuch bestimmt werden. Bei diesem Ausrollversuch werden die Rollenparameter grob angenommen und unter mehrmaligem Wiederholen des Versuches die Rollenparameter so lange verändert, bis das Verhalten des Fahrzeuges auf der Rolle dem auf der Straße entspricht.

5.2.2 Bestimmung der Fahrwiderstandsparameter mittels Straßenausrollversuch

Für den Ausrollversuch wurde das Fahrzeug mit einem Datenlogger UniLog 1.8 von SM-Modellbau ausgerüstet. Dieser Datenlogger zeichnete den Geschwindigkeitsverlauf über die Zeit auf. Im Versuch wurde das Fahrzeug auf eine Geschwindigkeit von ca. 60 km/h beschleunigt und mit ausgekuppeltem Motor ausgerollt. Der Versuch wurde auf ebener Fahrbahn durchgeführt, wobei der Versuch zwei Mal pro Fahrbahnrichtung wiederholt wurde.

Aus den aufgezeichneten Messdaten wurden folgende Geschwindigkeitsprofile abgeleitet:

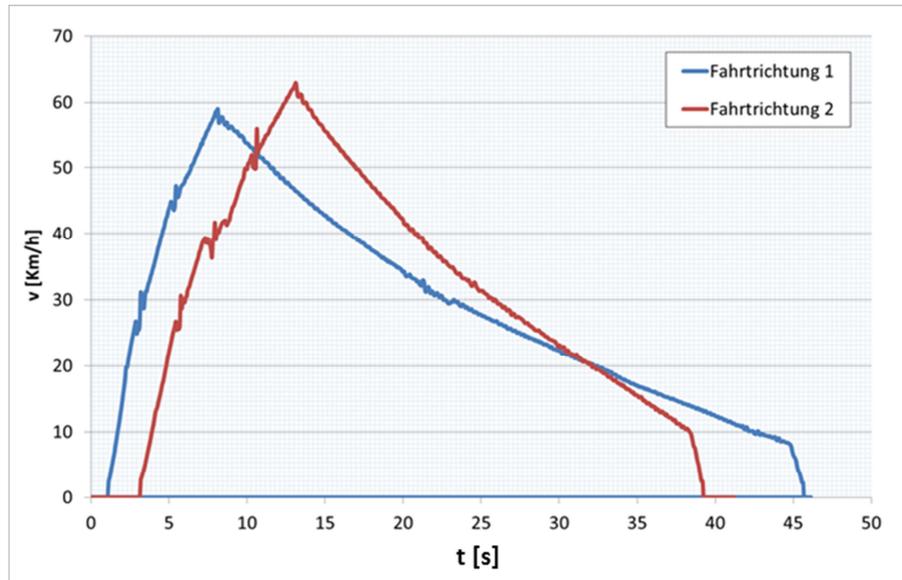


Abbildung 5-5: Geschwindigkeitsprofile aus dem Ausrollversuch

Durch Mitteln der Ausrollkurven und mit Hilfe der Formeln (5-5) und (5-7) lässt sich der Fahrwiderstand bestimmen. In der Praxis wurden die Fahrwiderstandsparameter mit einem in der Rollensteuerung integrierten Berechnungswerkzeug durchgeführt. Die Widerstandsparameter ergaben folgende Werte:

F0	33,3	[N]
F1	1,250	[Ns/m]
F2	0,0111	[Ns ² /m ²]

Tabelle 10: Widerstandsparameter des Fahrzeuges

Mit diesen Fahrwiderstandsparametern konnten am Rollenprüfstand die Rollenparameter ermittelt werden. Diese ergaben folgende Werte:

F0	7,3	[N]
F1	1,034	[Ns/m]
F2	-0,0119	[Ns ² /m ²]

Tabelle 11: Rollenparameter für das Fahrzeug

5.2.3 Vergleich und Bewertung der Rollenparameter

Die aufwändige Ermittlung der Fahrwiderstände und der daraus ermittelten Rollenparameter wurden aus zwei wesentlichen Gründen durchgeführt. Erstens sind die untersuchten Motorparameter, wie Kraftstoffverbrauch und Emissionskonzentrationen, sehr stark vom Fahrzustand, also von Drehzahl und Leistung, abhängig. Daher wurde versucht, möglichst reale Bedingungen im Prüfstandsbetrieb zu simulieren. Zweitens sollen die Messergebnisse für den Hersteller nachvollziehbar sein. Dieser soll natürlich in der Lage sein, auf seinem eigenen Prüfstand die ermittelten Messwerte zu reproduzieren. In der Vergangenheit kam es durch unterschiedliche Prüfstandseinstellungen zu abweichenden Messergebnissen zwischen Hersteller und TU-Graz. Daher wurde bei diesem Projekt speziell darauf geachtet, die Widerstandsparameter mit denen des Herstellers zu vergleichen und aufeinander abzustimmen.

Das Ergebnis dieser Bemühungen wird in Abbildung 5-6 dargestellt. Die grüne und blaue Ausrollkurve wurde jeweils mit den Parametern aus dem Straßenausrollversuch am Prüfstand ermittelt, wobei eine Kurve am Prüfstand der TU-Graz und die andere auf dem Prüfstand des Herstellers ermittelt wurde. Es zeigt sich, dass die Ausrollkurven nahezu ident sind und somit die beiden Rollenprüfstände gleiches Verhalten aufweisen. Der geringfügige Unterschied der beiden Ausrollkurven kann durch eine Änderung des Reifendrucks kompensiert werden.

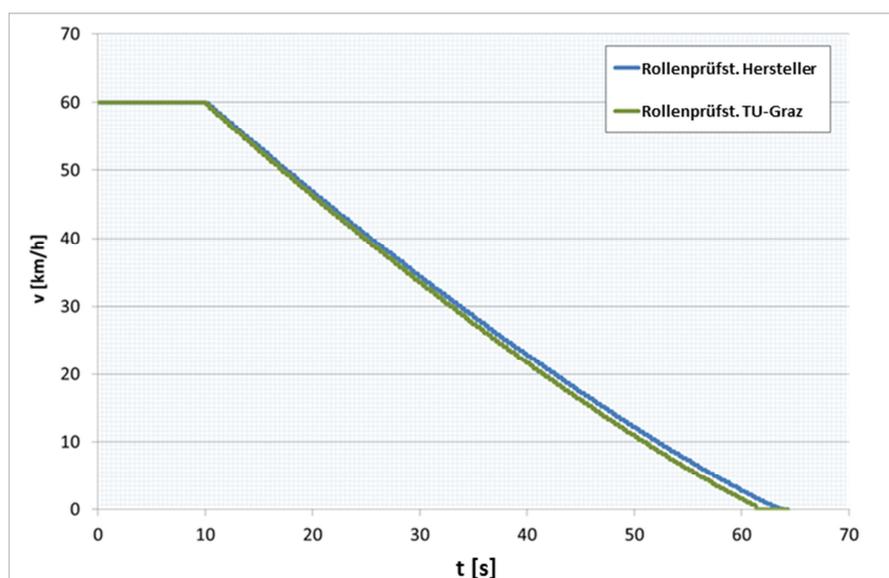


Abbildung 5-6: Vergleich der Rollenprüfstände

Für die Fahrzeughomologation wurden die vom Gesetzgeber vorgeschriebenen ECE Fahrwiderstandsparameter verwendet. Diese sind bereits als Rollenparameter angegeben. Sie sind je nach Fahrzeugklasse unterschiedlich und haben für die Fahrzeugklasse 1.0 folgende Werte:

F0	16,7	[N]
F1	0	[Ns/m]
F2	0,0229	[Ns ² /m ²]

Tabelle 12: Rollenparameter für das Fahrzeug

5.3 Ermittlung der Schaltpunkte

Für die Ermittlung der Schaltpunkte wurde ein Excel-Berechnungsprogramm verwendet. Wie bereits in den Grundlagen Kapitel 2.5.1 erklärt wurde, wird ein Berechnungsprogramm für die Schaltpunktermittlung im WMTC-Zyklus vom Gesetzgeber zur Verfügung gestellt. Mit Hilfe dieses Programmes können die Drehzahlen für das Hoch- und Runterschalten einfach bestimmt werden. Die Ergebnisse sind in nachstehender Abbildung dargestellt.

		v	Ne
	Gangwechsel	in km/h	in min-1
Hochschalten	1. auf 2.	13,9	4484
	2. auf 3.	29,9	5102
	3. auf 4.	42,6	5102
	4. auf 5.		
	5. auf 6.		
Ausgekuppelt	1. Gang	6,2	2008
	2. Gang	11,8	2008
	3. Gang	16,8	2008
Runterschalten	2. auf 1.	11,8	2008
	3. auf 2.	13,9	1665
	4. auf 3.	29,9	2755
	5. auf 4.		
	6. auf 5.		

Abbildung 5-7: Ergebnisse aus der Schaltpunktermittlung mittels Berechnungsprogramm

Diese Ergebnisse wurden in das Fahrerleitsystem der Rollensteuerung integriert und waren während der Versuche für den Fahrer im Fahrerleitsystem als Schaltpunktmarkierungen sichtbar.

5.4 Ermittlung der Betriebspunkte

Um das Verbrauchskennfeld, welches am Motorprüfstand ermittelt wurde, interpretieren zu können, ist es wichtig, die Betriebspunkte des Motors im normalen Fahrbetrieb zu kennen. Daher wurden aus einem Messprotokoll des WMTC Testzyklus die gefahrenen Betriebspunkte ermittelt und gewichtet.

Normalerweise würde man die Motorbetriebspunkte im Rollenbetrieb bei Bekanntheit des Hinterraddrehmomentes durch Rückrechnung über die Getriebeübersetzungen und mechanischen Verluste auf den Motor erhalten. Das Drehmoment des Hinterrades war jedoch nicht bekannt, sondern nur das der Asynchronmaschine. Diese beiden Drehmomente unterscheiden sich durch die Massenträgheitsmomente der Rolle und der rotierenden Bauteile des Motorrades. Weil weder die Beschleunigungswerte noch die Massenträgheiten hinreichend genau bekannt waren, um daraus die Massenträgheitsmomente berechnen zu können, wurde für die Ermittlung der Betriebspunkte folgendermaßen vorgegangen:

Wie bereits im Kapitel 4 erklärt wurde, besteht das gemessene Betriebspunkteraster am Motorprüfstand aus Punkten, die in 10% Drosselklappensprüngen und 500 U/min Drehzahlsprüngen gemessen wurden. Am Rollenprüfstand wurden ebenfalls die Drosselklappenstellungen und die Motordrehzahlen mitgemessen. Somit kann jeder Betriebspunkt am Rollenprüfstand, durch Auf- oder Abrunden der beiden Parameter, einem Betriebspunkt am Motorprüfstand zugeordnet werden. Die Anzahl der Zuordnungen wurde gewichtet und in die Kennfelder übertragen. Dadurch erhielt man auf sehr einfache Weise eine ausreichend genaue Aufschlüsselung der Betriebspunkte während eines WMTC-Zyklus und das Verbrauchskennfeld konnte interpretiert werden. Diese Zuteilung der WMTC-Lastpunkte wurde in den in Kapitel 4.2 dargestellten Verbrauchsfeldern vorweggenommen und in diese eingetragen.

5.5 Messdaten

Bei den Versuchen am Rollenprüfstand wurde das Hauptaugenmerk auf die Reduzierung der Abgasemissionen gelegt. Hierfür wurden folgende Parameter während eines Prüfzyklus mitgemessen:

Benennung	Formelzeichen	Einheit	Messaufnehmer	Speichergerät
Fahrgeschwindigkeit	v	[km/h]	Inkrementalgeber	Tornadorechner
Motordrehzahl	n	[U/min]	Strommesszange	Tornadorechner
Ölumpftemperatur	T_{oil}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur Kerzensitz	T_{Sps}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur vor Katalysator	T_{bc}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
Temperatur nach Katalysator	T_{ac}	[°C]	Typ K-Thermoelement	Tornadorechner
HC-Emissionen	\dot{m}_{HC}	[g/km]	AMA i60	Tornadorechner
CO-Emissionen	\dot{m}_{CO}	[g/km]	AMA i60	Tornadorechner
NO _x -Emissionen	\dot{m}_{NOx}	[g/km]	AMA i60	Tornadorechner
Kraftstoffmassenstrom	\dot{m}_{Fuel_sore}	[kg/h]	AVL-Sore PLU 110	AVL-Messprogramm
Lambdawert	λ	[-]	Lambdasonde	Tornadorechner
Drosselklappenstellung	α	[%]	Potentiometer	Tornadorechner

Tabelle 13: gemessene Parameter am Rollenprüfstand

5.6 Basisvermessung

Für die Ermittlung der Ausgangssituation wurde eine Homologationsmessung des originalen Fahrzeuges durchgeführt, was zu folgenden Messergebnissen führte:

Kraftstoffverbrauch:

Der kumulierte Kraftstoffverbrauch über den gesamten Zyklus ist in Abbildung 5-8 aufgetragen. Die Einheit wurde so gewählt, dass am Ende des Zyklus der Literverbrauch auf 100 km abgelesen werden kann. Zusätzlich ist die Reichweite pro Liter Kraftstoff angegeben, weil diese Art der Kraftstoffverbrauchsangabe die vom Hersteller üblicherweise verwendete Form ist. Laut Hersteller beträgt die Reichweite pro Liter Kraftstoff 67 km. Im Testzyklus betrug die Reichweite 54 km.

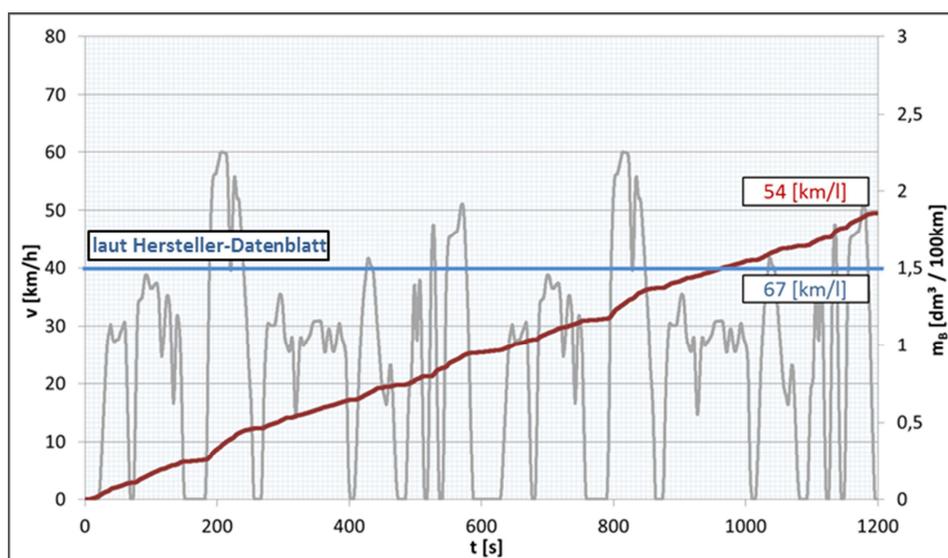


Abbildung 5-8: Kraftstoffverbrauch des Basismotors (R1)

Abgasemissionen:

Die Abgasemissionen wurden ebenfalls als über den Zyklus kumulierte Emissionen dargestellt. Somit kann festgestellt werden, in welchen Bereichen des Zyklus die höchsten Abgaskonzentrationen auftreten und nach welcher Zeit die gesetzlichen Grenzwerte überschritten werden. Der Ausstoß der Emissionen ist in Gramm aufgetragen. Zusätzlich ist der gesetzliche Grenzwert für Euro 3 und Euro 4 aufgetragen. Die Abgasmessungen wurden im WMTC Phase 1 Testzyklus gemessen. Für die Ermittlung der Euro 4 Grenzwerte müsste jedoch der WMTC Phase 2 Testzyklus verwendet werden. Dieser unterscheidet sich geringfügig vom WMTC Phase 1 Zyklus. Er weist etwas geringere Beschleunigungswerte und geringere Höchstgeschwindigkeiten auf. Außerdem wurde die Gewichtung der Emissionen geändert (siehe Kapitel 2.5.2). Daher ist der Vergleich der Messergebnisse mit den Euro 4 Grenzwerten nur als Anhaltswert zu betrachten.

CO-Emissionen: Der Großteil der CO-Emissionen entsteht in Bereichen, in denen die höchsten Beschleunigungen gefahren werden (siehe Abbildung 5-9), der Motor also in der Nähe der Volllast betrieben wird. Grund dafür ist die fette Abstimmung des Vergasers im Volllastbereich. Durch Lambdawerte von 0,8 – 0,9 entsteht ein Sauerstoffmangel, der zu einem deutlichen Anstieg der CO-Emissionen führt. Verwiesen wird hier auf die Abbildung 4-20 in Kapitel 4.3.1, in der das Lambdakennfeld des Basismotors dargestellt ist. In den übrigen Bereichen sind die CO-Emissionsraten relativ gering. In Summe liegen sie etwas unter den Grenzwerten für EURO 3.

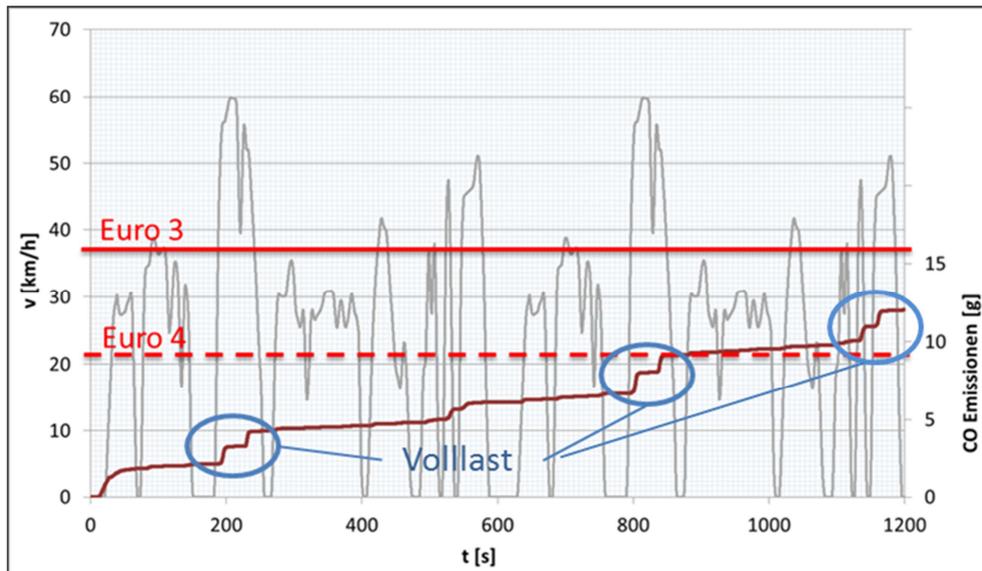


Abbildung 5-9: CO-Emissionen des Basismotors (R1)

HC-Emissionen: Auch die HC-Emissionen steigen auf Grund des Sauerstoffmangels im Volllastbereich an. Der Effekt ist hier aber nicht so stark ausgeprägt wie bei den CO-Emissionen. Zu erkennen ist jedoch, dass im Kaltstart (zu Beginn des Zyklus) deutlich höhere HC-Emissionen auftreten. Dieser Zusammenhang wurde bereits in den Grundlagen (Kapitel 2.3.1) erläutert. In der heißen Phase sind die Emissionsraten relativ gering. Insgesamt entstehen ziemlich genau die Hälfte der HC-Emissionen bereits im ersten Drittel des Zyklus. In Summe liegen sie deutlich unter den Euro 3 Grenzwerten. Die Euro 4 Grenzwerte werden ebenfalls knapp unterschritten. Die kumulierten HC-Emissionen sind in Abbildung 5-10 dargestellt.

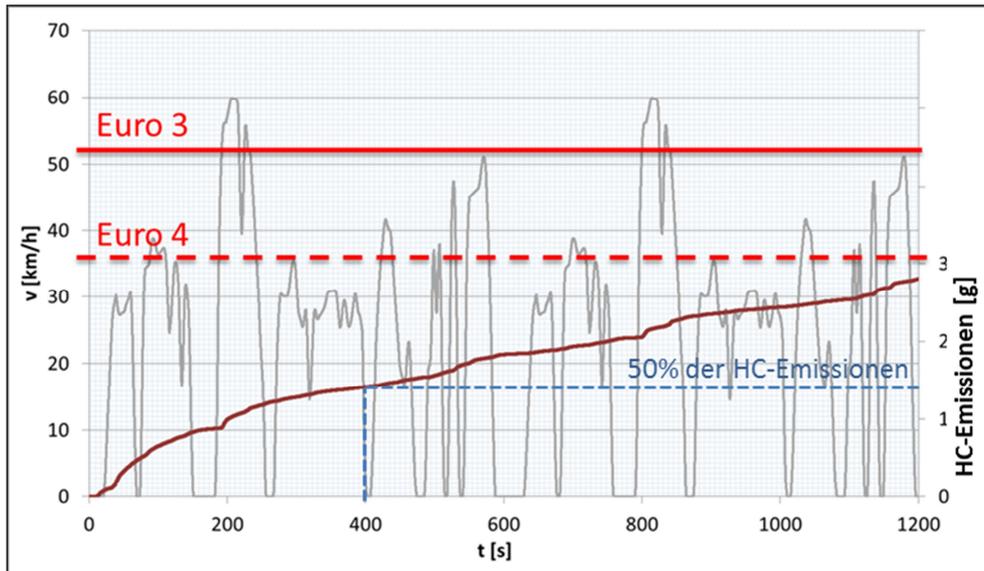


Abbildung 5-10: HC-Emissionen des Basismotors (R1)

NO_x-Emissionen: Mit einem Ausstoß von rund 0,29 g/km übersteigen die NO_x-Emissionen die gesetzlichen Grenzwerte (Euro 3: 0,17 g/km, Euro 4: 0,07 g/km) um ein Vielfaches. Betrachtet man die kumulierten Emissionen, ist zu erkennen, dass die NO_x-Emissionen im gesamten Zyklus sehr hoch sind. Besonders hoch sind sie aber ebenfalls in den Betriebspunkten hoher Last.

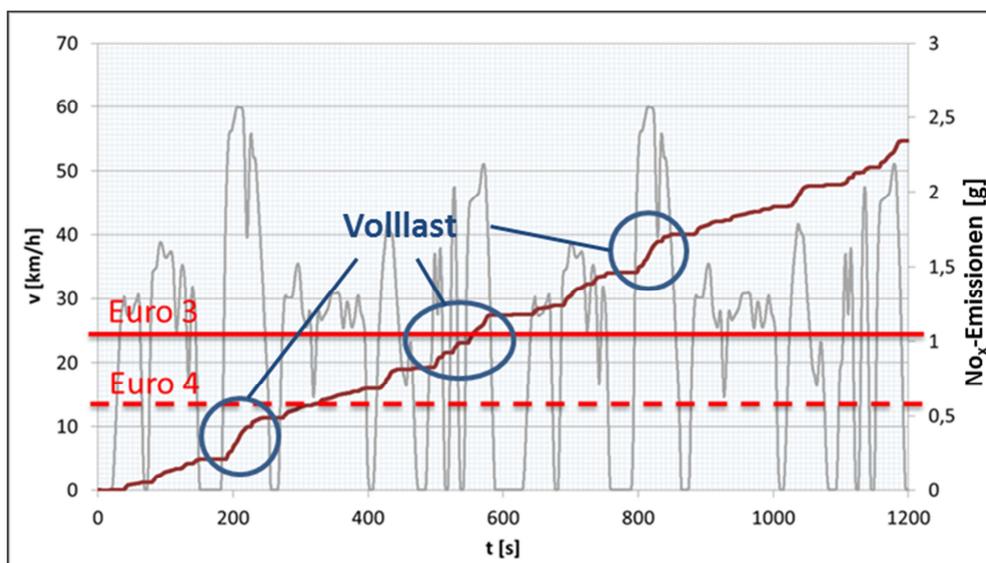


Abbildung 5-11: NO_x-Emissionen des Basismotors (R1)

Auf Grund der deutlich zu hohen NO_x-Emissionen wurde bei den Versuchen am Rollenprüfstand das Augenmerk auf die Reduktion dieser Schadstoffkomponenten gelegt.

In Abbildung 5-12 sind die Emissionen des Basismotors bezogen auf die Euro 3 und Euro 4 Grenzwerte im Überblick dargestellt.

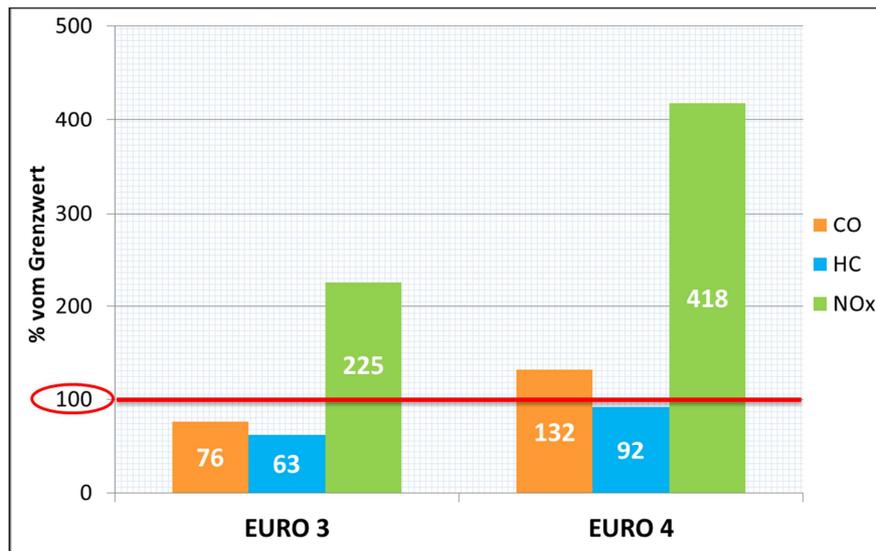


Abbildung 5-12: Emissionen bezogen auf Euro 3- und Euro 4-Grenzwerte (R1)

5.7 Modifikationen am Basisfahrzeug

In diesem Kapitel werden alle Veränderungen, die am Serienmotorrad durchgeführt und am Rollenprüfstand getestet wurden, beschrieben, wobei das Hauptaugenmerk auf die Reduktion der Schadstoffe gelegt wurde.

Es wurde ein AGR-System installiert, sowie Versuche mit und ohne Sekundärluft (SL) durchgeführt. Außerdem wurden unterschiedliche Katalysatoren getestet und Veränderungen an der Einbauposition vorgenommen. Jene unterschiedlichen Prüflingskonfigurationen, welche am Rollenprüfstand untersucht wurden, werden in der unten stehenden Abbildung im Überblick dargestellt. Die Nummerierung der Versuche (R1 – R9, R...Rollenprüfstand) ist bei der Auswertung der Ergebnisse am Ende jeder Diagrammbeschriftung in Klammer wiederzufinden und gibt somit eine Beschreibung des genauen Versuchsaufbaus an. Die Basisvermessung des Fahrzeuges am Rollenprüfstand ist unter der Rollenmessung R1 zu finden.

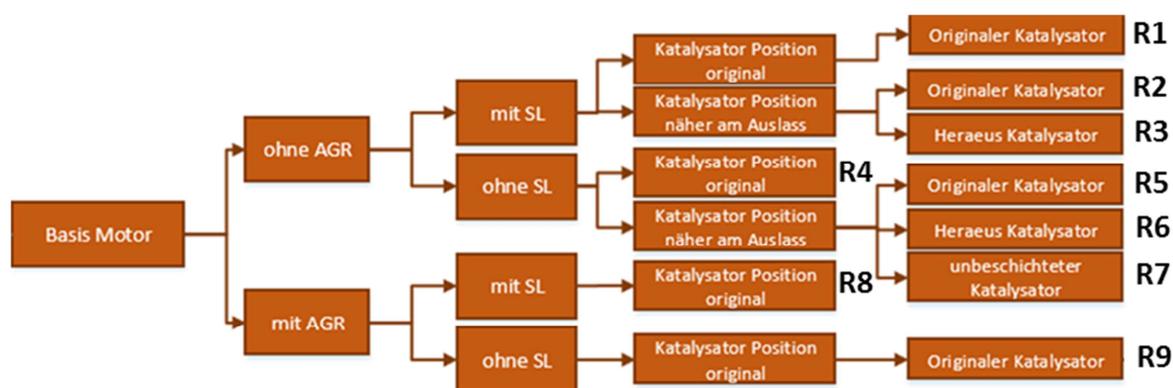


Abbildung 5-13: Versuche am Rollenprüfstand

Die Zufuhr der Sekundärluft wird beim originalen Fahrzeug durch eine Membran geregelt und reagiert sehr empfindlich auf Druckänderungen im Auslassrohr. Bereits kleine Druckänderungen ergeben große Änderungen an der Sekundärluftmenge. Um diesen Einfluss auszuklammern und reproduzierbare Ergebnisse zu liefern, wurde ein Großteil der Messungen ohne Sekundärluft durchgeführt.

5.7.1 Abgasrückführung

Um die NO_x -Emissionen innermotorisch reduzieren zu können, wurde ein externes AGR-System aufgebaut. Über ein Edelstahlrohr mit einem Durchmesser von 6mm wurde ein Teil des Abgases aus dem Auspuff zurück in den Ansaugkanal geleitet. Für Versuchszwecke wurde das AGR-Ventil durch einen einfachen Kugelhahn realisiert. Dieser Kugelhahn musste während der Messungen von einer zweiten Person händisch bedient werden, wobei der Hahn nur im Leerlauf geschlossen und während aller anderen Betriebsphasen voll geöffnet wurde. Die Menge des Durchflusses wurde durch eine einstellbare Drossel gesteuert. Der Versuchsaufbau wird in der nachstehenden Abbildung gezeigt.

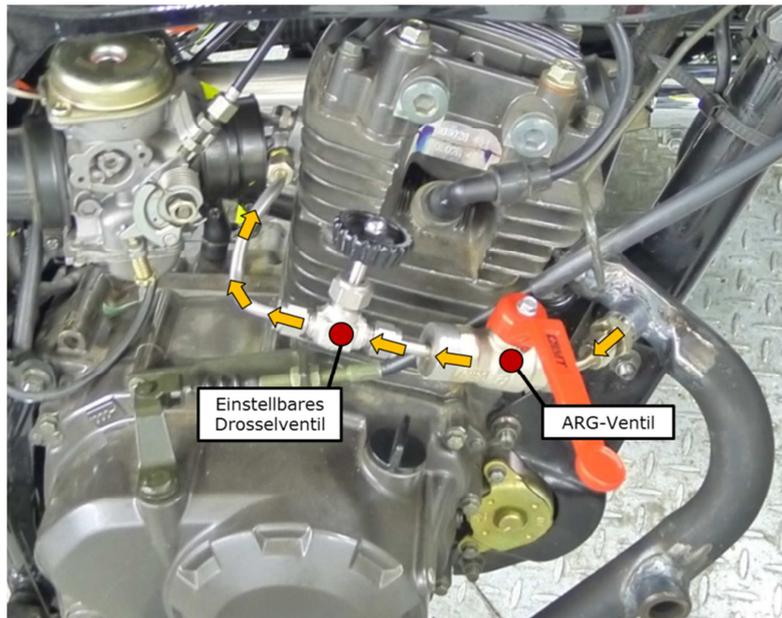


Abbildung 5-14: Versuchsaufbau der Abgasrückführung (R9)

Emissionen: Die Versuche mit der Abgasrückführung zeigten sehr deutliche Einflüsse auf die Schadstoffemissionen. Die NO_x -Emissionen konnten drastisch reduziert werden und liegen nur mehr bei einem Drittel der Anfangskonzentration.

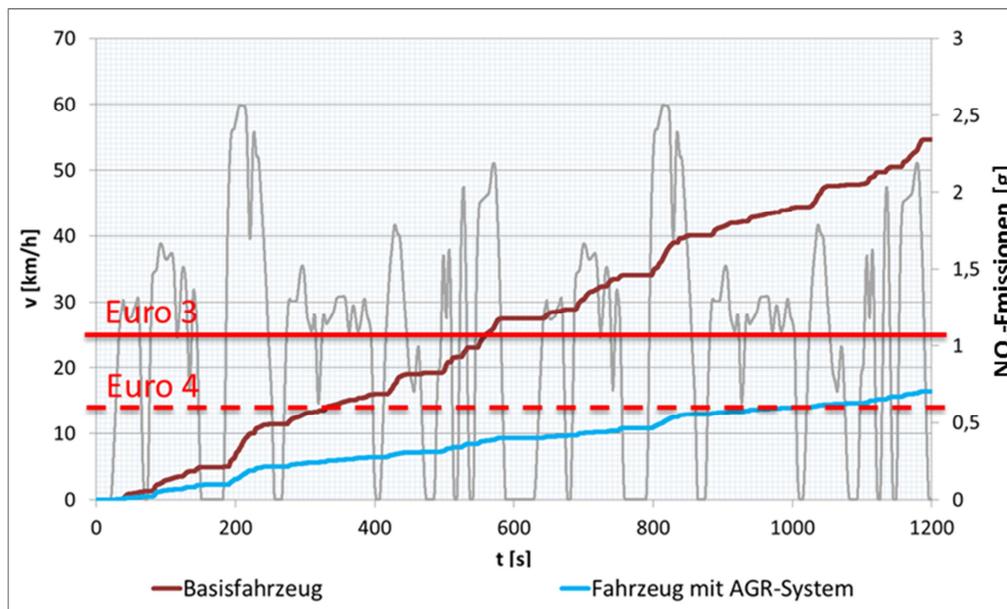


Abbildung 5-15: NO_x -Emissionen unter Verwendung einer AGR (R1, R9)

Der Verlauf der Emissionen zeigt, dass es möglich war, über den gesamten Zyklus die Emissionsrate von NO_x zu senken.

Dieser positive Effekt der AGR wirkte sich leider nur auf die NO_x -Emissionen aus, die CO- und HC-Emissionen stiegen wie erwartet an. Ein Überblick über die Entwicklung der Emissionen unter Verwendung der AGR wird in Abbildung 5-16 gegeben. Die Messung mit aktivem AGR-System wurde ohne Sekundärluft durchgeführt.

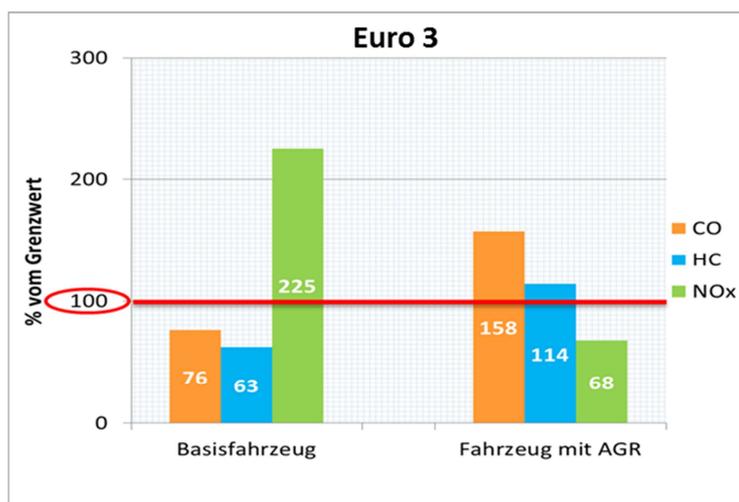


Abbildung 5-16: Entwicklung der Emissionen unter Verwendung einer AGR (R1, R9)

Der Anstieg der HC- und CO-Emissionen ist einerseits auf den erhöhten Inertgasanteil durch die AGR zurückzuführen, andererseits wurde bei der Modifikation die Vergaserabstimmung nicht verändert. Es wurde ein AGR-System installiert, ohne die Vergasereinstellungen an auf die veränderten Bedingungen anzupassen. Betrachtet man den Lambdawert während der Messung, erkennt man, dass das ohnehin im höherlastigen Bereich zu fette Gemisch durch die

veränderten Bedingungen zusätzlich angefettet wurde.

Der Lambdawert wurde bei einer Messung analog und bei der anderen digital aufgezeichnet, daher unterscheidet sich die Form der Signale. Die Tendenz ist dennoch klar zu erkennen. Dargestellt ist die zweite Hälfte des WMTC-Testzyklus.

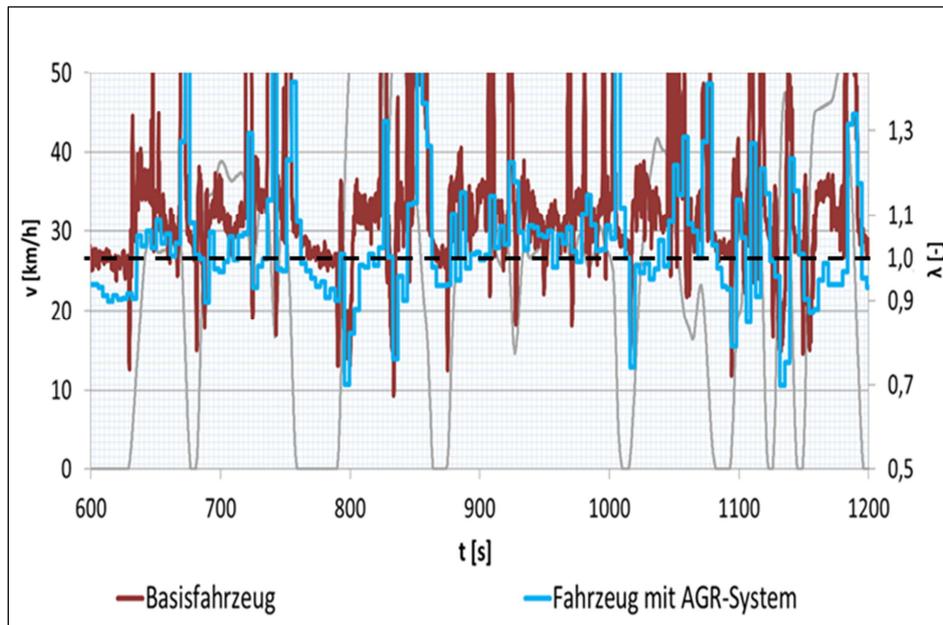


Abbildung 5-17: Lambdawert mit und ohne AGR-System (R1, R9)

Ein fetteres Gemisch führt bekanntlich zu einem Sauerstoffmangel und somit zu einem Anstieg der HC- und CO-Emissionen. Um den Einfluss der AGR isoliert betrachten zu können, müsste der Vergaser auf die Lambdawerte des Basismotors nachgestellt werden. Da dies jedoch nicht einfach zu realisieren ist und die Tendenz bei der Messung klar zu erkennen war, wurde auf diesen Schritt verzichtet und erst bei den Versuchsmessungen des kombinierten Fahrzeugkonzeptes (Siehe Kapitel 6) durchgeführt. Neben den Emissionen stieg auch der Kraftstoffverbrauch durch das fette Gemisch um 12% an.

Neben dem fetteren Gemisch kommt es durch das AGR-System bei gleichem Betriebspunkt zu einer veränderten Drosselklappenstellung. Dies wird durch den Vergleich der Drosselklappenstellungen in Abbildung 5-18 dargestellt. Aufgetragen sind die Drosselklappenstellung des Basisfahrzeuges und der Fahrzeugkonfiguration mit AGR-System. Es zeigt sich, dass durch die Abgasrückführung die Drosselklappe weiter geöffnet werden muss, um dieselben Fahrleistungen zu erreichen.

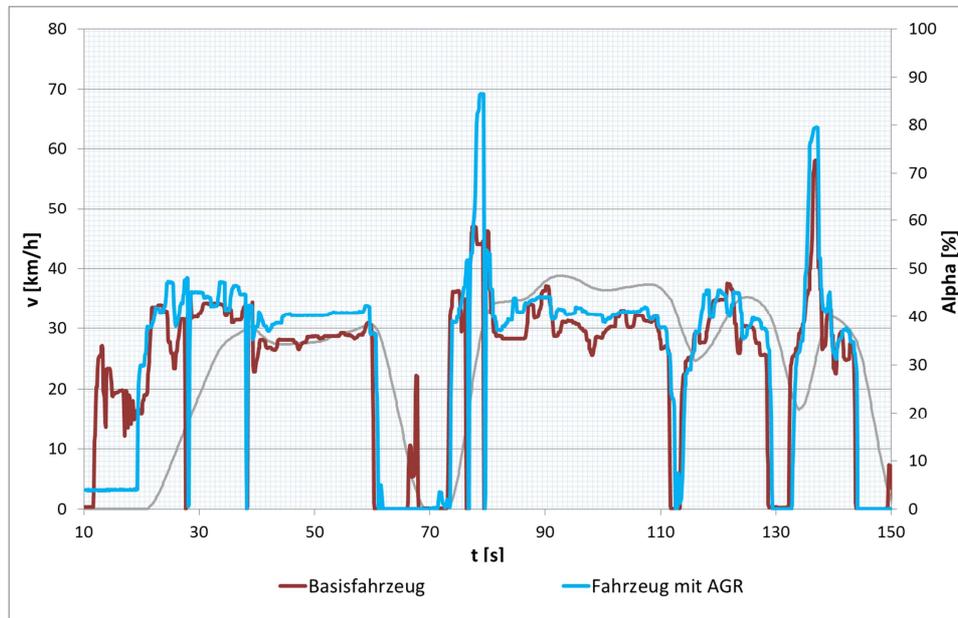


Abbildung 5-18: Einfluss der AGR auf die Drosselklappenstellung (R1, R9)

5.7.2 Katalysatorposition / Katalysatortypen

Die in den vorherigen Abbildungen dargestellten kumulierten Emissionen zeigen, dass für alle drei Schadstoffkomponenten in Bereichen, in denen geringe Rohemissionen des Motors zu erwarten sind, die Emissionen nach dem Katalysator dennoch relativ hoch sind. Dies lässt auf geringe Konvertierungsraten des Katalysators schließen. Daher wurden ebenfalls Versuche mit unterschiedlichen Katalysatoren und Katalysatorpositionen durchgeführt.

Katalysatorposition:

Für die Funktion eines Katalysators ist die Katalysatortemperatur sehr entscheidend. Für eine hohe Konvertierungsrate muss der Katalysator über der „Light-off“ Temperatur betrieben werden. Zu hohe Temperaturen führen jedoch zu einer thermischen Alterung des Katalysators und somit zu einer Abnahme der Konvertierungsraten. Daher ist die Position, also der Abstand zum Auslass, sehr entscheidend für die Konvertierungsraten und somit für die Emissionen eines Fahrzeuges.

Durch eine Position näher am Auslass wird die „Light-off“ Temperatur nach dem Kaltstart früher erreicht und die Kaltstartemissionen deutlich gesenkt. Im ersten Versuchsaufbau wurde daher der originale Katalysator näher am Auslass angebracht.



Abbildung 5-19: Katalysatorposition näher am Auslass (R5)

Die Zeit bis zum Erreichen der „Light-off“ Temperatur konnte durch die veränderte Katalysatorposition deutlich reduziert werden. Sie wurde beim Basisfahrzeug nach ca. 160 Sekunden erreicht und konnte auf ca. 40 Sekunden verkürzt werden, wobei die „Light-off“ Temperatur bei rund 350 °C liegt.

Die Katalysatorposition zeigt einen deutlichen Einfluss auf die HC-Emissionen. Diese konnten durch die kürzere Kaltstartphase deutlich reduziert werden (Vergleiche Abbildung 5-20). Nach Erreichen der „Light-off“ Temperatur sind die beiden Linien parallel, was bedeutet, dass sich die Konvertierungsrate des Katalysators in der heißen Phase nicht verändert hat.

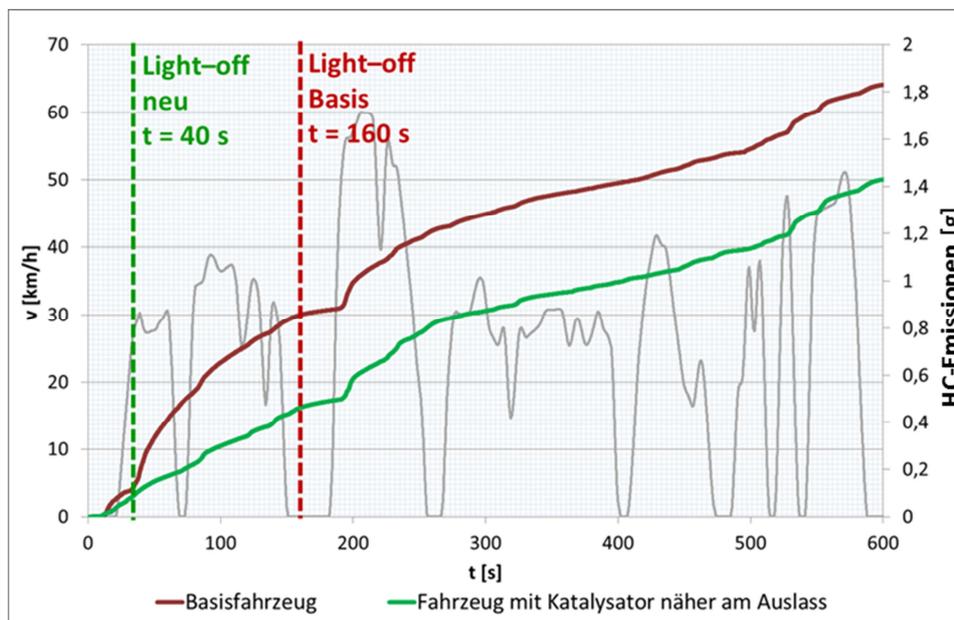


Abbildung 5-20: HC-Emissionen im Vergleich (R1, R5)

Die CO-Emissionen zeigen ebenfalls einen leichten Rückgang durch die verkürzte Ansprechzeit des Katalysators, wobei der Effekt nicht so deutlich wie bei den HC-Emissionen ausfiel. Die NO_x -Emissionen und der Kraftstoffverbrauch blieben wie erwartet nahezu unverändert.

Katalysator mit höheren Konvertierungsraten:

Nachdem die NO_x -Emissionen durch ein AGR-System und die HC-Emissionen durch eine veränderte Katalysatorposition reduziert werden konnten, wurde durch einen anderen Katalysator versucht, die CO-Emissionen zu reduzieren. Durch die Emissionsauswertung der vorangegangenen Versuche erkannte man, dass der originale Katalysator geringe Konvertierungsraten aufweist. Die Beschichtung des originalen Katalysators war jedoch nicht bekannt, daher kann die Qualität des originalen Katalysators anhand der Beschichtung nicht beurteilt werden. Weiters können die im Versuch verwendeten Katalysatoren hinsichtlich ihrer Beschichtung nicht mit dem originalen Katalysator verglichen werden. Dennoch wurde durch einen größeren Katalysator mit bekannter Beschichtung ein deutliches Einsparungspotential bei den Emissionen vermutet.

Hierfür wurde ein Abgassystem mit Schnellwechselverschluss für den Katalysator installiert. Durch dieses System lässt sich der Katalysator durch zwei Klemmen mit wenigen Handgriffen austauschen. Durch den Einbau eines unbeschichteten Katalysators konnten somit auch die Rohemissionen des Motors ermittelt werden. Für die Versuche mit verändertem Katalysator wurde ein Katalysator des Herstellers Heraeus verwendet. Dieser Katalysator (200cpsi, cpsi...cells per square inch) weist durch seine Baugröße und seine hochwertige Beschichtung höhere Konvertierungsraten als der originale Katalysator (100cpsi) auf.



Abbildung 5-21: Schnellwechselsystem Katalysator (R6)

Der Einfluss des Heraeus Katalysators auf die Abgasmissionen wird in den nachstehenden Abbildungen gezeigt, wobei in der Messung ebenfalls die verringerten Kaltstartemissionen durch die veränderte Katalysatorposition mit abgebildet sind. In Abbildung 5-22 erkennt man, dass in Bereichen mit niedrigen und mittleren Lasten kaum CO-Emissionen auftreten. In diesen Bereichen ist das Verbrennungsluftverhältnis $\lambda > 1$ und man erreicht bessere Konvertierungsraten. Die Linie der kumulierten Emissionen ist nahezu waagrecht. In Bereichen mit hoher Last tritt jedoch nach wie vor eine sehr hohe Konzentration an CO-Emissionen auf. Diese sind im Vergleich zum Basismotor sogar etwas gestiegen, was sich auf ein Verbrennungsluftverhältnis $\lambda < 1$ auf Grund des veränderten Gegendruck im Auslass zurückzuführen lässt. Dennoch konnte in Summe der Ausstoß an CO-Emissionen etwas reduziert werden.

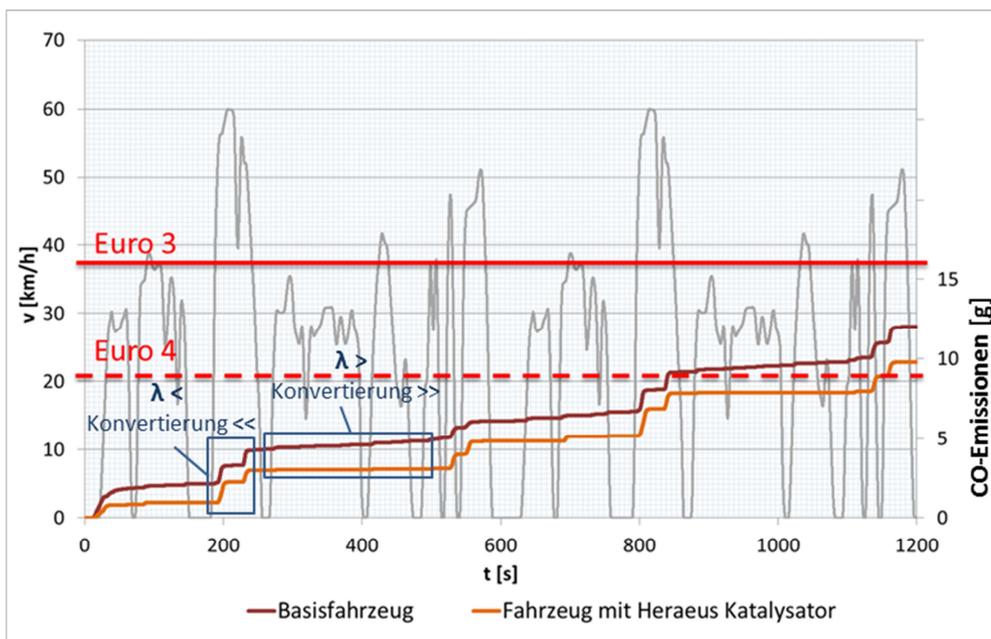


Abbildung 5-22: CO-Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6)

Der Einfluss des Heraeus Katalysators auf die HC-Emissionen ist deutlich größer ausgefallen. Diese konnten drastisch reduziert werden und befinden sich nun deutlich unter den Euro 4 Grenzwerten. Abbildung 5-23 zeigt, dass die Konvertierungsrate des im Versuch verwendeten Katalysators dreimal höher ist als die des originalen Katalysators. Somit konnten die HC-Emissionen um zwei Drittel gesenkt werden. Als Untersuchungsbereich wurde der Teil der Messung nach dem Light-off des originalen Katalysators bei 160 Sekunden herangezogen.

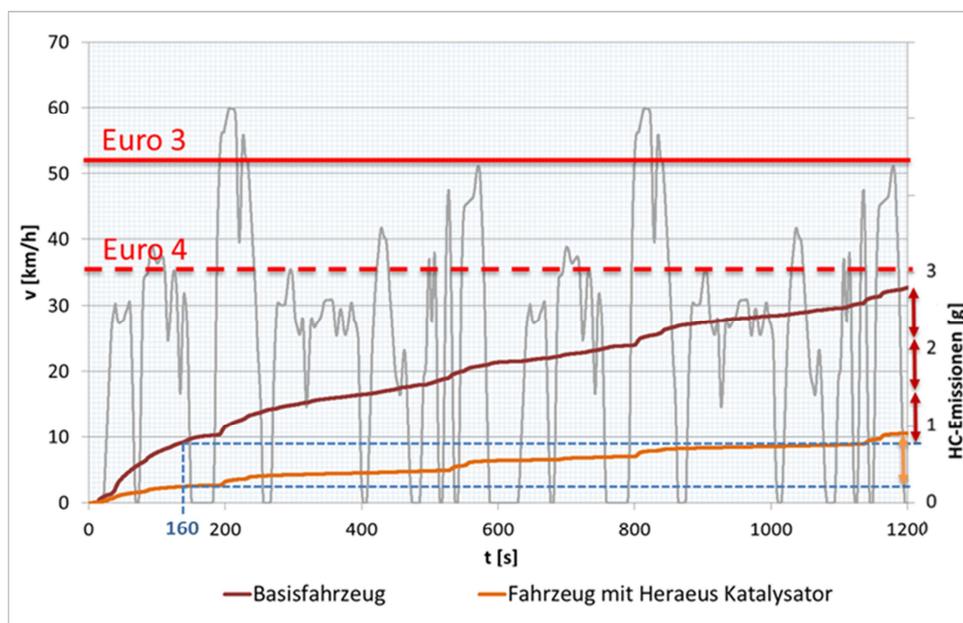


Abbildung 5-23: HC-Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6)

Auch die NO_x-Emissionen konnten durch die bessere Konvertierungsrate des Katalysators im Vergleich zum Basisfahrzeug reduziert werden. Die Schadstoffreduktion liegt ca. bei 25%.

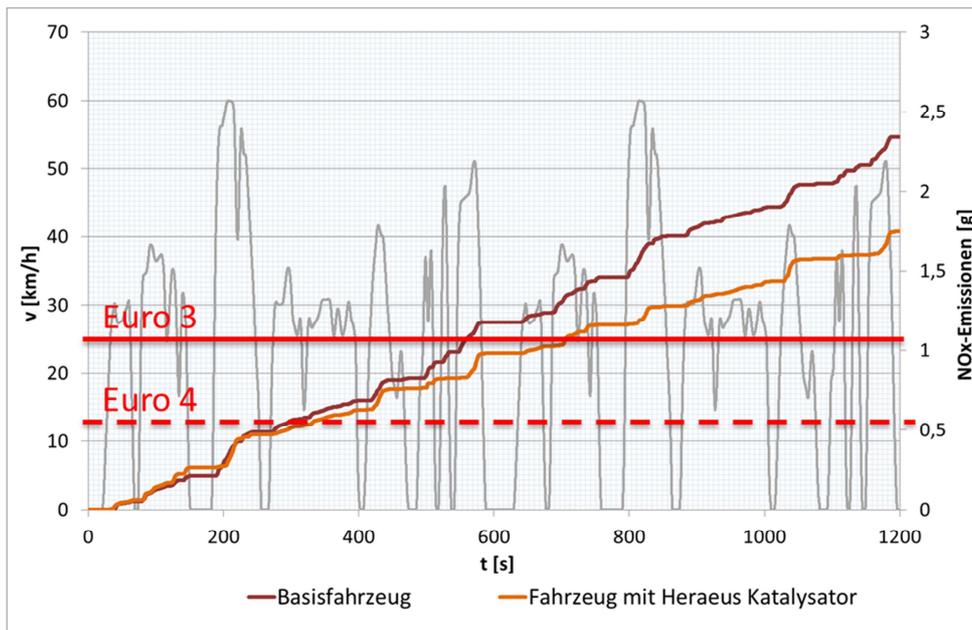


Abbildung 5-24: NO_x-Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6)

Zusammenfassend lassen sich die Verbesserungen der Emissionen durch die veränderte Katalysatorposition und des hochbeschichteten Katalysators hinsichtlich der Euro 3 Grenzwerte wie folgt darstellen:

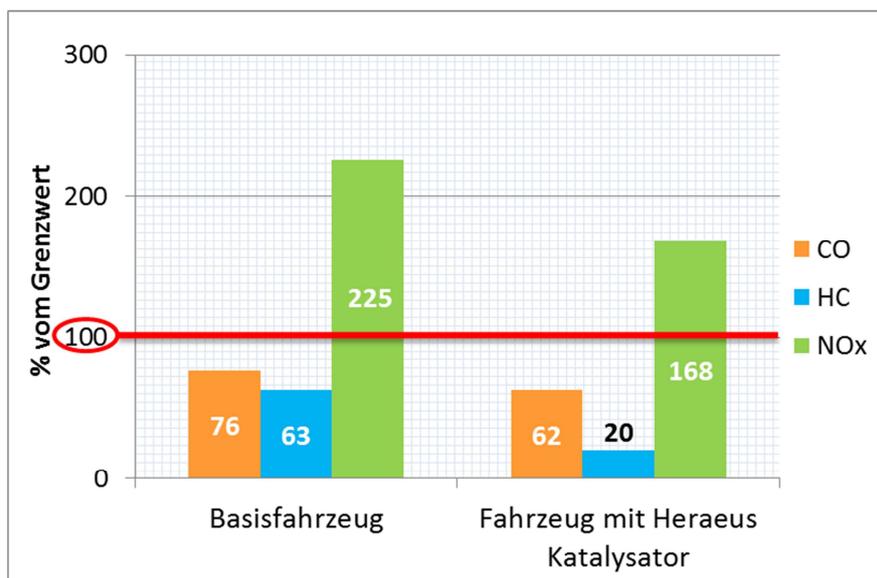


Abbildung 5-25: Einflüsse des Katalysators auf die Schadstoffemissionen (R1, R6)

5.8 Zusammenfassung der Ergebnisse am Rollenprüfstand

Durch die Untersuchungen am Rollenprüfstand lassen sich die Einflüsse der unterschiedlichen abgasreduzierenden Maßnahmen sehr deutlich zeigen. In vielen Punkten decken sich die Ergebnisse mit den theoretischen Grundlagen.

Aus der Basismessung wurde ersichtlich, dass die NO_x -Emissionen hinsichtlich der Euro 3 und Euro 4 Gesetzgebung deutlich zu hoch waren. Die CO- und HC-Emissionen des Basisfahrzeuges lagen bereits unter den Euro 3 Grenzwerten. Aus diesem Grund wurde eine AGR installiert, welche die NO_x -Emissionen drastisch reduzieren konnte. Die Emissionsraten von HC und CO wurden dadurch jedoch angehoben, was auf den Vergasereinfluss zurückzuführen ist.

Zur Senkung der HC- und CO-Emissionen wurde sowohl die Katalysatorposition verändert, als auch ein Katalysator mit optimierter Beschichtung verwendet. Dadurch konnten die Kaltstartemissionen reduziert und die Konvertierungsraten erhöht werden.

Auf den Vergaser, welcher durch die Verwendung der AGR auf veränderte Bedingungen im Brennraum abgestimmt werden müsste, wurde in diesem Kapitel noch nicht eingegangen. Ebenso wurden die Kombination aus AGR-System und Katalysatormodifikationen noch nicht untersucht. Diese Einflüsse werden unter Zusammenführung aller Maßnahmen in Kapitel 6 betrachtet.

6 Kombination der Modifikationen zu einem Gesamtkonzept

Nach den Studien am Motorprüfstand und am Rollenprüfstand wurden die Modifikationen im Fahrzeug zu einer kombinierten Fahrzeugkonfiguration zusammengeführt. Der Motor wurde mit erhöhter Verdichtung und Ölringkanal inklusive Ölkühler im Fahrzeug eingebaut. Aus den Versuchen am Rollenprüfstand wurden die AGR und der Heraeus Katalysator mit der Position näher am Auslass übernommen. Die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch dieser kombinierten Fahrzeugkonfiguration wurden durch eine Homologationsmessung bewertet. Der Aufbau dieses Fahrzeug wird in Abbildung 6-1 gezeigt.

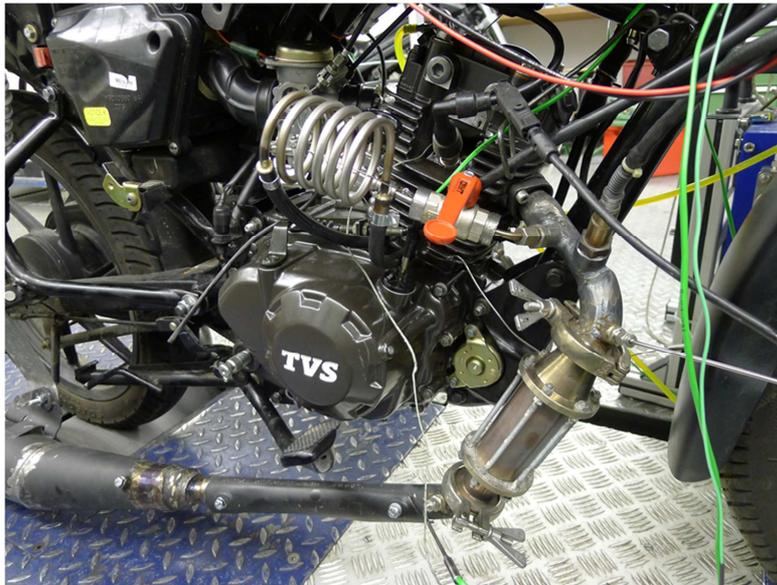


Abbildung 6-1: kombiniertes Fahrzeugkonzept

Die Modifikationen und der Messaufbau wurden ohne wesentliche Veränderungen aus den Versuchen am Motorprüfstand und Rollenprüfstand übernommen. Die detaillierte Beschreibung der einzelnen Komponenten kann aus Kapitel 4.1 und Kapitel 5.1 entnommen werden.

Einen Überblick über die durchgeführten Messungen gibt nachstehende Abbildung. Die Nummerierung der Versuche (K1 – K6, K...kombinierte Fahrzeugkonfiguration) ist bei der Auswertung der Ergebnisse am Ende jeder Diagrammbeschriftung in Klammer wiederzufinden und gibt somit eine Beschreibung des genauen Versuchsaufbaus an.

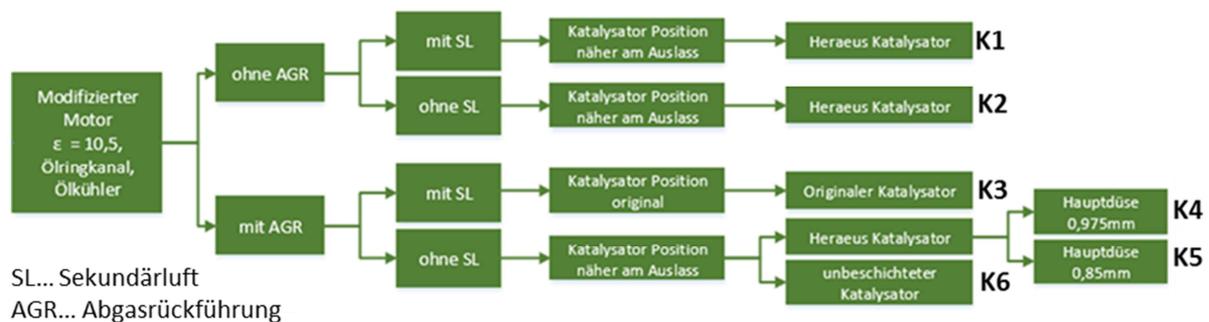


Abbildung 6-2: Versuche mit der kombinierten Fahrzeugkonfiguration

6.1 Ergebnisse aus der Kombination der Modifikationen

Die Verwendung der AGR, in Verbindung mit einem besseren Katalysator und einer veränderten Katalysatorposition, brachte den entscheidenden Effekt für die Abgasemissionsverbesserung.

Um die Messergebnisse besser bewerten zu können, wurde zusätzlich eine Rohemissionsmessung mit einem unbeschichteten Katalysator durchgeführt. Durch die Messung mit einem unbeschichteten und einem beschichteten Katalysator kann man die Auswirkungen der innermotorischen Maßnahmen und der Abgasnachbehandlung getrennt betrachten und bewerten.

Durch die AGR konnten die NO_x -Rohemissionen des Motors entschieden gesenkt werden. Diese liegen nun sogar deutlich unter den Emissionen des Basisfahrzeuges. Die bereits sehr geringen NO_x -Rohemissionen lassen sich zusätzlich im Katalysator gut konvertieren, wodurch die NO_x -Emissionen nach dem Katalysator extrem niedrig sind. Sie liegen bei rund $0,009 \text{ [g/km]}$, was lediglich 13% des ohnehin sehr strengen Euro 4 Grenzwertes entspricht.

Abbildung 6-3 zeigt den Verlauf der kumulierten NO_x -Emissionen mit und ohne Katalysator und stellt den Vergleich zum Basisfahrzeug dar. Zu erkennen ist, dass durch die AGR bereits die Rohemissionen des Fahrzeuges die Euro 3 Grenzwerte erfüllen.

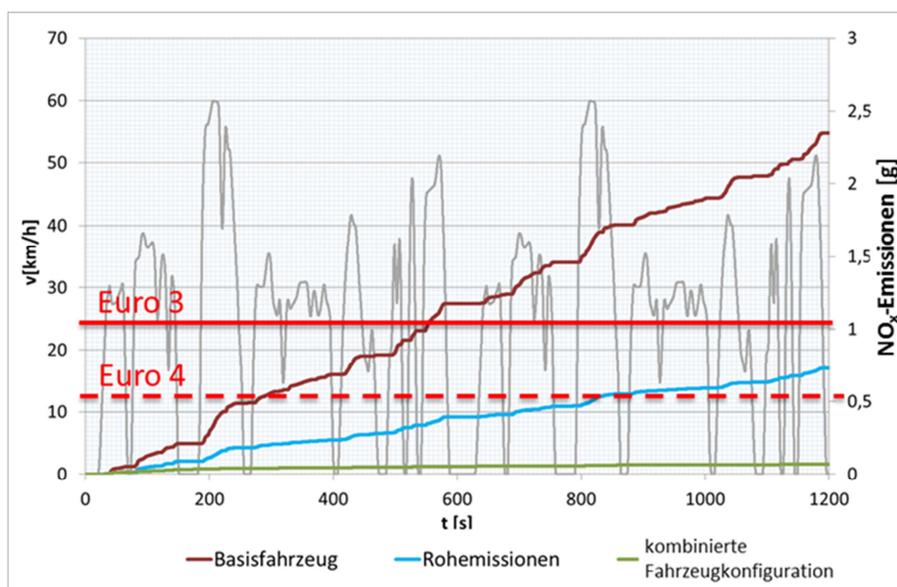


Abbildung 6-3: NO_x -Emissionen der kombinierte Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4)

Die durchgeführten Änderungen am Fahrzeug und die fehlende Vergaserabstimmung führten zu einem niedrigeren Verbrennungsluftverhältnis λ . Einen exemplarischen Vergleich der Lambdawerte über einen 200 Sekunden langen Bereich des Zyklus zeigt Abbildung 6-4. Zu erkennen ist, dass der Lambdawert über große Bereiche wesentlich niedriger als der des Basisfahrzeuges ist. Dies führt durch den erhöhten Kraftstoffanteil einerseits zu einem Kühleffekt im Brennraum, was die Bildung von thermischen NO_x reduziert, andererseits steht weniger Sauerstoff für die NO_x -Bildungsreaktionen zur Verfügung. Die entstehenden NO_x -Rohemissionen lassen sich im Katalysator durch hohe Konvertierungsraten im fetten Bereich zusätzlich gut umsetzen. Dieser Zusammenhang wurde bereits im Theorieteil in der Abbildung 2-13 dargestellt.

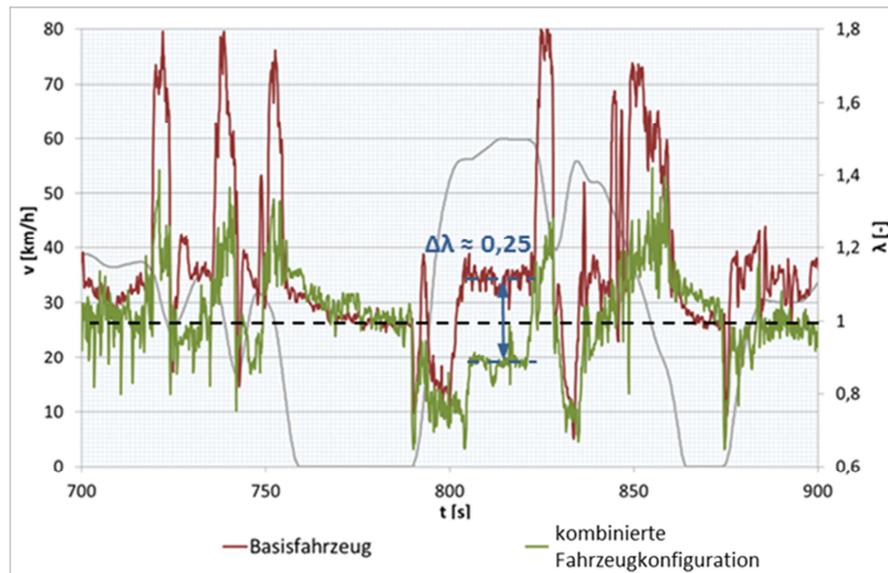


Abbildung 6-4: Vergleich der Lambdawerte (R1, K4)

Nachteilige Auswirkungen zeigt der Kraftstoffüberschuss allerdings auf die HC- und vor allem auf die CO-Emissionen. Beide steigen durch unvollständige Verbrennung, mit zunehmend fetterem Gemisch stark an. Zusätzlich kann der Katalysator durch Sauerstoffmangel die CO- und HC-Moleküle nicht ausreichend konvertieren (Vergl. Abb. Abbildung 2-13).

Welche Einflüsse die AGR und der optimierte Katalysator auf die HC-Emissionen hatten, wird in Abbildung 6-5 dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Rohemissionen vom Katalysator ausreichend gut konvertiert werden können, um sie unter die Emissionswerte des Basismotors zu bringen. Das Problem mit dem hohen Anteil der im Kaltstart produzierten HC-Emissionen an den Gesamtemissionen, wurde durch die veränderte Katalysatorposition entschieden vermindert. Somit erfüllen auch die HC-Emissionen die Euro 4 Richtlinien.

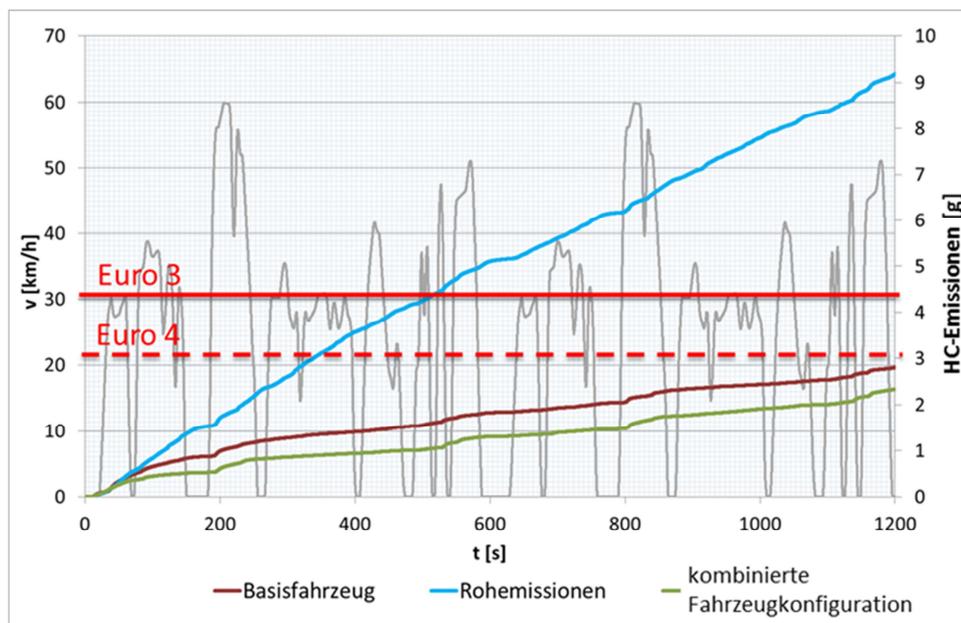


Abbildung 6-5: HC-Emissionen der kombinierten Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4)

Anhand der Rohemissionen lässt sich feststellen, dass vor allem in der Vollastphase eine sehr hohe CO-Konzentration gebildet wird. Der Katalysator konnte in diesem Fall die CO-Emissionen auf Grund des Sauerstoffmangels nicht mehr gut genug konvertieren und diese liegen nun deutlich über den Emissionen des Basisfahrzeuges. Die Euro 3 Grenzwerte konnten nicht eingehalten werden. Die Euro 4 Grenzwerte wurden um mehr als das Doppelte überschritten.

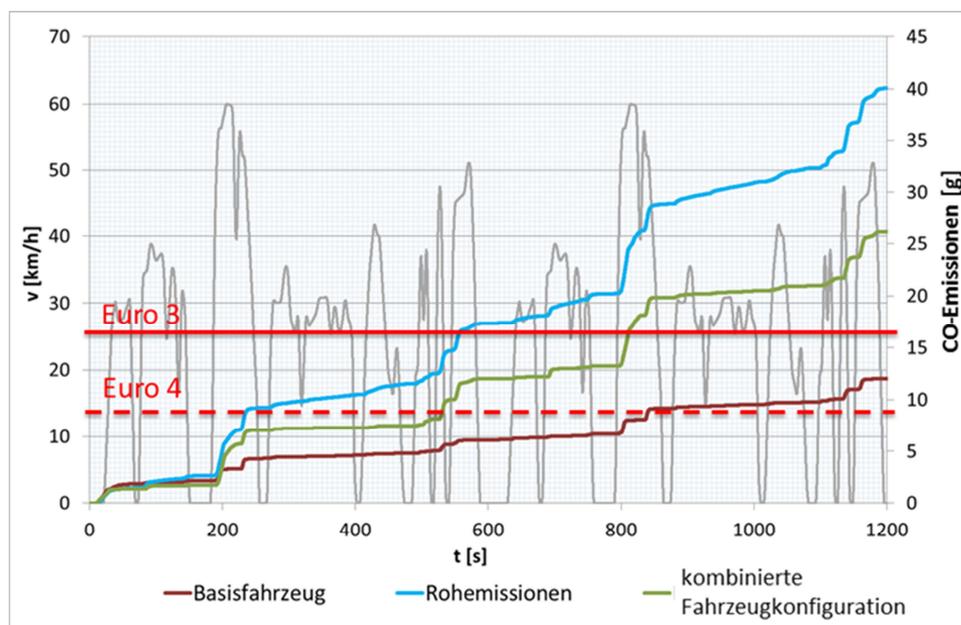


Abbildung 6-6: CO-Emissionen der kombinierten Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4)

Somit konnte bei dieser Fahrzeugvariante, auf Grund der zu hohen CO-Emissionen, weder Euro 3 noch Euro 4 erreicht werden.

Kraftstoffverbrauch: Der Kraftstoffverbrauch hat sich über einen gesamten WMTC-Zyklus gegenüber dem Basisfahrzeug kaum verändert. Zudem schwankt der Kraftstoffverbrauch von Messung zu Messung, wodurch präzise Aussagen über den Verbrauch nur schwer möglich sind. Hierfür müsste eine Messung über einen längeren Zeitraum, bzw. eine längere Wegstrecke durchgeführt werden. Nach der Mittelung des Kraftstoffverbrauches über mehrere Zyklen zeigt sich, dass der Verbrauch tendenziell in etwa gleich geblieben ist. Im Durchschnitt beträgt nun die Reichweite 52 km im Vergleich zu den zuvor gemessenen 54 km pro Liter Kraftstoff.

6.2 Abstimmung des Vergasers

Bei den ersten Messungen der kombinierten Fahrzeugkonfiguration konnten die Grenzwerte für Euro 4 auf Grund zu hoher CO-Emissionen nicht erfüllt werden. Die NO_x - und HC-Emissionen lagen jedoch deutlich unter den Euro 4 Grenzwerten. Durch eine veränderte Vergaserabstimmung, die das Gemisch vor allem im Volllastbereich magerer machen soll, wurde versucht, die CO-Emissionen zu senken, ohne die anderen Emissionskomponenten zu stark zu erhöhen. Da die CO-Emissionen, wie in der Abbildung 6-6 gut zu erkennen ist, hauptsächlich in den Volllastphasen entstehen, wurde mittels Vergaserabstimmung das Verbrennungsluftverhältnis in diesen Bereichen über eine veränderte Hauptdüse beeinflusst. Diese begrenzt den maximalen Kraftstoffdurchfluss und hat so den größten Einfluss auf den Volllastbereich. In wie weit die verschiedenen Vergaserabstimmungsmöglichkeiten die Gemischbildung beeinflussen, wurde bereits in Kapitel 2.4.1 Abbildung 2-15 dargestellt.

Zunächst wurde die originale Düse mit einem Durchmesser von 0,975 mm durch eine Düse mit einem Durchmesser von 0,925 mm ersetzt. Die anschließenden Messergebnisse zeigten eine Tendenz in die gewünschte Richtung, die Effekte waren aber noch nicht groß genug, um die Emissionen entscheidend zu beeinflussen. Daher wurde der Vergaser erneut auf eine kleinere Düse mit einem Durchmesser von 0,85 mm umgerüstet. Diese Abstimmung brachte das gewünschte Ergebnis. Die CO-Emissionen konnten entscheidend verringert werden.

Durch einen höheren λ -Wert stiegen, wie zu erwarten war, die NO_x -Emissionen an. Die CO-Emissionen konnten stark verringert werden. Die Einflüsse der Vergaseroptimierung auf die Emissionen, sowie der Vergleich zum Basismotor wird in Abbildung 6-7 gezeigt.

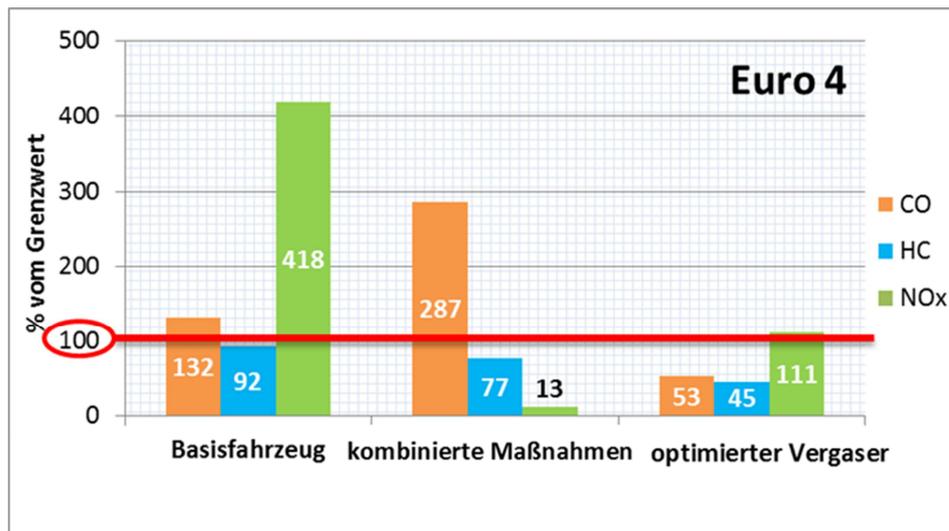


Abbildung 6-7: Emissionen nach Vergaserabstimmung (R1, K4, K5)

Man erkennt, dass das Luftkraftstoffverhältnis einen sehr großen Einfluss auf die Bildung der Emissionen hat. Es zeigt sich, dass durch eine präzise Abstimmung des Vergasers die Euro 4 Grenzwerte erreichbar sind. Die Frage, in wie weit sich dies in der Serienproduktion umsetzen lässt, und ob dann jedes Fahrzeug die Emissionsgrenzwerte erfüllen kann, kann durch diese Untersuchungen nicht beantwortet werden.

6.3 Euro 4 Testmessung

Am Anfang des Kapitels „Rollenprüfstand“ wurde darauf hingewiesen, dass sämtliche Messungen in Hinblick auf Euro 3 durchgeführt wurden. Somit wurde auch der WMTC-Phase 1-Zyklus verwendet. Die in den Diagrammen eingetragenen Euro 4 Grenzwerte stellen nur einen Anhaltswert dar, weil für die Euro 4 Zertifizierung der WMTC-Phase 2-Zyklus verwendet werden muss.

Der Phase 2-Zyklus unterscheidet sich vom Phase 1-Zyklus durch geringere Beschleunigungswerte, niedrigere Höchstgeschwindigkeiten und unterschiedliche Gewichtungen des Kaltstartanteils. Dies führt tendenziell zu geringeren Gesamtemissionen. Daher wurde davon ausgegangen, dass das Fahrzeug bessere Emissionswerte im Phase 2-Zyklus aufweisen würde, und die Homologationsmessung bestehen wird.

Um dies zu überprüfen, wurde das Prüfprogramm der Rollensteuerung auf den Phase 2-Zyklus umgeschrieben und anschließend eine Euro 4 Homologationsmessung mit der vielversprechendsten Fahrzeugkonfiguration durchgeführt. Die Ergebnisse der Euro 4 Emissionsmessung, einmal unter Verwendung des Phase 1-Zyklus und einmal unter Verwendung des Phase 2-Zyklus, sind in Abbildung 6-8 dargestellt.

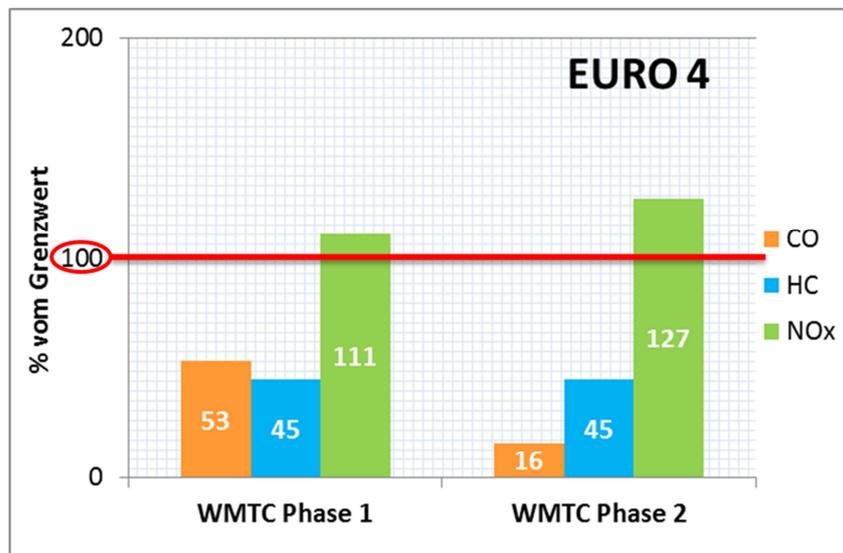


Abbildung 6-8: Vergleich der Emissionen im WMTC Phase 1 und Phase 2 Zyklus

Die NO_x -Emissionen stiegen an, obwohl der Phase 2 Testzyklus geringere Höchstgeschwindigkeiten und Beschleunigungswerte aufweist. Der Grund dafür liegt erneut in der Höhe des Verbrennungsluftverhältnisses. Der Motor wird während des Phase 2-Zyklus vermehrt in einem Bereich mit höheren Lambdawerten betrieben, was zu einem Anstieg der NO_x -Konzentration führt. Im Gegensatz dazu sinkt die CO-Konzentration. Eine erneute Vergaserabstimmung würde vermutlich einen Rückgang der NO_x -Emissionen bewirken.

Für die Potentialabschätzung waren die ermittelten Messergebnisse jedoch ausreichend. Die Tendenzen waren klar ersichtlich und der Versuch wurde nicht erneut durchgeführt.

7 Ergebniszusammenfassung

Als Ziele dieser Arbeit wurden die Potentialabschätzung des Motors hinsichtlich Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Motorleistung festgelegt. Unter Trennung der Versuche in einen Motorprüfstandsteil und einen Rollenprüfstandsteil, konnte gezielt auf die gewünschten Parameter Einfluss genommen werden.

So wurden bei den Untersuchungen am Motorprüfstand hauptsächlich die Leistung des Motors und der Kraftstoffverbrauch untersucht. Durch eine Verdichtungserhöhung konnte der thermische Wirkungsgrad des Motors verbessert werden, und so Leistung gesteigert und Kraftstoff eingespart werden. Die erhöhten thermischen Belastungen des Motors wurden durch einen Ölringkanal und einen Ölkühler kompensiert. Zusätzlich führten Versuche mit veränderten Zündwinkeln zu einem Drehmomentanstieg im mittleren Drehzahlbereich. In Summe konnte die Leistung um 4% und das Drehmoment um 14% erhöht, der spezifische Kraftstoffverbrauch hingegen um 6,5% gesenkt werden. Parallel wurden am Rollenprüfstand die Abgasemissionen untersucht. Das Ziel war die Einhaltung der Euro 3 Grenzwerte, mit einem Ausblick auf die Euro 4 Grenzwerte. Durch eine AGR und Versuche mit unterschiedlichen Katalysatoren und Katalysatorpositionen konnten die Emissionen stark reduziert werden. Die Einflüsse der verschiedenen Maßnahmen wurden durch einen festgelegten Versuchsablauf evaluiert.

Anschließend wurden alle getroffenen Maßnahmen in einem Versuchsfahrzeug integriert und eine kombinierte Fahrzeugkonfiguration eruiert, wobei die Feineinstellung über die Vergaserabstimmung realisiert wurde. Diese kombinierte Fahrzeugkonfiguration konnte die CO-Emissionen um 61,5%, die HC-Emissionen um 52% und die NO_x-Emissionen um 73,5% gegenüber dem Basisfahrzeug senken. Der Erfolg der Untersuchungen im Vergleich zum Basisfahrzeug wird in der Abbildung 7-1 zusammengefasst.

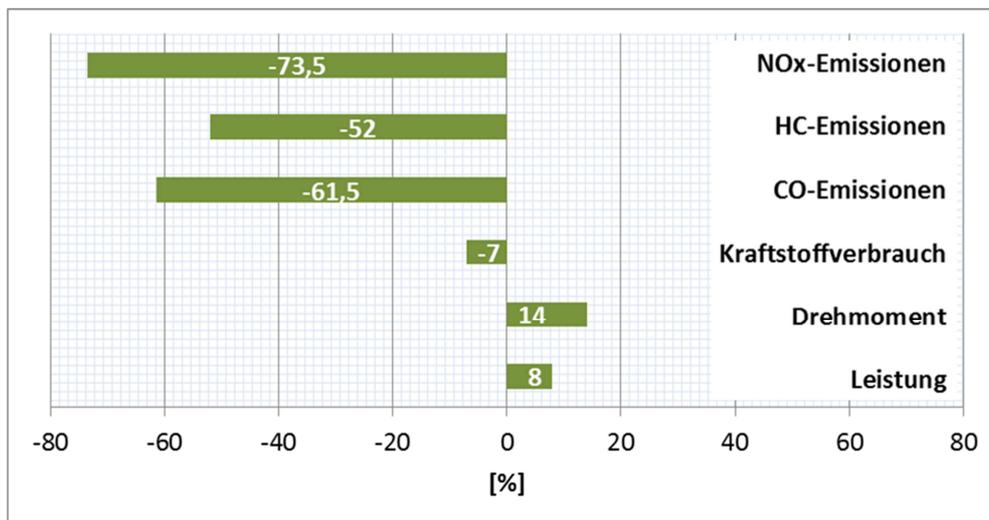


Abbildung 7-1: Parametervergleich vor und nach den Modifikationen

Die Emissionsgrenzwerte für die Euro 3 Zertifizierung konnten deutlich unterschritten werden. Lediglich die NO_x-Grenzwerte hinsichtlich Euro 4 konnten knapp nicht erreicht werden. Die HC- und CO-Emissionen lagen jedoch ebenfalls deutlich unter den gesetzlichen Grenzwerten (Vergl. Abbildung 6-8). Weiteres Verbesserungspotential wäre durch eine erneute Vergaserabstimmung gegeben. Auf zusätzliche Versuchsreihen wurde jedoch verzichtet, da in Hinblick auf die Potentialabschätzung die Ergebnisse genug Aussagekraft besitzen.

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Schlussfolgerung:

Die Untersuchungen zeigten, dass selbst mit einem kleinvolumigen Motor mit Vergaser und relativ kostengünstigen Maßnahmen die Euro 4 Grenzwerte erfüllt werden können. In diesem Fall gelang es durch eine AGR und einen optimiertes Katalysatorkonzept, unter Feinabstimmung des Vergasers. Je besser der Vergaser über den gesamten Drehzahlbereich auf das stöchiometrische Luftverhältnis abgestimmt werden kann, desto wahrscheinlicher können die Euro 4 Grenzwerte erfüllt werden. Ob die Umsetzung auch in der Serienproduktion gelingen kann, oder ob durch Fertigungstoleranzen eine Erfüllung der strengen Euro 4 Grenzwerte unwahrscheinlich ist, gilt es noch zu untersuchen.

Ausblick:

Nach dem das Grundkonzept des Fahrzeuges mit einer Abgasrückführung, neuer Katalysatorstrategie, Verdichtungserhöhung, Ölringkanal und Ölkühler erarbeitet wurde und die Messergebnisse den gewünschten Erfolg brachten, muss nun die Umsetzung in das Serienfahrzeug geplant werden. Es soll ein neuer Zylinderkopf, der bereits den Ölringkanal und den Ölkühler integriert hat, konstruiert werden. Dieser soll möglichst kostengünstig herstellbar sein. Zusätzlich sollen weitere Katalysatoruntersuchungen Aufschluss über einen geeigneten Katalysator liefern.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: p-v-Diagramm eines 4-Takt-Ottomotors	4
Abbildung 2-2: Bestimmung des indizierten Mitteldrucks	4
Abbildung 2-3: Verlustanalyse eines Ottomotors	8
Abbildung 2-4: 4-Takt-Verfahren	9
Abbildung 2-5: Gemischheizwert als Funktion des Luftverhältnisses λ	11
Abbildung 2-6: Ladungswechsellmassen im Überblick.....	11
Abbildung 2-7: Abgaszusammensetzung von Ottomotoren	14
Abbildung 2-8: Schadstoffkonzentrationen eines Ottomotors über dem Luft-Kraftstoff- Verhältnis λ	16
Abbildung 2-9: Schematischer Aufbau der Massenemissionsbestimmung	18
Abbildung 2-10: Messprinzip eines nichtdispersiven Infrarotdetektors	19
Abbildung 2-11: Messprinzip eines Flammenionisationsdetektors	20
Abbildung 2-12: Schema eines Chemolumineszenzdetektors	21
Abbildung 2-13: Konversionsraten des Katalysators in Abhängigkeit vom λ -Verhältnis.....	23
Abbildung 2-14: Prinzip eines Gleichdruckvergaser.....	27
Abbildung 2-15: Stellgrößen der Gemischbildung in einem Vergaser	28
Abbildung 2-16: WMTC Fahrzyklus Teil 1	30
Abbildung 2-17: WMTC Fahrzyklus Teil 2.....	31
Abbildung 2-18: WMTC Fahrzyklus Teil 3.....	31
Abbildung 2-19: Beispiel eines Schaltpunktdiagramms für ein Kleinmotorrad	32
Abbildung 2-20: Euro 3 und Euro 4 Grenzwerte für die Fahrzeugklasse 1-1 im Überblick ...	35
Abbildung 3-1: Marktanteil verschiedener Hersteller am indischen Markt.....	36
Abbildung 3-2: Versuchsfahrzeug: TVS Phoenix 125.....	36
Abbildung 3-3: TVS Phoenix Motor mit einem Hubraum von 125cm ³	37
Abbildung 3-4: Eckdaten der TVS Phoenix.....	38
Abbildung 3-5: Skizze der Getriebeübersetzungen.....	39
Abbildung 3-6: Versuchsstruktur	41
Abbildung 4-1: Motorprüfstand	42
Abbildung 4-2: Links: Konstruktion der Drehmomentanbindung.....	43
Abbildung 4-3: Leistungskennlinie der Bremse.....	45
Abbildung 4-4: Drehmomentanbindung über die Kurbelwelle.....	46
Abbildung 4-5: Gesamtaufbau	47
Abbildung 4-6: Kraft- und Drehmomentschwankungen eines Einzylinder-Viertakt-Motors .	48
Abbildung 4-7: aufgeplatztes Dämpfungselement der Klauenkupplung	49
Abbildung 4-8: Schwungmasse und Klauenkupplung	50

Abbildung 4-9: Motorgestell für den Motorprüfstand	52
Abbildung 4-10: Druckaufnehmer	53
Abbildung 4-11: CAD Modell der Position der Indizierbohrung	54
Abbildung 4-12: Versuchsaufbau am Motorprüfstand.....	56
Abbildung 4-13: Durchgeführte Versuche am Motorprüfstand.....	57
Abbildung 4-14: Leistungscharakteristik des Basismotors (M1).....	58
Abbildung 4-15: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M1).....	60
Abbildung 4-16: Zylinderdruck- und Summenbrennverlauf (M1)	61
Abbildung 4-17: Drehmoment- und Leistungsvergleich (M6)	63
Abbildung 4-18: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M1).....	64
Abbildung 4-19: Kraftstoffverbrauch und Häufigkeit der Betriebspunkte (M6).....	64
Abbildung 4-20: Vergleich der Lambdakennfelder (M1 oben, M6 unten).....	66
Abbildung 4-21: Erhöhung des Zylinderdrucks bei maximales Drehmoment (M1, M6).....	67
Abbildung 4-22: Zündkerzensitztemperaturen im Vergleich (M1, M6).....	68
Abbildung 4-23: Prinzipskizze des Öhringkanals.....	69
Abbildung 4-24: Integration des Durchflussmessgerätes in den Ölkreislauf.....	70
Abbildung 4-25: Öhringkanal um den Brennraum	71
Abbildung 4-26: Hydrodynamischer Anlauf bei laminarer Strömung.....	73
Abbildung 4-27: Thermischer Anlauf bei laminarer Strömung	73
Abbildung 4-28: Öhringkanal mit gezackter Ausführung	75
Abbildung 4-29: Kerzensitztemperatur T_{sp} und Ölsumpftemperatur T_{oil} (M1, M6, M5)	77
Abbildung 4-30: Durchflussmenge sowie Temperaturen im Öhringkanal (M5).....	79
Abbildung 4-31: abgeführte Wärmeleistung im Kühlkanal (M5).....	79
Abbildung 4-32: Integration des Ölkühlers in den Ölkreislauf (M3).....	81
Abbildung 4-33: Leistungsvergleich des Ölkühlers (M5, M3)	82
Abbildung 4-34: Kennfeld der 50% Umsatzpunkte (M1).....	83
Abbildung 4-35: Drehmoment und Leistung nach optimierter Zündung (M1, M6, M4)	84
Abbildung 4-36: spezifischer Kraftstoffverbrauch des originalen Motors (M1)	85
Abbildung 4-37: spezifischer Kraftstoffverbrauch bei optimierter Zündung (M4)	85
Abbildung 4-38: Ergebnisse aus den Versuchen am Motorprüfstand (M1,M6,M3,M4).....	86
Abbildung 5-1: AVL-Zöllner 2-Rad-Rollenprüfstand	87
Abbildung 5-2: AVL AMA Messschrank (links) und Abgasbeutel (rechts)	88
Abbildung 5-3: Aufspannung der TVS-Phoenix auf der Zweiradrolle.....	89
Abbildung 5-4: Fahrwiderstände.....	90
Abbildung 5-5: Geschwindigkeitsprofile aus dem Ausrollversuch	93
Abbildung 5-6: Vergleich der Rollenprüfstände	94

Abbildung 5-7: Ergebnisse aus der Schaltpunkteermittlung mittels Berechnungsprogramm .	95
Abbildung 5-8: Kraftstoffverbrauch des Basismotors (R1)	98
Abbildung 5-9: CO-Emissionen des Basismotors (R1)	99
Abbildung 5-10: HC-Emissionen des Basismotors (R1)	100
Abbildung 5-11: NO _x -Emissionen des Basismotors (R1).....	100
Abbildung 5-12: Emissionen bezogen auf Euro 3- und Euro 4-Grenzwerte (R1).....	101
Abbildung 5-13: Versuche am Rollenprüfstand.....	102
Abbildung 5-14: Versuchsaufbau der Abgasrückführung (R9)	103
Abbildung 5-15: NO _x -Emissionen unter Verwendung einer AGR (R1, R9).....	104
Abbildung 5-16: Entwicklung der Emissionen unter Verwendung einer AGR (R1, R9).....	104
Abbildung 5-17: Lambdawert mit und ohne AGR-System (R1, R9)	105
Abbildung 5-18: Einfluss der AGR auf die Drosselklappenstellung (R1, R9)	106
Abbildung 5-19: Katalysatorposition näher am Auslass (R5)	107
Abbildung 5-20: HC-Emissionen im Vergleich (R1, R5).....	108
Abbildung 5-21: Schnellwechselsystem Katalysator (R6).....	109
Abbildung 5-22: CO-Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6).....	110
Abbildung 5-23: HC-Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6).....	110
Abbildung 5-24: NO _x -Konzentrationen mit einem Kat. der Fa. Heraeus (R1, R6)	111
Abbildung 5-25: Einflüsse des Katalysators auf die Schadstoffemissionen (R1, R6).....	111
Abbildung 6-1: kombiniertes Fahrzeugkonzept.....	113
Abbildung 6-2: Versuche mit der kombinierten Fahrzeugkonfiguration.....	113
Abbildung 6-3: NO _x -Emissionen der kombinierte Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4).....	114
Abbildung 6-4: Vergleich der Lambdawerte (R1, K4)	115
Abbildung 6-5: HC-Emissionen der kombinierten Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4).....	116
Abbildung 6-6: CO-Emissionen der kombinierten Fahrzeugkonfiguration (R1, K6, K4).....	116
Abbildung 6-7: Emissionen nach Vergaserabstimmung (R1, K4, K5).....	118
Abbildung 6-8: Vergleich der Emissionen im WMTC Phase 1 und Phase 2 Zyklus	119
Abbildung 7-1: Parametervergleich vor und nach den Modifikationen.....	120

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Spezifikationen für die unterschiedlichen Fahrzeugklassen des WMTC-Testzyklus hinsichtlich Euro 3	32
Tabelle 2: Gesetzliche Emissionsgrenzwerte für Motorräder, $V_h > 50 \text{ cm}^3$	34
Tabelle 3: Ausblick auf die Euro 4 und Euro 5 Emissionsgrenzwerte.....	35
Tabelle 4: Getriebeübersetzungsverhältnisse der einzelnen Gänge	39
Tabelle 5: Massenträgheitsmomente und Massen der Drehmomentanbindung.....	50
Tabelle 6: Langsame Messdaten	55
Tabelle 7: Schnelle Messdaten	56
Tabelle 8: Leistungs- und Drehmomentenvergleich	58
Tabelle 9: Charakteristische Prandtl-Zahlen	74
Tabelle 10: Widerstandsparameter des Fahrzeuges	93
Tabelle 11: Rollenparameter für das Fahrzeug	93
Tabelle 12: Rollenparameter für das Fahrzeug	94
Tabelle 13: gemessene Parameter am Rollenprüfstand.....	97

11 Literaturverzeichnis

- [1] B. Geringer, Verbrennungskraftmaschinen Grundzüge, Skriptum zur Vorlesung 315.018, Wien: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der TU Wien, 2006.
- [2] Wikipedia, „Abgasnorm,“ Wikipedia.org Die freie Enzyklopädie, [Online]. Available: <http://de.wikipedia.org/wiki/Abgasnorm>. [Zugriff am 28 04 2014].
- [3] G. Merker und C. Schwarz, Grundlagen Verbrennungsmotoren; Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, Wiesbaden: VIEWEG+TEUBNER, 2011.
- [4] A. Spalinger, „Kostspielige Erdölimporte, Indiens Probleme mit Erdölimporten aus Iran,“ Neue Züricher Zeitung, Wirtschaftsnachrichten, 04 Sep 2013. [Online]. Available: <http://www.nzz.ch/aktuell/wirtschaft/wirtschaftsnachrichten/indiens-probleme-mit-erdoelimporten-aus-iran-1.18144261>. [Zugriff am 04 28 2014].
- [5] R. van Basshuysen und F. Schäfer, Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2002.
- [6] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: SpringerWienNewYork, 2002.
- [7] H. Eichlseder, „Kolbenmaschinen,“ 2009, Skriptum der TU-Graz.
- [8] A. Wimmer, „Thermodynamik des Verbrennungsmotors, IVT TU-Graz, VO,“ 2012. [Online]. Available: http://www.ivt.tugraz.at/joomdocs/Thermodynamik_des_Verbrennungsmotors_Block_1_01032012.pdf. [Zugriff am 06 05 2014].
- [9] „Skynet.be, Das Prinzip eines Viertaktmotors,“ [Online]. Available: <http://users.skynet.be/fa329618/viertakt.htm>. [Zugriff am 30 06 2014].
- [10] H. Eichlseder und M. Klüting, Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Springer Verlag, 2008.
- [11] Volkswagen AG, „Kfz-Abgasemissionen; Zusammensetzung, Verminderung, Normen,“ Volkswagen AG, 2014.
- [12] Verband der Feuerwehr in NRW, „Merkblatt zur Gefährdung durch Kohlenstoffmonoxid (CO),“ 02 04 2012. [Online]. Available: [http://www.vdf-nrw.de/index.php?page=_xmlreq&xml=gallery&qry\[action\]=inline&qry\[id\]=Dateien/Fachempfehlungen/2012-04-02FachempfehlungCO-Bevölkerung.pdf](http://www.vdf-nrw.de/index.php?page=_xmlreq&xml=gallery&qry[action]=inline&qry[id]=Dateien/Fachempfehlungen/2012-04-02FachempfehlungCO-Bevölkerung.pdf). [Zugriff am 05 05 2014].
- [13] Berufsgenossenschaft Rohstoffe und chem. Industrie, „Gischern, Kohlenwasserstoff-Gemische,“ 07 02 2014. [Online]. Available: http://www.gischem.de/download/01_4-00000505112-000000_1_1_1.PDF. [Zugriff am 05 05 2014].
- [14] H. Eichlseder, „Verbrennungskraftmaschinen VA,“ Skriptum der TU-Graz, 2013.
- [15] „was ist photochemischer Smog?,“ Fragenantworten, 2013. [Online]. Available: <http://fragenantworten.info/Tiere-und-Umwelt/Was-ist-photochemischer-Smog.php>. [Zugriff am 30 04 2014].
- [16] H. Lohninger, „Anorganik Chemie, Abgaskatalysator,“ [Online]. Available: <http://anorganik.chemie.vias.org/abgaskatalysator.html>. [Zugriff am 05 05 2014].

- [17] R. Thomas, Experimentelle Untersuchung der Einflussgrößen zur Minimierung der Partikelrohmissionen, Karlsruhe: IFKM (Kalsruher Institut für Technologie), 2013.
- [18] Motorrad online, „Gleichdruckvergaser,“ [Online]. Available: <http://www.motorradonline.de/lexikon/gleichdruckvergaser/41325>. [Zugriff am 19 05 2014].
- [19] Motorroller-Info, „Vergaser-Aufbau,“ [Online]. Available: <http://www.motorroller-info.de/vergaser-aufbau.html>. [Zugriff am 19 05 2014].
- [20] Zeebulon, „Vergaser,“ [Online]. Available: <http://www.zeebulon.de/Mot/Technik.htm>. [Zugriff am 19 05 2014].
- [21] G. Neumann, „Konzeptentwicklung zur Anwendung von Abgasrückführung an kleinvolumigen Ottomotoren,“ Diplomarbeit, TU-Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2011.
- [22] H. Steven, „Worldwide Harmonised Motorcycle Emissions Certification Procedure,“ RWTÜV Fahrzeug GmbH, 2002.
- [23] L. Ntziachristos und C. Kouridis, „The TREMOVE / COPERT Transport Models,“ Laboratory of Applied Thermodynamics (LAT) Aristotle University Thessaloniki, Thessaloniki, 2008.
- [24] Delphi, „Delphi.com,“ 2013/2014. [Online]. Available: http://delphi.com/manufacturers/auto/powertrain/emissions_standards/. [Zugriff am 05 07 2014].
- [25] C. Favre und D. Bosteels, „AN EMISSIONS PERFORMANCE EVALUATION OF STATE-OF-THE-ART MOTORCYCLES OVER EURO 3 AND WMTC DRIVE CYCLES,“ SAE International, Belgien, 2009.
- [26] Official Journal of the European Union, „COMMISSION DIRECTIVE 97/24/EG,“ Official Journal of the European Union, 2006.
- [27] Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, „RICHTLINIE 2002/51/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES,“ 19 07 2002. [Online]. Available: http://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:df192962-66a9-45ef-bdd9-33e609632388.0002.02/DOC_1&format=PDF. [Zugriff am 08 05 2014].
- [28] Official Journal of the European Union, „COMMISSION DIRECTIVE 2006/72/EC,“ Official Journal of the European Union, 2006.
- [29] European Parliament and Council Regulations, „Regulation 2010/0271,“ 2010.
- [30] Official Journal of the European Union, „REGULATION (EU) No 168/2013 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL,“ Official Journal of the European Union, 2013.
- [31] TVS Motor Company, „TVS Motor,“ TVS Motor Company, [Online]. Available: <http://www.tvsmotor.in/news.asp?id=291&yr=2013>. [Zugriff am 28 04 2014].
- [32] Autobei Consulting Group, „ACG Autobei Consulting Group,“ [Online]. Available: <http://autobei.com/blog/?s=+tvs&Submit=Search%21>. [Zugriff am 2014 04 28].
- [33] TVS Motor Company, „TVS Phoenix,“ [Online]. Available: <http://www.tvsphoenix.com/>. [Zugriff am 28 04 2014].
- [34] Borghi und Saveri, „Datenblatt der Leistungsbremse FA 20/30 SLV“.
- [35] Kistler, „Datenblatt des Drucksensors Kissler Typ 6052B“.

- [36] K. Reif und K.-H. Dietsche, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Vieweg + Teubner, 2011, 27.Auflage.
- [37] S. Degener, „Diplomarbeit, Druckverlaufanalyse und Ersatzbrennverlauf in Excel,“ Fachhochschule Bochum.
- [38] G. H. Jirka, Einführung in die Hydromechanik, Universitätsverlag Karlsruhe, 2007.
- [39] G. Brenn und W. Meile, Strömungslehre und Wärmeübertragung I, TU-Graz, 2010.
- [40] AVL-Zöllner GmbH, „Technische Spezifikationen TS PR 0274, Bedienungsanleitung“.
- [41] AVL List. [Online]. Available: <https://www.avl.com/de/avl-ama-i60-combi>. [Zugriff am 03 06 2014].
- [42] K.-L. Haken, Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik, Esslingen: Hanser, 2013.