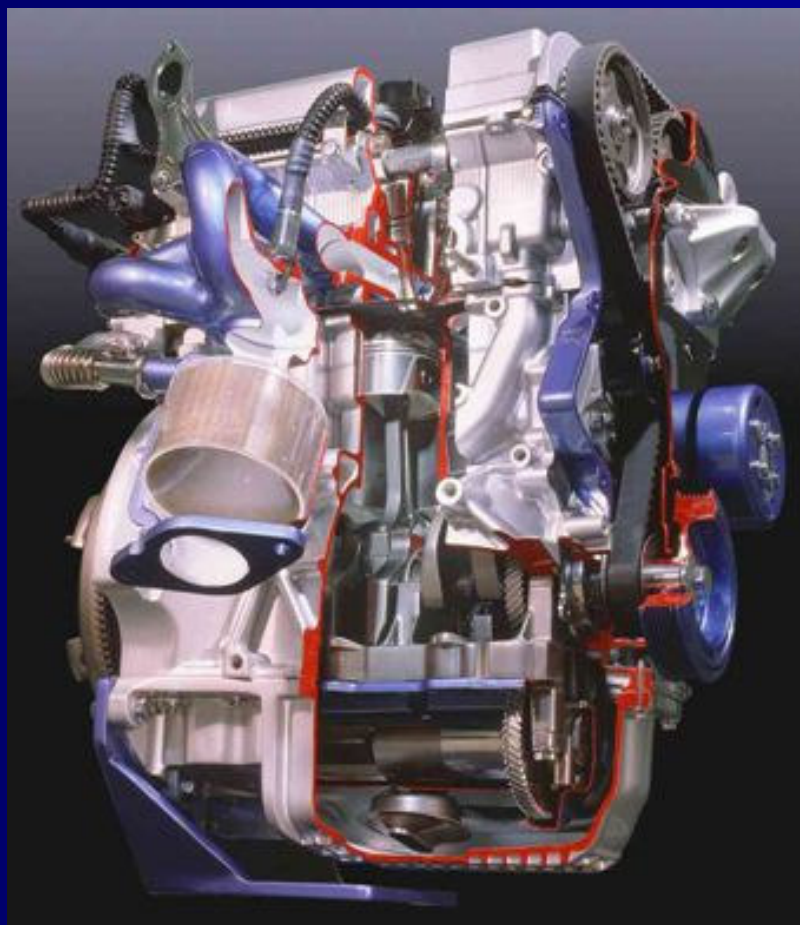


Benzindirekteinspritzung

Robustheitsuntersuchung durch Simulation der Großserienstreuung in einem Langzeit-Feldtest



Benzindirekteinspritzung

Robustheitsuntersuchung durch Simulation der
Großserienstreuung in einem Langzeit-Feldtest

Von der Fakultät Ingenieurwissenschaften Abteilung Maschinenwesen –
Campus Essen der Universität Duisburg – Essen genehmigte
Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-
Ingenieurs

Vorgelegt von

Diplom-Ingenieur Claus Jürgen Glahn
aus Mülheim an der Ruhr

Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Wissussek
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. R. Petersen

Tag der mündlichen Prüfung: 23.10.2006

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2006

Zugl.: Duisburg-Essen, Univ., Diss., 2006

ISBN 10: 3-86727-039-2

ISBN 13: 978-3-86727-039-7

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2006

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2006

Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 10: 3-86727-039-2

ISBN 13: 978-3-86727-039-7

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Entwicklungsarbeiten, die ich innerhalb meiner Tätigkeit bei der Ford-Werke GmbH in dem Bereich „European Powertrain Research & Advanced“ durchgeführt habe.

Herrn Dr.-Ing. A. Schamel danke ich für die Ermöglichung der Untersuchungen in seiner Abteilung.

Die Dissertation wurde erstellt unter der Betreuung von Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Wissussek, Leiter des Lehrstuhls Konstruktionstechnik und Kolbenmaschinen, der Universität Duisburg-Essen, Campus Essen.

Ihm gilt mein besonderer Dank für seine Anregung zu dieser Arbeit sowie für seine stetige und wohlwollende Unterstützung.

Herrn Professor Dr.-Ing. R. Petersen möchte ich sehr danken für sein Interesse an dieser Thematik und für die Übernahme des Korreferates.

Meinen Kollegen im Team der Ford-Motorenentwicklung Herrn Dipl.-Ing. B. Pingen, Herrn Dipl.-Ing. K. Walder, Herrn Dipl.-Ing. C. Weber, Herrn Dipl.-Ing. I. Lenz, Herrn Dipl.-Ing. F. Dohr, Frau Dr.-Ing. C. Born und Herrn Dr.-Ing. M. Wirth gilt mein besonderer Dank für die vielen hilfreichen Diskussionen und Anregungen.

Meiner Frau Emöke und meinen Kindern Moritz und Leonie danke ich für die seelische Unterstützung und entschuldige mich bei ihnen für die zeitweise Vernachlässigung während der Erstellung der Arbeit.

Meinen Eltern Herrn Dipl.-Ing. H. Glahn und Frau H. Glahn danke ich für ihre Teilnahme an der vorliegenden Dissertation.

Leverkusen, im April 2006

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen der Benzindirekteinspritzung	3
3	Versuchsträger	26
4	Versuchsprogramm	35
5	Ergebnisse	59
5.1	Gesamtfahrleistung	59
5.2	Kraftstoffverbrauch	60
5.2.1	Kraftstoffverbrauch im Flottenbetrieb	60
5.2.2	Kraftstoffverbrauch im NEDC	74
5.3	Abgasemissionen	77
5.3.1	HC-Emissionen	77
5.3.2	NO _x -Emissionen	79
5.3.3	CO-Emissionen	81
5.4	Ablagerungen im Einlasssystem und Brennraum	82
5.5	Fließbankuntersuchungen	87
5.6	Probleme während des Flottenversuchs	92
5.7	Bauteilrückmessungen	93
5.8	Ölanalysen	98
5.9	Verschleißmessungen	99
6	Bewertung der Ergebnisse und Ausblick	100
7	Zusammenfassung	104
8	Literatur	106
9	Anhang	111
9.1	Abkürzungen und Formelzeichen	111
9.2	Messergebnisse in Diagrammform	112

1 Einleitung

Der Ausstoß an Kohlendioxid (CO_2), wie er bei jeder Verbrennung stattfindet, wird als Hauptgrund der globalen Erwärmung gesehen. Im Rahmen des Kyoto-Abkommens wurde eine Reduktion der CO_2 -Emissionen von Industrieländern bis zum Jahre 2008 beschlossen. Da der Verkehr mit einem Anteil von 16% (Europa, Stand 1990) zu den Gesamt- CO_2 -Emissionen beiträgt und die Tendenz infolge des wachsenden Verkehrsaufkommens steigend ist, hat sich die Automobilindustrie dazu verpflichtet, die Flotten- CO_2 -Emissionen innerhalb der europäischen Union bis zum Jahre 2008 auf 140 g/km zu senken und eine weitere Reduktion bis zum Jahre 2012 auf 120 g/km angedacht [1].

Um dies verwirklichen zu können, ist die Einführung effizienterer Motortechnologien erforderlich.

Auf fahrzeugseitige Maßnahmen zur Senkung der CO_2 -Emissionen, wie etwa Gewichtsreduzierung durch Leichtbauweise mit Aluminium und Kohlefaserwerkstoffen und die Minimierung des Luft- und Rollwiderstandes, wird hier nicht eingegangen, da sie nicht Bestandteil dieser Arbeit sein sollen, obwohl diese Maßnahmen ein beachtliches Potential bieten. So konnte zum Beispiel der Automobilhersteller Audi mit der Aluminium-Karosserie die Fahrzeugmasse um 15% reduzieren [2].

Beim konventionellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ist die Effizienz, der Wirkungsgrad, im Teillastbereich besonders schlecht, da hier starke Drosselverluste durch das Ansaugen des Kraftstoff-Luft-Gemisches bei teilgeöffneter Drosselklappe auftreten.

Als Maßnahmen zur Senkung der Drosselverluste sind der variable Ventiltrieb, Aufladung und die Benzindirekteinspritzung, sowie Kombinationen dieser Techniken bekannt.

Als Einzelmaßnahme bietet die Benzindirekteinspritzung das größte Potential an Verbrauchseinsparung von bis zu 20%, so dass sich viele Automobilhersteller der Entwicklung dieser Technologie zur Serienreife widmen.

Die Ford-Werke GmbH hat bereits im Jahre 2001 einen Pkw mit dieser Technologie bis zur Serienreife entwickelt. Hierbei handelt es sich um einen 3-Zylinder Motor mit 1.125 l Hubraum.

Ziel dieser Arbeit ist es, diese neue Antriebstechnologie inklusive des Abgassystems in Bezug auf Dauerhaltbarkeit, Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Verschleiß zu untersuchen.

Es soll geklärt werden, ob hier – gegenüber konventionellen Ottomotoren - zusätzliche Anforderungen an die Systemkomponenten in Hinblick auf zulässige Toleranzen erforderlich sind.

Hierzu wurde die Großserientoleranz von mehreren motorrelevanten Parametern simuliert, basierend auf bestehenden Fertigungstoleranzen, welche bei vergleichbaren Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung angewandt werden. Es soll geklärt werden, ob diese hier übernommen werden können, ohne eine erhöhte Störanfälligkeit zu erhalten. Zeigt sich keine erhöhte Störanfälligkeit im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren, kann das System als dauerhaftbar und serientauglich bezeichnet werden.

Um möglichst viele relevante Einflussgrößen und deren Wechselwirkungen unter geringem Testaufwand untersuchen zu können, wurde die Methode der statistischen Versuchsplanung angewandt, bei der die Einflussgrößen systematisch in einem Versuchsplan zugeordnet werden. 32 Fahrzeuge, welche die einzelnen Versuche darstellen, wurden für diese Untersuchung aufgebaut und betrieben. Parallel liefen 15 weitere Fahrzeuge ohne Verstellfaktoren als Referenzfahrzeuge.

2 Grundlagen der Benzindirekteinspritzung

Gemäss der Selbstverpflichtung des ACEA hat die Automobilindustrie die Aufgabe, von 1995 bis zum Jahre 2008 den Durchschnittsverbrauch ihrer Gesamtfahrzeugflotte um 25% zu reduzieren. Der Mittelwert aller neuzugelassen Fahrzeuge soll dann in Westeuropa bei 140 g/km liegen, was beim Ottomotor einem Verbrauch von ca. 5.8 l/100km entspricht [3].

Neben fahrzeugseitigen Optimierungen bezüglich Luft-, Rollwiderstand und Gewicht liegt das Hauptpotential in der Steigerung des effektiven Wirkungsgrades des Ottomotors.

Dieser setzt sich aus dem Produkt des indizierten (η_{ind}) und des mechanischen Wirkungsgrades (η_m) zusammen [4]:

$$\eta_e = \eta_{ind} \cdot \eta_m \quad (\text{Gleichung 1})$$

Der mechanische Wirkungsgrad wird maßgeblich durch die Reibungskräfte an Kolben und in den Lagern bestimmt, welche möglichst gering gehalten werden sollten.

Im weiteren Verlauf wird nur noch auf den indizierten Wirkungsgrad eingegangen, der den innermotorischen Verbrennungsprozess beschreibt.

Dieser lässt sich wie folgt darstellen:

$$\eta_{ind} = \eta_{Vollk} - \Delta\eta_u - \Delta\eta_{Verbr} - \Delta\eta_W - \Delta\eta_{LW} \quad (\text{Gleichung 2}) \quad [5, 6]$$

η_{ind} : indizierter Wirkungsgrad, η_{Vollk} : Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (DIN 1940), $\Delta\eta_u$: Verlust durch unvollkommene Verbrennung, $\Delta\eta_{Verbr}$: Verbrennungsverlust (Gleichraumverbrennung), $\Delta\eta_W$: Wandwärmeverlust, $\Delta\eta_{LW}$: Ladungswechselverlust, Vernachlässigung der Leckage- und Strömungsverluste beim realen Motor

Der vollkommene Motor ist nach DIN 1940, Kapitel 3.1.3 wie folgt definiert [7]:

- reine Ladung ohne Restgas
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebenem Gesetz (Gleichraum-, Gleichdruckverbrennung)

- wärmedichte Wandungen
- keine Strömungs- und Leckageverluste
- arbeitet ohne Ladungswechsel
- Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazitäten der idealen Gase wird berücksichtigt

Abbildung 1 zeigt das p-V-Diagramm des vollkommenen Ottomotors im Teillastbetrieb (abweichend von der Definition mit Restgas) im Vergleich zum realen Prozess.

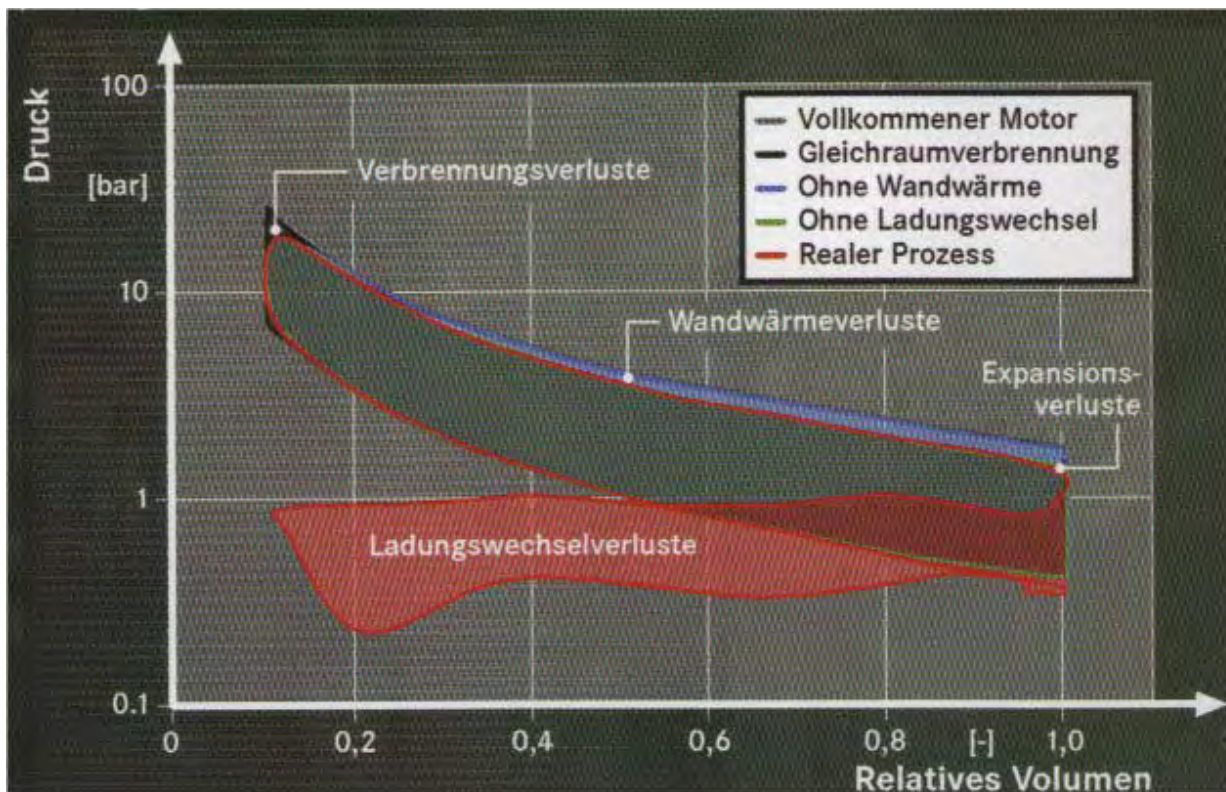


Abbildung 1: p-V-Diagramm, Vergleich vollkommener Motor zu Realprozess [6]

Das größte Optimierungspotential liegt in der Minimierung der Ladungswechsel- und der Wandwärmeverluste.

Möglichkeiten zur direkten Optimierung des indizierten Wirkungsgrades bieten folgende Technologien:

- Variable Ventilsteuerung
- Benzindirekteinspritzung (unterschiedliche Verfahren) mit Schichtladung
- Homogene Selbstzündung
- Homogener Magerbetrieb mit Abgasrückführung

Variable Ventilsteuerung, homogene Selbstzündung und homogener Magerbetrieb ($\lambda < 1.3$) liefern nur einen Beitrag zur Reduzierung der Ladungswechselverluste. Ihr Vorteil gegenüber der Benzindirekteinspritzung mit sehr magerem Schichtbetrieb liegt aber darin, dass sie zur Abgasnachbehandlung nur einen konventionellen 3-Wege-Katalysator benötigen.

Zu erwähnen sind auch noch andere Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades, wie das Downsizing oder die Zylinderabschaltung. Diese erreichen die Verbesserung allerdings über die Verschiebung des Betriebspunktes in einen effektiveren Bereich.

Abbildung 2 zeigt eine Gegenüberstellung der p-V-Diagramme eines konventionellen Ottomotors mit Saugrohreinspritzung und der Benzindirekteinspritzung im Teillastbetrieb. Deutlich zu erkennen sind die Reduzierung der Ladungswechselverluste und die geringeren Wandwärmeverluste, welche sich durch die zentrale Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches in der Brennraummitte ergeben.

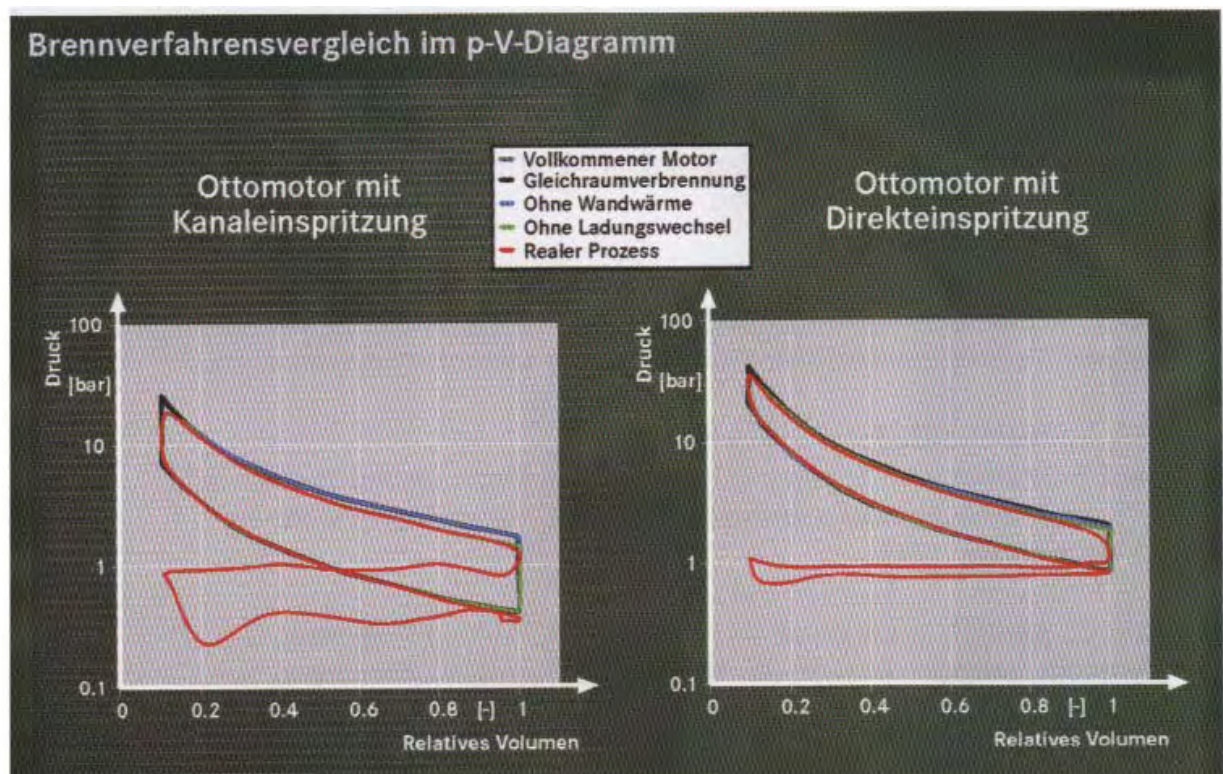


Abbildung 2: Brennverfahrenvergleich im p-V-Diagramm [6]

Die Hauptmerkmale der Benzindirekteinspritzung lassen sich wie folgt beschreiben:

- Hochdruck-Einspritzventil liegt direkt im Brennraum
- Hochdruckeinspritzsystem mit bis zu 200 bar

- Zündenergie im Schichtbetrieb bis zu 100 mJ (bei konventioneller Saugrohreinspritzung < 30 mJ)
- Ansaugung von reiner Luft
- Bildung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erst im Brennraum
- Schichtladung im Teillastbetrieb $\lambda \gg 1$, im Leerlauf bis zu $\lambda = 7$
- Lastregelung im Teillastbetrieb über Kraftstoffmenge bei konstanter Ansaugluftmenge $\Rightarrow$ Qualitätsregelung (wie beim Dieselmotor)

Das System der Benzindirekteinspritzung erfordert bei der Optimierung einen erheblich höheren Aufwand als die konventionelle Kanaleinspritzung [8-11].

Auf die unterschiedlichen Betriebsarten bei der Benzindirekteinspritzung wird im späteren Verlauf dieses Kapitels ausführlich eingegangen. Unterscheidet man bei der Kanaleinspritzung zwischen den beiden Betriebsarten Kaltstart, zum Katalysator-Aufheizen, und Homogenbetrieb, so gibt es bei der Benzindirekteinspritzung folgende Betriebsarten, die bei der Bedatung der Motorsteuerung berücksichtigt werden müssen [8, 11]:

- Homogenbetrieb
- Kaltstartphase zur Katalysatoraufheizung
- Schichtbetrieb
- Umschaltvorgang zwischen Homogen- und Schichtbetrieb ohne spürbare Drehmomentdifferenz, bei hoher Umschaltgeschwindigkeit und geringen Wirkungsgradverlusten während der Umschaltung
- Regeneration des Speicherkatalysators (Reduzierung der Stickoxide durch Betrieb mit $\lambda < 1$)
- Entschwefelung des Speicherkatalysators (hohe Temperatur im NO_x -Katalysator)

Auch die Anzahl der Stellparameter ist bei der Benzindirekteinspritzung deutlich höher. Beschränken sich beim konventionellen kanaleingespritzten Saugmotor die Verstellmöglichkeiten zur Optimierung des Verbrauches und der Emissionen lediglich auf Einspritz- und Zündzeitpunkt, so kommen bei der Benzindirekteinspritzung noch folgende Verstellparameter hinzu [12]:

- Abgasrückführrate
- Kraftstoffdruck
- Saugrohrdruck

- Mehrfacheinspritzung mit den Parametern Anzahl, Mengenverteilung und Zeitabstände
- Stellung der Ladungsbewegungsklappe

Im Weiteren werden die beiden Hauptbetriebspunkte, Schicht- und Homogenbetrieb, beschrieben, da die anderen Betriebsarten nur Übergangs- oder Kurzzeitzustände sind.

Abbildung 3 zeigt sehr anschaulich über die Fahrpedalstellung den Schicht- und Homogenbetrieb mit den Unterschieden in der Strategie.

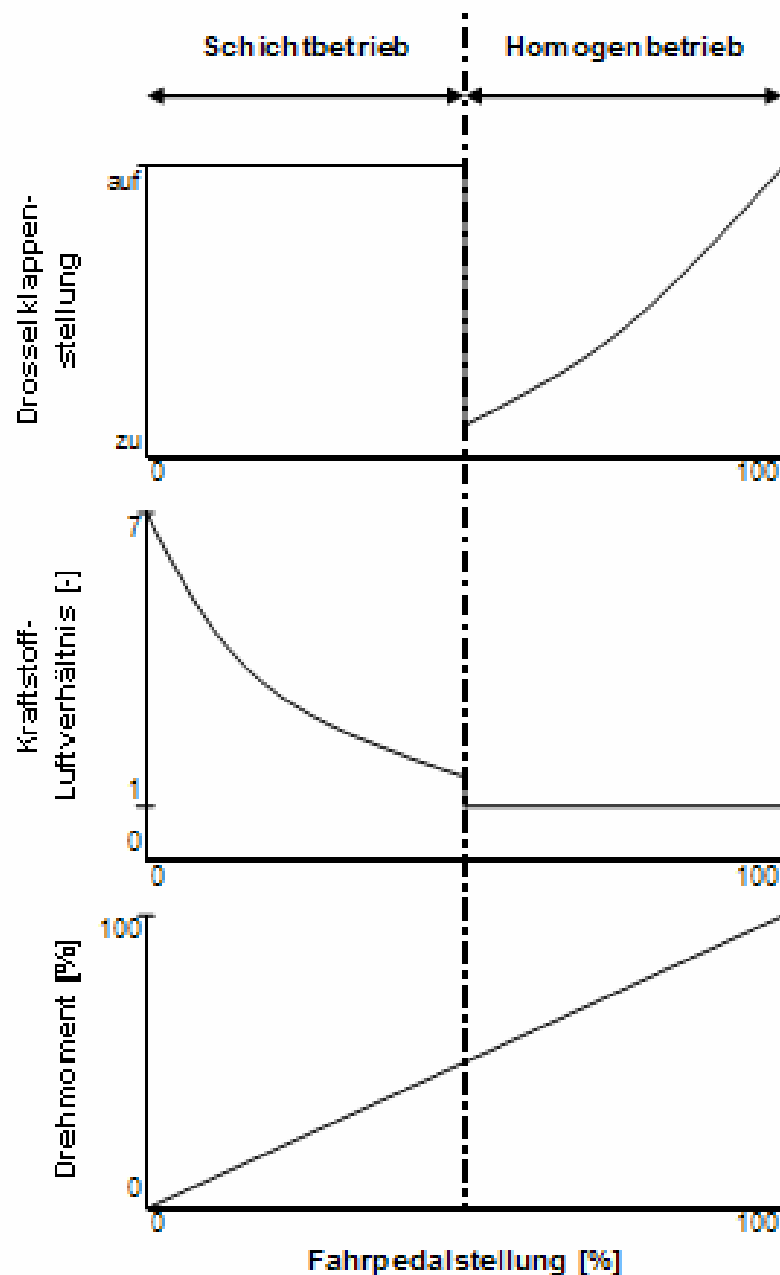
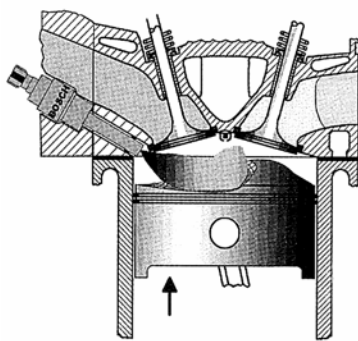


Abbildung 3: Drehmoment, Luftverhältnis und Drosselklappenstellung in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung [13]

1. Schichtbetrieb

Bei der Benzindirekteinspritzung ergibt sich der größte Anteil des Verbrauchsvorteils bei häufigem Teillastbetrieb, weil dort die Luft ungedrosselt angesaugt und die Last über die Kraftstoffmasse reguliert wird. Es ist wichtig, dass zum Zündzeitpunkt immer ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze vorliegt. Zu den Brennraumwänden hin nimmt das Kraftstoff-Luftverhältnis bis zu Werten $\lambda \gg 1$ zu, so dass es sich um ein inhomogenes Gesamtgemisch handelt. Diese Bereiche werden durch die hohe Energie der Flammenfront entzündet. Die isolierende Wirkung der Luft reduziert die Wandwärmeverluste. Das absolute Kraftstoff-Luftverhältnis beträgt im Teillastbetrieb bis zu $\lambda = 7$.

Dieser als Schichtbetrieb bezeichnete Verbrennungszustand wird dadurch erreicht, dass die Kraftstoffeinspritzung erst in den Kompressionstakt erfolgt. So wird durch die sehr kurze Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und Zündung eine Gemischhomogenisierung unterbunden [14].



Schichtbetrieb:
Kraftstoffeinspritzung in
den Kompressionstakt

Abbildung 4: Schichtbetrieb [14]

Bedingt durch den Luftüberschuss und die hohen Temperaturgradienten bei der Verbrennung sind im Schichtbetrieb die NO_x -Rohemissionen sehr hoch, können aber durch einen 3-Wege-Katalysator, welcher beim stöchiometrischen Gemisch eine Konvertierungsrate von 95% besitzt, nicht hinreichend reduziert werden, da dieser nur im stöchiometrischen Bereich optimal arbeitet. Um diese zu reduzieren, ist es nötig, Abgas in den Brennraum zurückzuführen, wobei sich hier die gute Abgasverträglichkeit der Benzindirekteinspritzung positiv auswirkt [8]. Hierdurch werden die Verbrennungstemperatur und der Spitzendruck gesenkt und die Druckkurve verbreitert sich. Die Verbrennung wird verschleppt. Durch die geringere Verbrennungstemperatur und den reduzierten Sauerstoffgehalt im Brennraum sinken die NO_x -

Rohemissionen um 80% und liegen damit unter den Rohemissionswerten konventioneller Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung, ohne eine bedeutende Verschlechterung der CO- und HC-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs [15]. Da dies alleine aber nicht zur Erfüllung bestehender Grenzwerte der Schadstoffstufe Euro 4 ausreicht (0.08g/km), ist zusätzlich ein NO_x-Speicherkatalysator notwendig.

Das Abgas kann intern oder extern zurückgeführt werden.

Interne Abgasrückführung:

Bei der internen Abgasrückführung (AGR) wird das Abgas durch ein Verstellen der Auslassnockenwelle im Brennraum gehalten. Dies erfordert eine variable Auslassnockenwellensteuerung. Die Vorteile der internen Abgasrückführung liegen in ihrer sehr schnellen Steuerbarkeit, und dass sie bei Motoren mit verstellbarer Auslassnockenwelle ohne Mehrkosten über die Motorkalibrierung eingesetzt werden kann. Allerdings ist das Abgas bei der internen Rückführung sehr heiß und besitzt somit nur eine geringe Dichte. Aus diesem Grund wird die maximale Verbrennungstemperatur nicht so stark gesenkt, wie bei der externen Abgasrückführung und als Folge daraus werden auch die Stickoxidemissionen schlechter reduziert. Das gegenüber der Saugrohreinspritzung erhöhte Verdichtungsverhältnis, die spezielle Kolbenbodengeometrie mit Mulde und Ventiltaschen begrenzen die Rückföhrrate an internem Abgas durch die eingeschränkte Möglichkeit der Ventilüberschneidung [16].

Die zur Einhaltung der Abgasnormen nötige Abgasrückföhrrate ist mit der alleinigen internen Rückführung nicht möglich.

Externe Abgasrückführung:

Bei der externen Abgasrückführung wird das Abgas zwischen Abgaskrümmern und 3-Wege-Katalysator entnommen, da hier der höchste Druck im Abgassystem herrscht, und in den Einlasskrümmern zurückgeführt. Dies hat den Vorteil, dass das Abgas relativ kühl ist und bei gleichem Volumen mehr Masse als bei der internen Abgasrückführung zurückgeführt werden kann. Zur weiteren Optimierung könnte man das zurückgeführte Abgas noch vor der Einführung in den Einlasskrümmern durch einen Kühlwasser-Abgasstrom-Wärmetauscher leiten, was aber aus Kosten-Nutzen-Gründen nicht getan wird.

Der Nachteil der externen Abgasrückführung liegt in der Trägheit des Systems. Bei einem spontanen Lastanstieg verzögert das im Ansaugsystem befindliche Abgas die

10

10

10

10



10

Die Vorteile im Schichtbetrieb lassen sich wie folgt kurz zusammenfassen [5, 6, 8]:

- Durch ungedrosselten Betrieb minimale Ladungswechselverluste
- Höherer thermischer Wirkungsgrad durch Anstieg des Isentropenexponenten im Magerbetrieb
- Reduzierung der Wandwärmeverluste durch Konzentration der Verbrennung im Zündkerzenbereich und Reduzierung der Brennraumtemperatur
- Geringere Rohemissionen durch Magerbetrieb

Den genannten Vorteilen stehen aber auch Risiken gegenüber, deren Untersuchung Schwerpunkt dieser Arbeit ist, da sie die Robustheit des Systems beeinflussen [8, 11].

- Haltbarkeit des Einspritzsystems
 - Ablagerungen an den Einspritzventilen / Dichtigkeitsprobleme
 - Standfestigkeit der Kraftstoff-Hochdruckpumpe infolge von Schmierungsproblemen (Kraftstoffschmierung durch Benzin) und Korrosion (Ethanol-Gehalt im Kraftstoff)
- Einhaltung der Emissionsgrenzwerte über die Laufzeit
 - Beständigkeit des NO_x-Speicherkatalysators
 - Thermisch
 - Einfluss des Schwefelgehaltes im Kraftstoff
 - Funktion des Regenerierungssystems
 - HC-Emissionen
 - Entwicklung der Rohgasemissionen infolge von Alterung
 - Beständigkeit des 3-Wege-Katalysators durch Faktoren wie Schichtbetrieb, extreme thermische Beanspruchung (großes Operationsfenster) und Schädigung infolge von Zündaussetzern
- Diagnose des Motorsystems (EOBD, **E**uropean **O**n **B**oard **D**iagnostic)
- Haltbarkeit der Zündkerze
- Ablagerungen im Einlasssystem und daraus folgende Liefergradreduzierung, ungleiche Luftmengenverteilung oder Ladungsbewegung zwischen den Zylindern
- Beschleunigte Ölalterung durch Kraftstoffverdünnung
- Funktion der Applikationsstrategie (Kalibrierung)

Der Schichtfähigkeitsbereich wird durch unterschiedliche Randbedingungen eingeschränkt. **Abbildung 6** zeigt die Grenzen des Schichtbereiches mit den eingrenzenden Faktoren.

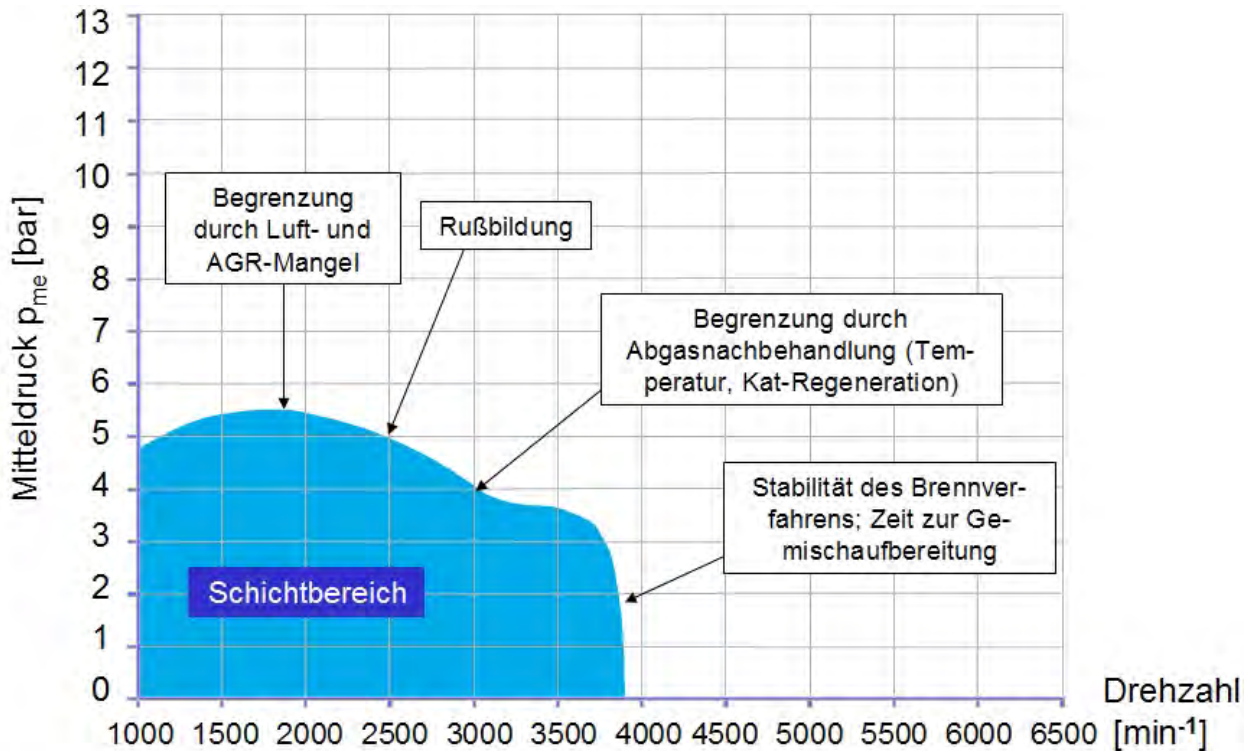


Abbildung 6: Grenzen des Schichtbetriebes [8, 17]

Begrenzung durch Luft- und AGR-Mangel:

Da im Schichtbetrieb der Ansaugtakt drosselfrei erfolgt, ist das Luftvolumen konstant. So muss mit steigender Last λ sinken. Die zur Verfügung stehende Einspritzzeit ist bei niedrigen Drehzahlen relativ groß. Ab ca. 5.5 bar Mitteldruck erfolgt die Umschaltung auf den Homogenbetrieb, da durch den Luftmangel der fette Anteil des Gemisches zu hoch wird und die Gefahr der Benetzung der Zündkerze mit flüssigem Kraftstoff steigt. Die zur Senkung der Stickoxide notwendige Abgasrückführung ist zu hohen Lasten begrenzt durch das geringe Druckgefälle zwischen der Entnahmestelle vor dem 3-Wege-Katalysator und dem Saugrohr infolge des drosselfreien Betriebs. Bei aufgeladenen Motoren, wo der Abgasgegendruck höher ist, verschiebt sich die Grenze für den Schichtbetrieb zu etwas höheren Lasten.

Russbildung:

Durch die erhöhte Menge an eingespritztem Kraftstoff im oberen Lastbereich steigt die nötige Einspritzdauer, wodurch die verbleibende Zeit zur Gemischaufbereitung sinkt. Eine unzureichende Aufbereitung des Kraftstoff-Luftgemisches resultiert in einer mangelhaften Verdampfung des Kraftstoffes mit großen Tröpfchen. Als Folge davon werden die Tröpfchen ähnlich wie beim Dieselmotor durch die hohen Verbrennungstemperaturen gecrackt und es entsteht unverbrannter Kohlenstoff (Ruß).

Begrenzung durch Abgasnachbehandlung und Katalysator-Regeneration:

Der NO_x -Speicherkatalysator darf langfristig keinen Temperaturen oberhalb von 700°C ausgesetzt werden, da sonst durch die Materialbeanspruchung der Katalysator PtBa (ein Bariumsalz) thermisch zu schnell altern würde, was einen Abfall der Konvertierungsrate zur Folge hätte. Hinzu kommt, dass die Speicherkapazität des Katalysators nur im geringen Maße von der NO_x -Konzentration und dem Kraftstoff-Luftverhältnis abhängig ist, hier aber die Abgastemperatur große Bedeutung hat. So liegt das Temperaturfenster zwischen 250° und 650°C [18, 19]. Die Verbrennungstemperaturen grenzen hier den Schichtbetrieb ein. Als zweiter Aspekt kommt hinzu, dass die Rate der Regenerationsphasen für den Katalysator mit fettem Betrieb ($\lambda < 1$) so hoch wäre, dass der damit verbundene Verbrauchsachteil den Vorteil des Schichtbetriebes in diesen Lastpunkten mehr als kompensieren würde [20-24].

Stabilität des Brennverfahrens; Zeit zur Gemischaufbereitung:

Mit zunehmender Drehzahl sinkt die Zeit zur Gemischaufbereitung. Ein weiteres Schichten in diesem Bereich ließe die Anzahl der Zündaussetzer stark ansteigen, wodurch die Laufruhe mit Mitteldruckschwankungen von deutlich mehr als 0.2 bar inakzeptabel würde. Weiter käme es zur Katalysator-Schädigung durch Nachzündungen und zu erhöhten HC-Emissionen. Je nach Brennverfahren liegt diese Drehzahlgrenze bei etwas unter 4000 U/min.

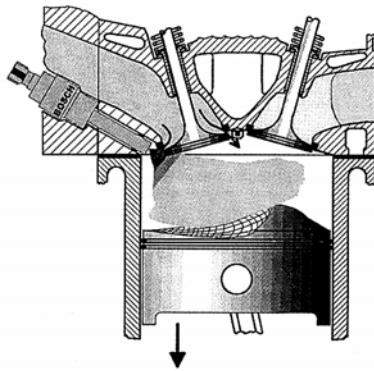
Außerhalb des Schichtbereiches erfolgt die Umschaltung des Betriebsmodus in den Homogenbetrieb.

2. Homogenbetrieb

Durch die Grenzen des Schichtbereiches ist im oberen Lastbereich und bei höheren Drehzahlen der Homogenbetrieb nötig. Hier wird der Kraftstoff wie beim konventio-

nellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung in den Ansaugtakt eingespritzt. Dadurch ist das Gemisch zum Zündzeitpunkt homogenisiert. Die Last wird nun über die Drosselklappe gesteuert, so dass kein positiver Entdrosselungseffekt mehr vorhanden ist. Auch die Wandwärmeverluste sind nun vergleichbar zum konventionellen Ottomotor.

Abbildung 7 zeigt den homogenen Betriebsmodus beim DE-Ottomotor.



Homogenbetrieb:
Kraftstoffeinspritzung in
den Ansaugtakt

Abbildung 7: Homogenbetrieb [14]

Trotz des Wegfalls der Minimierung der Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste im Homogenbetrieb, bietet die Benzindirekteinspritzung auch hier einige Vorteile.

Durch die direkte Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum wird dieser abgekühlt, wodurch zum einen die Klopfempfindlichkeit sinkt und zum anderen der Füllungsgrad steigt. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ε um 0.5 ist möglich, wodurch der thermische Wirkungsgrad steigt. Eine weitere Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ist nicht möglich, da die für den Schichtbetrieb nötige Pleuellbogen- und Pleuellbogen-Geometrie mehr Quetschflächen und Nester für heißes Restgas bietet, welche die Klopfempfindlichkeit steigern. Der höhere Füllungsgrad ermöglicht eine Anhebung des effektiven Mitteldrucks, wodurch Leistung und Drehmoment anwachsen [6, 8, 11].

Die direkte Kraftstoffeinspritzung verbessert auch das Ansprechverhalten des Motors. Das Ausbleiben von Kraftstoffniederschlag im Saugrohr wirkt sich positiv auf das Kaltstartverhalten und die Laufruhe aus. Der Kraftstoff kann besonders gleichmäßig den einzelnen Zylindern beigemessen werden [8]. Infolge dieser Phänomene kann die Leerlaufdrehzahl verringert werden, was zu einem Verbrauchsvorteil führt.

Demgegenüber stehen aber auch einige Nachteile im Homogenbetrieb, die in Kauf genommen werden müssen aufgrund des Schichtbrennverfahrens in der Teillast.

So sind im Volllastbereich die Wandwärmeverluste höher als beim konventionellen Ottomotor, bedingt durch die ungünstigere Kolbengeometrie, welche für den Schichtbetrieb notwendig ist. Der Antrieb der Hochdruck-Kraftstoffpumpe über die Nockenwelle führt zu höheren Reibungsverlusten. Minimale Einbussen entstehen durch die für den Schichtbetrieb notwendigen Maßnahmen zur Ladungsbewegung, wie Drallkanal oder Ladungsbewegungsklappe, welche den Füllungsgrad negativ beeinflussen [16]. Dies führt dazu, dass der Verbrauchsvorteil im Homogenbetrieb zu vernachlässigen ist.

Brennverfahren bei der Benzindirekteinspritzung

Bei der Benzindirekteinspritzung unterscheidet man zwischen drei Brennverfahren:

- Wandgeführtes Verfahren
- Luftgeführtes Verfahren
- Strahlgeführtes Verfahren

Die Verfahren unterscheiden sich in der Art, wie der Kraftstoff an die Zündkerze geführt wird. In der Praxis kommt noch die Kombination der Wand- und Luftführung zum Einsatz. **Abbildung 8** zeigt schematisch die unterschiedlichen Brennverfahren der Benzindirekteinspritzung.

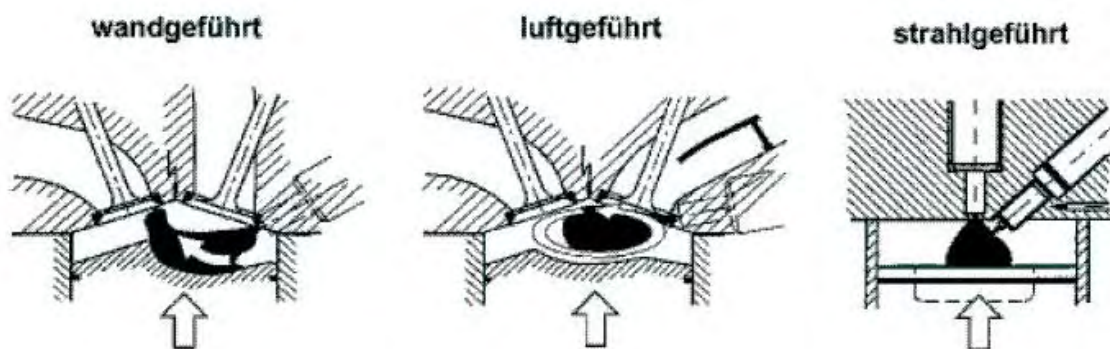


Abbildung 8: Schematische Darstellung der Brennverfahren im Schichtbetrieb [17]

Wandgeführtes Verfahren:

Beim wandgeführten Verfahren wird der Kraftstoff in den Kompressionstakt eingespritzt und über eine Wand, in der Regel eine speziell dafür im Kolben angebrachte Mulde, zur zentral liegenden Zündkerze geführt. Durch die hohen Temperaturen an der Wand verdampft der Kraftstoff. Zündkerze und Einspritzventil sind räumlich weit voneinander getrennt.

Bei dem Verfahren ist die Abstimmung der geometrischen Verhältnisse besonders wichtig. Position des Einspritzventils, Kolbenform und Lage der Zündkerze entscheiden neben dem Einspritz- und Zündzeitpunkt über die Güte der Verbrennung [15].

Abbildung 9 zeigt die geometrische Anordnung und den Einspritzvorgang im Verdichtungsstakt des wandgeführten Verfahrens. Das Einspritzventil liegt seitlich zwischen den beiden Einlassventilen und die Zündkerze zentral zwischen den Ventilen. Deutlich zu erkennen die seitliche Kolbenmulde, welche die Kraftstoffwolke zur Zündkerze führt.

Durch die weite räumliche Trennung von Einspritzventil und Zündkerze ist der Zeitraum der Gemischbildung und des Gemischtransportes zur Zündkerze sehr groß. Hierdurch erhält man eine gute Gemischaufbereitung und auch einen großen zündfähigen Bereich. Allerdings verstärkt diese Entfernung den Einfluss von turbulenten Fluktuationen im Brennraum, was zur Folge hat, dass die Schichtungsfähigkeit dieses Verfahrens nicht besonders groß ist. Je nach Lastpunkt lässt sich mit dem wandgeführten Brennverfahren ein Kraftstoff-Luftverhältnis λ von maximal 3-4 realisieren.

Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in der Robustheit. Die Stabilität des Verfahrens ist groß, welche über das so genannte Stabilitätsfenster definiert wird.

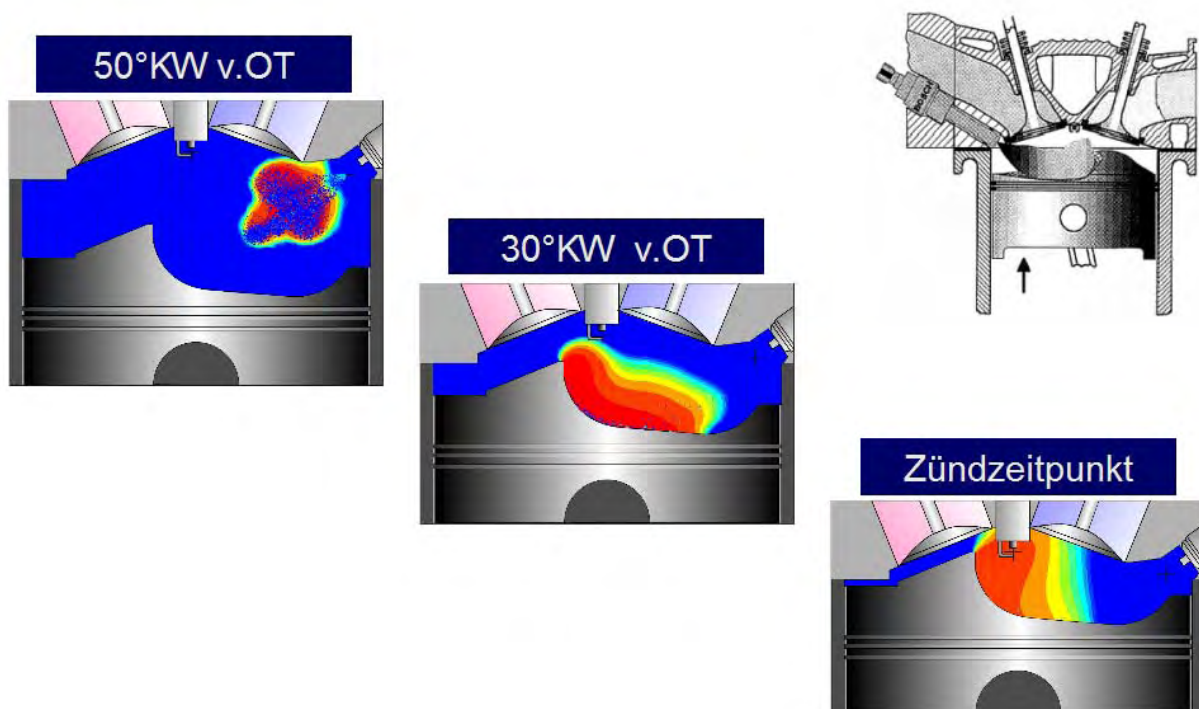


Abbildung 9: Geometrischer Aufbau des wandgeführten Verfahrens und Einspritzvorgang [14]

Als Stabilitätsfenster bezeichnet man den Bereich im Zünd-Einspritz-Kennfeld, in dem man, abweichend vom optimalen Einspritz- und Zündzeitpunkt, den Motor noch ohne Zündaussetzer betreiben kann. Als Stabilitätskriterium gelten im Allgemeinen keine Zündaussetzer innerhalb von 300 Verbrennungszyklen je Zylinder bei einer maximalen Standardabweichung des effektiven Mitteldrucks von 0.2 bar. Diese Anforderungen resultieren aus Akustik- und Vibrationsmessungen an Motoren, bei denen festgelegt wurde, was als Systemstörung vom Kunden registriert werden könnte.

Abbildung 10 zeigt exemplarisch ein solches Stabilitätsfenster. Bedingt durch die Toleranzen am Kurbelwellen-Positionssensor, dem Triggerrad, den Zündspulen, den Injektoren und der Motorsteuereinheit muss das Stabilitätsfenster eine Mindestgröße von $\pm 4^\circ$ KW Einspritzend- und $\pm 4^\circ$ KW Zündzeitpunkt besitzen. Diese Grenzen sind eher grob abgeschätzt worden und spiegeln die Addition aller möglichen Toleranzen wieder. So wird bei einer genaueren Betrachtung klar, dass man bei den Toleranzen zwischen kurbelwinkelabhängigen, wie z. B. dem auf die Kurbelwelle aufgesetzten Triggerrad, und zeitabhängigen Toleranzen unterscheiden muss. Zu diesen zählen z. B. Toleranzen in der Motorsteuereinheit oder den Zündspulen. So müsste ein wissenschaftlich ausgelegtes Stabilitätsfenster drehzahlabhängig sein. Untersuchungen am strahlgeführten Brennverfahren haben gezeigt, dass das große Stabilitätsfenster im Leerlauf zu Problemen führen kann. Die genaue Definition des notwendigen Stabilitätsfensters war bei diesem Projekt nicht erforderlich, da, wie schon erwähnt, die Stabilität bei wandgeführten Brennverfahren groß ist und selbst dieses grobe Kriterium bereits erfüllt wird.

Da der Versuchsträger nach diesem Brennverfahren arbeitet, wird darauf im weiteren Verlauf in einem späteren Kapitel ausführlich eingegangen.

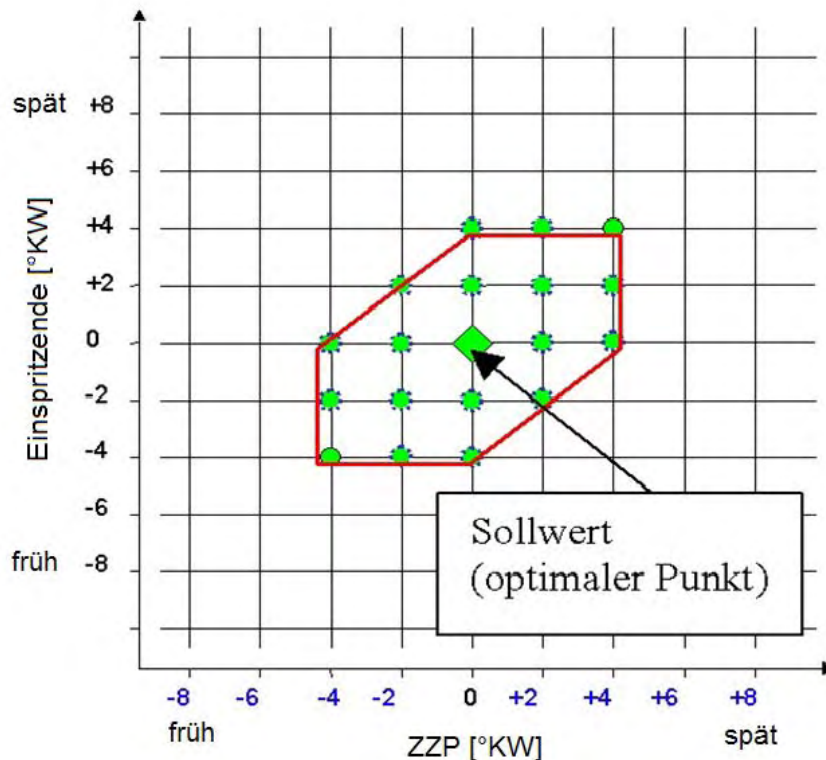


Abbildung 10: Stabilitätsfenster

Luftgeführtes Verfahren:

Beim luftgeführten Brennverfahren entspricht der Abstand zwischen Zündkerze und Injektor dem beim wandgeführten Verfahren. Der Injektorstrahl ist im Vergleich zum wandgeführten Verfahren, wie auf **Abbildung 8** zu erkennen, weiter zur Zündkerze gerichtet, ohne aber diese zu berühren. Im Schichtbetrieb wird das Kraftstoff-Luftgemisch durch die Luftführung zur Zündkerze geführt. Hierzu liegen Tumble-Klappen in den Einlasskanälen, welche, kontinuierlich verstellbar, für die zur Gemischbildung notwendige Luftbewegung sorgen. Eine im Kolbenboden befindliche Mulde unterstützt den Ladungstransport, ohne dass es dabei zu einer großen Wandbenetzung kommt.

Im Homogenbetrieb sind die Klappen voll geöffnet.

Die theoretischen Vorteile gegenüber dem wandgeführten Verfahren liegen im etwas größeren Schichtbereich, der höheren Schichtfähigkeit und den geringfügig niedrigeren HC-Rohgasemissionen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass es zu weniger Wandbenetzung des Kraftstoffes kommt. Mit dem Verfahren ist eine maximale Schichtfähigkeit von $\lambda=4-5$ möglich.

Der Nachteil dieses Verfahren liegt in der hohen Empfindlichkeit gegenüber Fertigungstoleranzen und Ablagerungen im Einlasssystem. Änderungen im Einströmver-

halten der Ansaugluft führen sofort zu Störungen in der Gemischbildung und zu stark erhöhten Schadstoffemissionen. Wie bei dem wandgeführten Brennverfahren kommen auch hier Drallinjektoren und Gleitfunken-Zündkerzen zum Einsatz, auf die im weiteren Verlauf dieses Kapitels ausführlicher eingegangen wird.

Strahlgeführtes Verfahren:

Das strahlgeführte Brennverfahren beim Ottomotor entspricht im wesentlichen Aufbau dem heutigen Stand der Technik bei Pkw-Dieselmotoren, wobei dieser natürlich keine Fremdzündung benötigt. **Abbildung 8** zeigt schematisch den Aufbau des Brennraums. Zündkerze und Injektor liegen räumlich sehr eng beieinander. Der Kraftstoff wird im Schichtbetrieb erst sehr kurz vor oder während der Zündung eingespritzt. Der Injektor ist so konstruiert, dass der Strahl direkt an die Zündkerze geführt wird.

Das Brennverfahren bietet vom theoretischen Ansatz her das mit Abstand höchste Potential. Der Schichtbereich ist sehr groß und durch die direkte Förderung des Kraftstoffstrahls zur Zündkerze sind die HC-Rohemissionen minimal. Die Verbrennung erfolgt zentral im Brennraum, was zu einem hohen thermischen Wirkungsgrad führt. Durch die enge Anordnung von Zündkerze und Injektor bleibt wenig Zeit zur Gemischaufbereitung. Für eine ausreichende Kraftstoffzerstäubung und akzeptierbare Russ-Emissionen (**Filter-Smoke-Number** FSN oder Schwärzungszahl < 0.2) sind sehr hohe Einspritzdrücke von bis zu 200 bar nötig. Als Einspritzventile kommen entweder Mehrloch- oder Piezo-Injektoren zum Einsatz, auf deren Funktion später näher eingegangen wird. Drallinjektoren können hier nicht verwendet werden, da deren Strahlkegelwinkel vom Brennraumdruck abhängig ist und nicht zu allen Einspritzzeitpunkten gewährleistet werden kann, dass der Kegelrand die Zündkerze trifft.

Das Hauptproblem dieses Verfahrens liegt in der Robustheit bei der praktischen Umsetzung. Die Löcher der Mehrlochinjektoren sind sehr klein, so dass es verstärkt zu Ablagerungen kommen kann, welche das Strahlbild negativ beeinflussen. Das Verfahren erfordert sehr geringe zulässige Toleranzen in Bezug auf die Anordnung von Injektor zur Zündkerze. Es lässt nur sehr geringe Toleranzen in Bezug auf gegenläufige Verstellung zwischen Einspritzende und Zündung zu, da das Zeitfenster sehr klein ist, in dem das zündfähige Gemisch an der Kerze vorliegt. Durch die geringe Zeit der Gemischaufbereitung kommt es zu einer erhöhten Russbildung im Vergleich zu den anderen Brennverfahren.

Da dieses Brennverfahren das höchste Potential bietet, werden sich bei den Schichtverfahren die zukünftigen Entwicklungen darauf konzentrieren, Lösungen für die gegebenen Probleme zu finden.

Im Weiteren wird nun auf die speziellen Komponenten des Einspritzsystems der Benzindirekteinspritzung eingegangen.

Hochdruck-Einspritzventil (Injektor):

Durch die Direkteinspritzung ist die gegebene Zeitspanne zur Gemischaufbereitung deutlich geringer als bei der konventionellen Saugrohreinspritzung.

Im Schichtbetrieb entfällt die Vorlaufzeit im Saugrohr und während des Ansaugtaktes. Aufgabe des Injektors ist es, eine Strahlqualität in jedem Betriebspunkt zu gewährleisten, welche nach Abschluss der Einspritzung bis zum Zündzeitpunkt im Brennraum ausreichend aufbereitet werden kann. Hierzu gibt es je nach Brennverfahren unterschiedliche Injektorkonzepte, die alle sehr hohe Einspritzdrücke von bis zu 200 bar benötigen.

Bei der Injektorkonstruktion unterscheidet man derzeit zwischen folgenden Konzepten, die **Abbildung 11** schematisch darstellt:

- Mehrlochinjektor (Mehrlochdüse)
- Piezo-Injektor (nach außen öffnende Ventilnadel $\Rightarrow$ A-Düse, Kegeldüse)
- Hohlkegelinjektor (Dralldüse)

Die Auslegungsparameter aller Injektoren sind Strahlgeometrie und Einspritzmenge. Die Strahlgeometrie lässt sich zwar durch die Injektorkonstruktion vorgeben (Verhältnis Lochdurchmesser zu Kanaldurchmesser, Kanalabschlusskante und Einspritzdruck), wird aber durch die Parameter Brennraumdruck und Brennraumtemperatur je nach Betriebspunkt gestört. Mit steigender Brennraumtemperatur und zunehmendem Druck zieht sich der Strahl zusammen und die Eindringtiefe nimmt ab. Dieser Effekt ist besonders stark bei dem Drallinjektor zu beobachten, weshalb dieser nicht für alle Brennverfahren geeignet ist.

Beim Mehrlochinjektor beschränkt sich dieser Effekt im wesentlichen auf die Eindringtiefe, was aber, solange keine Brennraumwände getroffen werden, nicht so kritisch für den Verbrennungsprozess ist. Zwar ziehen sich die Einzelstrahlen ebenfalls zusammen, aber dies verändert den Kegelwinkel des Gesamtstrahlbildes nur unwesentlich.

Bei der Form des Strahlkegels gilt es einen geeigneten Kompromiss zu finden zwischen guter Gemischaufbereitung, wozu ein großer Kegelwinkel von Vorteil ist, und ausreichender Kompaktheit, was einen kleinen Kegelwinkel erforderlich macht.

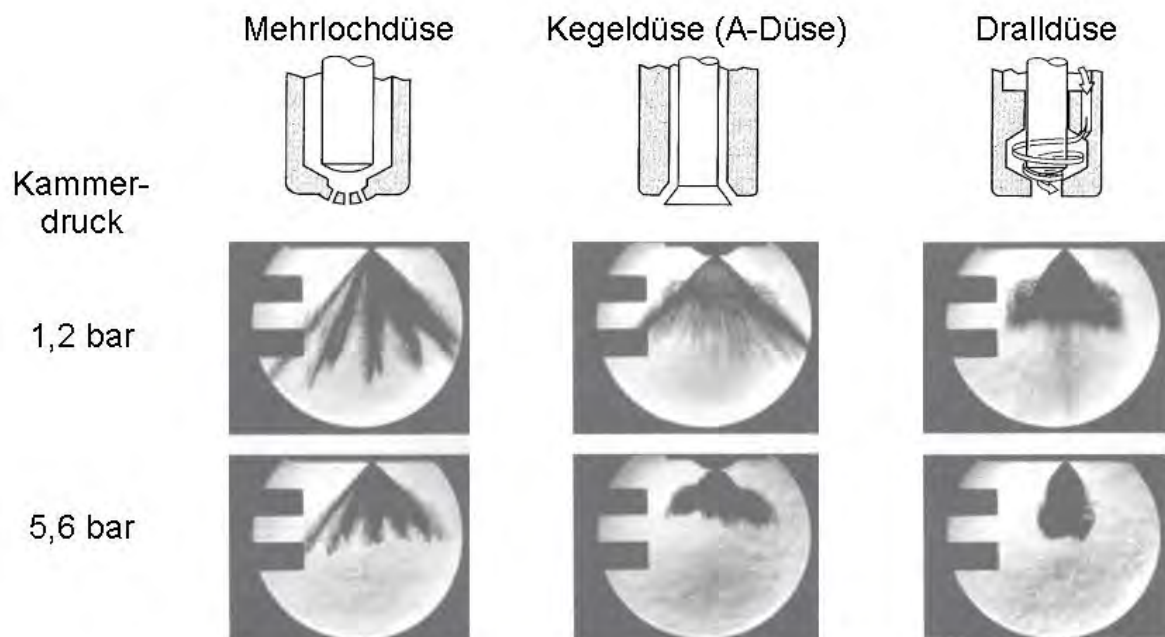


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Injektortypen mit deren typischen Sprühbildern in Abhängigkeit des Kammerdrucks [24]

Die erforderliche Bandbreite der Einspritzmenge richtet sich nach dem Motor. Der Injektor muss die maximal benötigte Kraftstoffmenge in der bereitstehenden Zeit einspritzen können. Bei der Bestimmung dieser Menge muss nicht nur der maximale spezifische Kraftstoffverbrauch im Kennfeld berücksichtigt werden, sondern auch mögliche Umgebungseinflüsse, wie Lufttemperatur und Luftdruck. So wirkt eine niedrige Umgebungstemperatur in Verbindung mit erhöhtem Luftdruck leistungssteigernd, wodurch die benötigte Kraftstoffmenge steigt.

Die bereitstehende Zeit bei der Vollast beträgt in der Regel über 180° KW im Ansaug- und einem Teil des Verdichtungsaktes.

Wichtig bei der Injektorauswahl ist, dass beim Erreichen der maximal nötigen Kraftstoffmenge auch deren Funktion in Bezug auf Sprühbild und Mengenkonzanz bei kleinen Einspritzmengen gewährleistet ist. Besonders kritisch sind die kleinen Fördermengen bei Schubbetrieb, wo die erforderliche Einspritzmenge um ca. 40% niedriger liegt als im Leerlauf.

Die untere Grenze an Fördermenge wird neben der Differenz aus Einspritz- und Brennraumdruck maßgeblich durch die minimale Öffnungsdauer des Injektors festge-

legt. Dies ist die Zeit, welche benötigt wird, um das Ventil vollständig zu öffnen und hängt vom Injektortyp ab. Bei dem Mehrlochinjektor sind es etwa 0.4 ms. Die zulässige Streuung im Leerlaufbereich beträgt 20%. Piezo-Injektoren sind etwas schneller, was bedeutet, dass noch geringere Mengen beigemessen werden können, oder wodurch bei gleicher Menge der Systemdruck zur besseren Strahlaufbereitung erhöht werden kann. Piezo-Injektoren sind allerdings auch im Vergleich zu Mehrlochinjektoren um den Faktor 2.5 teurer.

Bei geringerer Öffnungsdauer operiert der Injektor im ballistischen Bereich, was sehr große Mengenstreuungen zur Folge hat.

Um Ablagerungen an den Düsenaustrittslöchern zu verhindern, ist es erforderlich, möglichst keine Totvolumina zwischen Düsenaustritt und Schließnadel zu haben. Zusätzlich empfiehlt es sich, die Austrittskanäle gestuft auszuführen [8, 24-36].

Zündkerze:

Die Zündkerze wird bei der Benzin-Direkteinspritzung deutlich stärker beansprucht als bei der konventionellen Saugrohreinspritzung. Bei Zündspannungen bis zu 30 kV, 1000°C maximaler Brennraumtemperatur, möglichen Thermoschocks bei Kontakt mit flüssigem Kraftstoff und hohen mechanischen Belastungen bei Verbrennungsdrücken bis zu 100 bar muss durch ihre Funktion ein aussetzerfreies Zünden gewährleistet werden. Bei der Benzindirekteinspritzung unterscheiden sich die Randbedingungen, insbesondere im Schichtbetrieb, zum Zündzeitpunkt erheblich von denen bei der konventionellen Saugrohreinspritzung. Hier herrscht ein höheres Strömungsniveau, das Kraftstoff-Luft-Gemisch ist inhomogen und es ist für ein sicheres Zünden wichtig, dass die Funkenlage über die gesamten Zündvorgänge reproduzierbar ist.

Einen Zielkonflikt bei der Zündkerzenauswahl stellt die Auslegung der Funkendauer dar. So ist je nach Brennverfahren eine sehr lange Funkenbrenndauer im Schichtbetrieb von bis zu 3 ms wünschenswert, im Homogenbetrieb aber eher kurze Zündfunken von weniger als 1 ms [31].

Der Elektrodenabstand ist möglichst groß zu wählen, um zu erreichen, dass darin zum Zündzeitpunkt immer ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch vorliegt. Begrenzt wird dieser Abstand durch die maximal mögliche Zündspannung und Zündenergie. Beim geschichteten Betrieb liegt die Zündspannung bei bis zu 30 kV und die Zündenergie bei 100 mJ. Der Elektrodenabstand liegt bei 0.6-1.0 mm. Ein höherer Ab-

stand zur Erweiterung des Funkenbereichs hätte einen unzulässig hohen Verschleiß zur Folge und der Funkenort wäre nicht mehr reproduzierbar.

Die Funkenlage liegt im Vergleich zum konventionellen Ottomotor weit im Brennraum, wodurch die thermische Belastung größer ist. Um eine Überhitzung zu vermeiden, befinden sich Kupferkerne zur besseren Wärmeabfuhr in der Mittel- und Massenelektrode.

Zur Erreichung der geforderten Verschleißfestigkeit müssen die Elektroden mit Platin beschichtet werden, wodurch die Kosten deutlich steigen.

In der Benzindirekteinspritzung kommen sowohl Luftfunken- als auch Gleitfunkenkerzen zum Einsatz.

Bei der Luftfunkenkerze verläuft der Zündfunke auf direktem Weg von der Mittel- zur Massenelektrode durch den Luftspalt.

Bei der Gleitfunkenkerze gleitet der Funke erst über die Keramik und springt dann durch den Luftspalt über auf eine der, je nach Konstruktion, drei oder vier Massenelektroden. Dabei wählt der Funke den Weg des kleinsten Widerstandes. Gleitfunkenkerzen haben den Vorteil, dass der Funke einen großen Gemisch-Bereich trifft. Diese finden immer Anwendung bei unaufgeladenen Motoren mit wand- oder luftgeführten Brennverfahren, wo das Gemisch von unten an die Zündkerze herangeführt wird.

Bei aufgeladenen Motoren ist dieser Kerzentyp nicht verwendbar, da durch das hohe Druckniveau im Brennraum die nötige Zündenergie nicht realisierbar ist. Für das strahlgeführte Brennverfahren eignet er sich ebenfalls nicht, da die Funkenlage nicht ausreichend gut reproduzierbar, der Spalt zwischen der Keramik und den Massenelektroden zu klein und durch die Massenelektroden die Gemischzugänglichkeit schlecht ist. So kommen bei aufgeladenen Motoren und beim strahlgeführten Brennverfahren ausschließlich Luftfunkenkerzen zum Einsatz.

Abbildung 12 zeigt die unterschiedlichen Zündkerzenarten, welche bei der Benzindirekteinspritzung eingesetzt werden. Die ersten beiden Zündkerzen sind Luftfunkenkerzen. Bei der zweiten Kerze sind die Elektrodenspitzen minimiert, wodurch die Wärmeabfuhr reduziert werden kann. Das dritte Bild zeigt eine Gleitfunkenkerze.

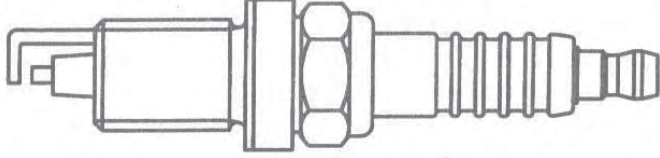
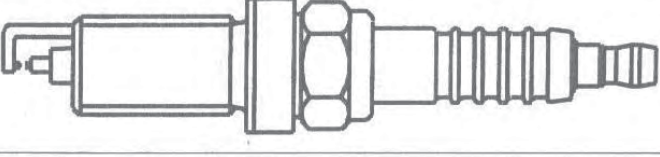
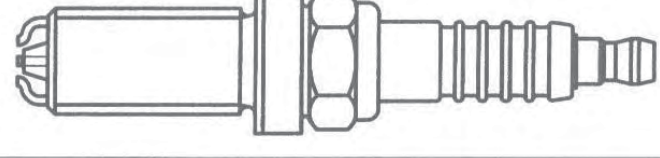
Bosch FR 9 HC Gasentladung, Elektrodenabstand = 1.0 mm Einragtiefe= 9 mm	
Bosch F7 HPP Gasentladung, Elektrodenabstand = 0.9 mm Einragtiefe= 9 mm	
Bosch FGR 7 MQP Gas- und Gleitentladung, Elektrodenabstand = 1.6 mm (4 Massenelektroden) Einragtiefe= 10 mm	

Abbildung 12: Zündkerzenarten [37]

Kraftstoffversorgungssystem:

Das Kraftstoffversorgungssystem beim Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung ist zweistufig aufgebaut. Ein einstufiges System wäre technisch ebenfalls möglich, allerdings würde die dazu notwendige Leistungsaufnahme des elektrischen Antriebes ein 42 V-Bordnetz erforderlich machen und die Pumpe würde den Kraftstoff im Tank deutlich aufheizen.

Die direkt im Kraftstofftank befindliche elektrische Pumpe fördert den Kraftstoff zu der mechanisch angetriebenen Hochdruckpumpe. Der Vorförderdruck muss ausreichend hoch gewählt sein, damit es auch unter Extrembedingungen, wie Heißstart unter hohen Außentemperaturen, wo der Motor und das Kraftstoffsystem besonders heiß sind, nicht zu Kavitation im System kommt. Der übliche Vorförderdruck liegt bei 4-5 bar.

Über die Niederdruckleitung wird der Kraftstoff zur Hochdruckpumpe geleitet. Diese wird mechanisch über die Nockenwelle angetrieben. Bei einer 3-Kolben-Radialpumpe liegt der Anschluss an einer Seite der Nockenwelle. Bei der Einkolbenpumpe befindet sich auf einer der Nockenwellen ein zusätzlicher Nocken zum Antrieb. Während die Vorteile der 3-Kolbenpumpe im Druckprofil (je nach Motorzylinderzahl) und der maximal möglichen Förderleistung stehen, besitzt die Einkolbenpumpe Vorteile bei Gewicht, Einbaumaßen und Kosten.

Über Hochdruckleitungen wird der Kraftstoff in den Hochdruck-Kraftstoffspeicher geleitet, von wo aus er über die elektrisch angesteuerten Einspritzventile in den Brennraum gelangt. Der Förderdruck der Hochdruckpumpe wird an den jeweiligen Last-

punkt angepasst und liegt zwischen 50 und 200 bar. Im Schichtbetrieb strebt man zur Erreichung einer hohen Zerstäubungsgüte maximale Drücke an. Dies ist bei besonders kleinen Fördermengen, wie im Leerlauf und im leichten Schubbetrieb, nur bedingt möglich, da hier die minimale Injektoröffnungszeit die Steuergröße ist. Im Homogenbetrieb liegt der Förderdruck auf mittlerem Niveau, da hier ausreichend Zeit zur Mengeneinspritzung und zur Zerstäubung gegeben ist.

Bei aufgeladenen Motoren mit Schichtbetrieb in der Teillast kann der Einspritzdruck zur Volllast hin auf 200 bar angehoben werden, um dem Konflikt entgegenzuwirken, zwischen kleinen Mengen bei Teillast mit ausreichend langen Einspritzzeiten und hohen Einspritzmengen mit genügend Zeit zum Einspritzen bei Volllast.

Man unterscheidet bei der Ausführung des Hochdrucksystems zwischen Druck- und Bedarfsregelung.

Bei der Druckregelung wird immer die maximale Menge gefördert und der gewünschte Druck über ein elektronisches Regelventil im Kraftstoffspeicher eingestellt. Die zuviel geförderte Kraftstoffmenge wird über eine Leckageleitung wieder in den Kraftstofftank geführt. Dies hat den Nachteil, dass besonders bei niedrigen Lastpunkten viel heißer Kraftstoff das System aufheizt und so die Gefahr der Dampfblasenbildung steigt. Aus diesem Grund verwendet man das System nur bei hubraumkleinen, leistungsschwachen Motoren, wo die Rücklaufmengen eher gering sind.

Bei der Bedarfsregelung wird jeweils nur die benötigte Kraftstoffmenge in den Speicher unter Hochdruck gefördert. Hierzu liegt in der Pumpe ein Mengensteuerventil, über welches der überflüssige Kraftstoff vor der Kompression wieder in den Vorförderkreislauf zurückgeführt wird. Diese Regelungsart findet bei großvolumigen und aufgeladenen Motoren Verwendung [8, 27, 30, 34].

3 Versuchsträger

Diese Untersuchung war Teil der Entwicklungsarbeit vor der Markteinführung des neuen 1.125 l Sigma DISI-Motors (**D**irect **I**njection **S**park **I**gnition). **Abbildung 13** zeigt den Motor als Schnittmodell von der Auslassseite.

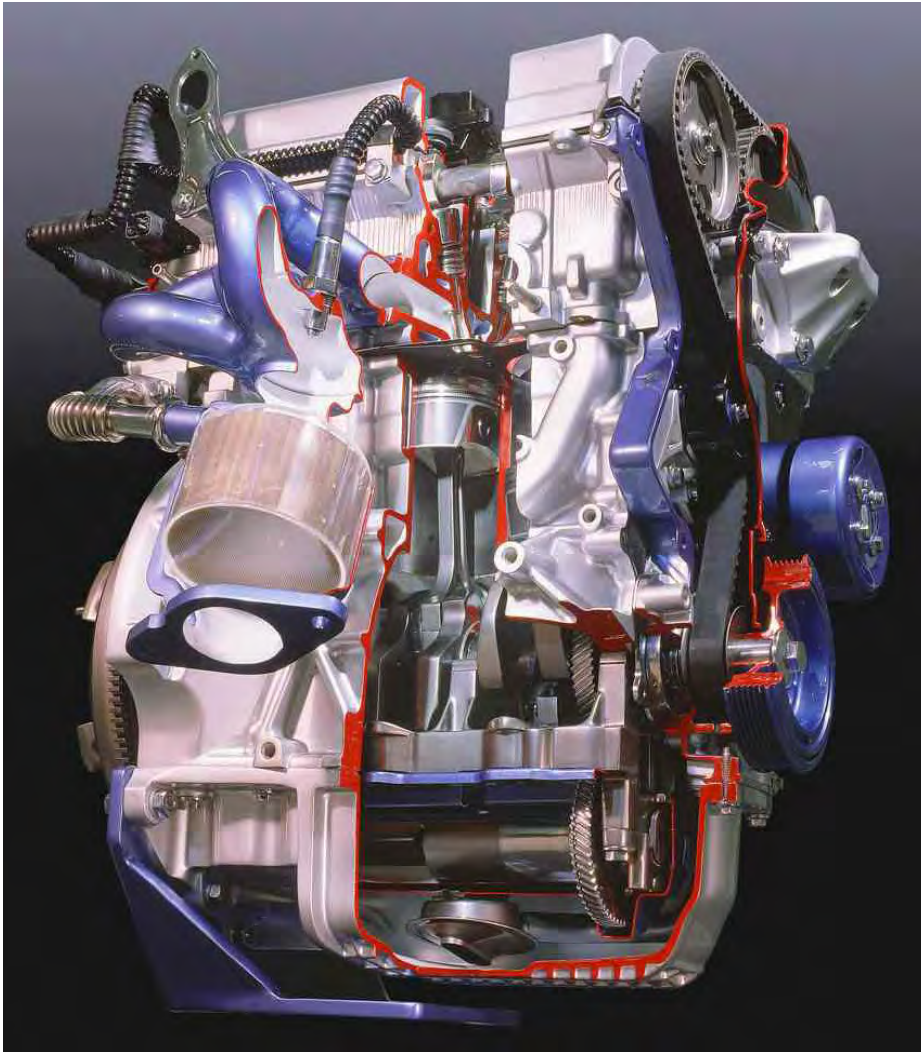


Abbildung 13: Schnittmodell des 1.125 l Sigma DISI-Motors

Eingebaut wurde er in das zu diesem Zeitpunkt, Mitte 2001, aktuelle Ford Fiesta-Modell. Der Versuch erstreckt sich nur auf das Antriebsaggregat und das Abgasnachbehandlungssystem.

Bei dem Antriebsaggregat handelt es sich um einen 3-Zylinder Ottomotor mit 1.125 l Hubraum und Benzindirekteinspritzung. **Abbildung 14** zeigt die technischen Daten des Motors im Detail.

Motorbauart	Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung
Zylinder	3
Hubvolumen	1125 ccm
Bohrung	79,0 mm
Hub	76,5 mm
Verdichtungsverhältnis	11,5:1

Ventiltrieb	DOHC 4-V
Ventilwinkel	42 °
Einlassnockenwelle	232 °
Auslassnockenwelle	228 °

Zylinderkopf	Aluminium
Einlasskanäle	getrennt
Ladungsbewegung	voll variabel über Klappen
Einlasskrümmer	Kunststoff

Zylinderblock	Aluminium
Massenausgleich	Ausgleichswelle

Zündsystem	Hochenergie-System (bis 95 mJ)
Zündspule	Spule auf der Zündkerze
Zündkerzen	4-Elektroden Gleitfunkenzündkerze

Einspritzsystem	Hochdruck (max. 120 bar)
Hochdruckpumpe	3-Kolben Radialpumpe
Kraftstoffspeicher	Common Rail
Einspritzdüsen	Hohlkegelinjektoren (Drall)
Einspritzwinkel	35 °

Brennverfahren	(nur bei Schichtbetrieb)
Wandgeführt	
Drallbasiert über	
Ladungsbewegungsklappe	
Zentrale Kolbenmulde zur	
Kraftstoffführung	

Abgassystem	
3-Wege-Katalysator	600 ccm, motornah im Auslasskrümmer integriert
NOx-Speicherkatalysator	1650 ccm, motorfern im Unterboden
Lambda-Sonden	2 Lambda-Sonden (Vor-Kat und Vor-NOx-Katalysator)
Abgasrückführung	Entnahmestelle vor 3-Wege-Katalysator

Abbildung 14: Technische Daten des Versuchsmotors

Das Antriebssystem umfasst für die Ford-Werke GmbH neue Technologien, deren Robustheit in Hinblick auf die Dauerhaltbarkeit des Gesamtsystems erst genau untersucht werden müssen, wie z.B.:

- Benzindirekteinspritzung mit Ladungsbewegungseinrichtung
- Hochdruck-Einspritzsystem
- Abgasnachbehandlungssystem für Magerbetrieb mit NO_x-Speicherkatalysator
- Motorkontrollsystem mit zwei Betriebsstrategien (Homogen- und Schichtbetrieb)
- Reihen-Dreizylinder-Motor

Im Kapitel 4 wird ausführlich erläutert, was an den Technologien als kritisch betrachtet wird und wie die Dauerhaltbarkeit untersucht wird.

Auf den folgenden Abbildungen werden einige der neuen Komponenten des Antriebssystems gezeigt, deren Robustheit schwerpunktmäßig in der vorliegenden Arbeit untersucht werden soll.

Abbildung 15 zeigt den Motor in Frontansicht.

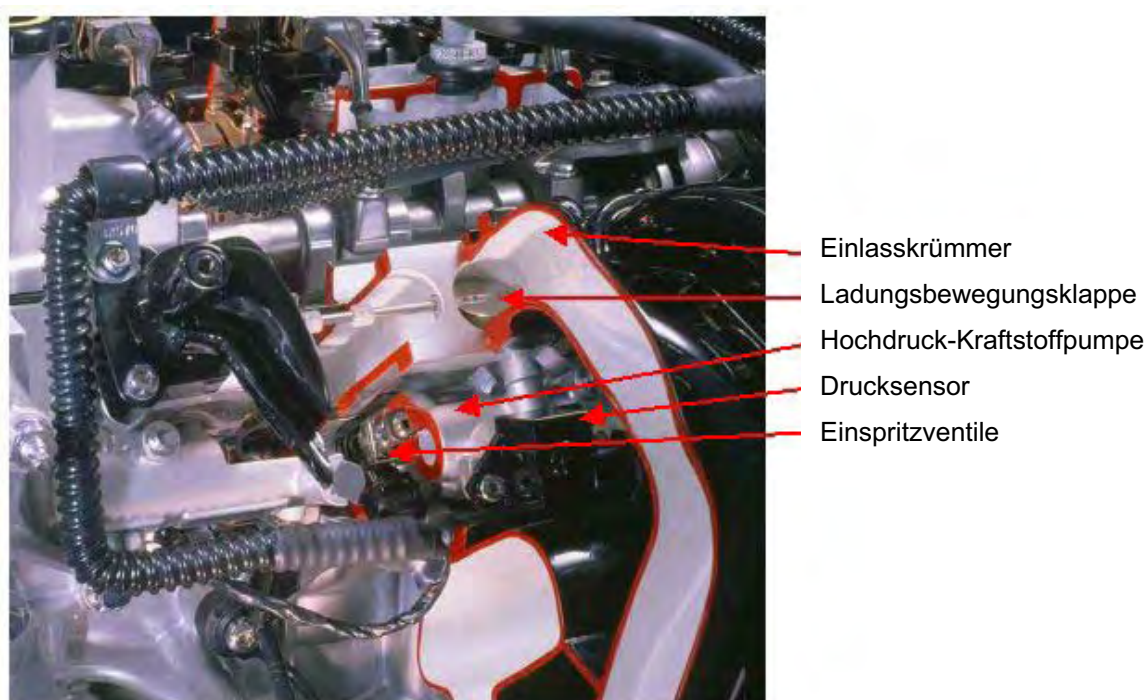


Abbildung 15: Schnittmodell der Einlassseite

Zu sehen ist die Ladungsbewegungsklappe im Einlasskanal, je eine Klappe pro Zylinder, welche es im Teillastbereich ermöglicht, durch die Variation des Ansaugluftdurchflusses einen Drall zu erzeugen. Dieser unterstützt die

Gemischbildung im Schichtbetrieb und sorgt dafür, dass der kurz vor Zündzeitpunkt eingespritzte Kraftstoff zur Zündkerze gelangt.

Auch zu erkennen sind der zentrale Kraftstoffspeicher mit integriertem Drucksensor, aus dessen Signal die Einspritzdauer berechnet wird, und die daran angeschlossenen Einspritzventile, welche elektromagnetisch angesteuert werden.

Abbildung 16 stellt den Motor von der Auslassseite dar. Hier ist von besonderem Interesse der im Auslasskrümmer integrierte 3-Wege-Katalysator, der zum Erreichen einer schnellen Ansprechzeit motornah angeordnet ist, um die Kaltstartemissionen zu minimieren. Zur Motorregelung befindet sich vor dem Katalysator eine unbeheizte Breitband-Lambdasonde zentral im Abgasstrom. Um den Temperaturgradienten und die Sauerstoffkonzentration in der Ansaugluft zu reduzieren, muss dieser im Schichtbetrieb bis zu 45 Prozent Abgas zugeführt werden. Hierzu liegt die Entnahmestelle vor dem 3-Wege-Katalysator, um Überdruck zu garantieren. Die Rückführmenge wird über ein elektromagnetisches Regelventil gesteuert.

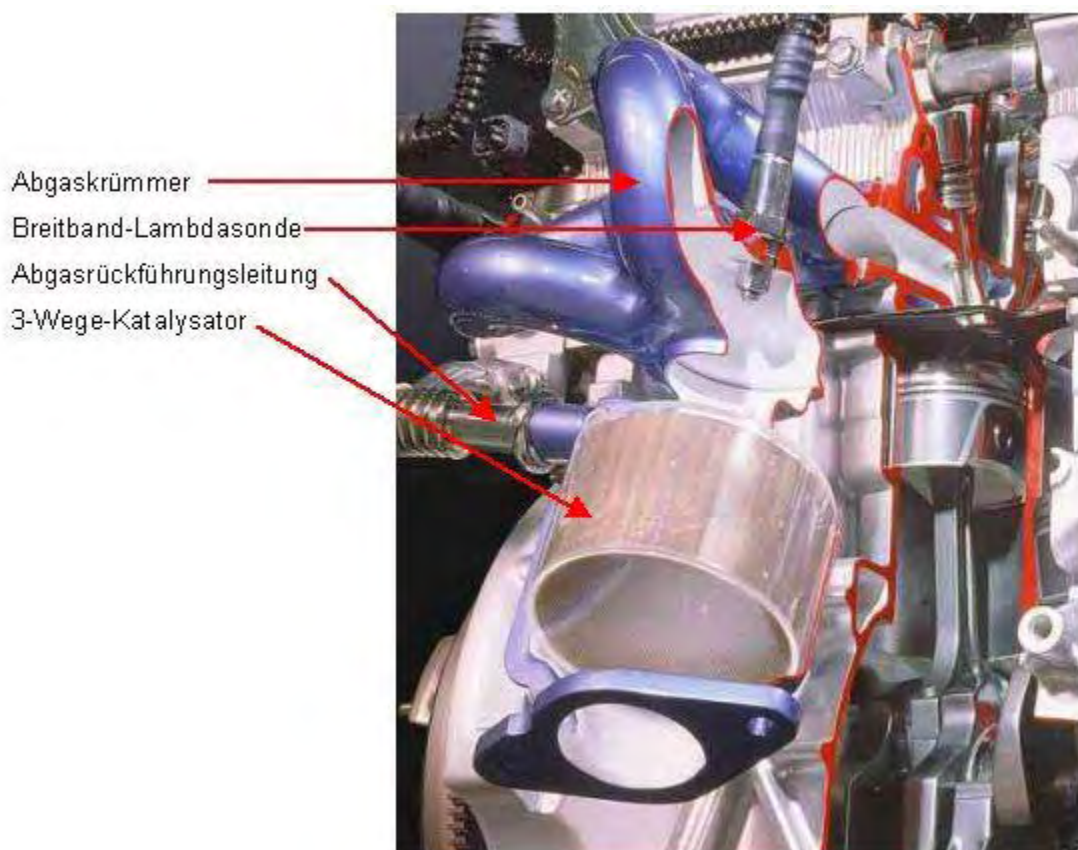


Abbildung 16: Schnittmodell der Auslassseite mit 3-Wege-Katalysator

Abbildung 17 zeigt das Abgasnachbehandlungssystem. Diesem kommt bei einem direkteingespritzten Ottomotor mit Schichtbetrieb eine besonders hohe Bedeutung zu. Es muss gewährleisten, dass die strengen gesetzlichen Abgasnormen eingehalten werden.

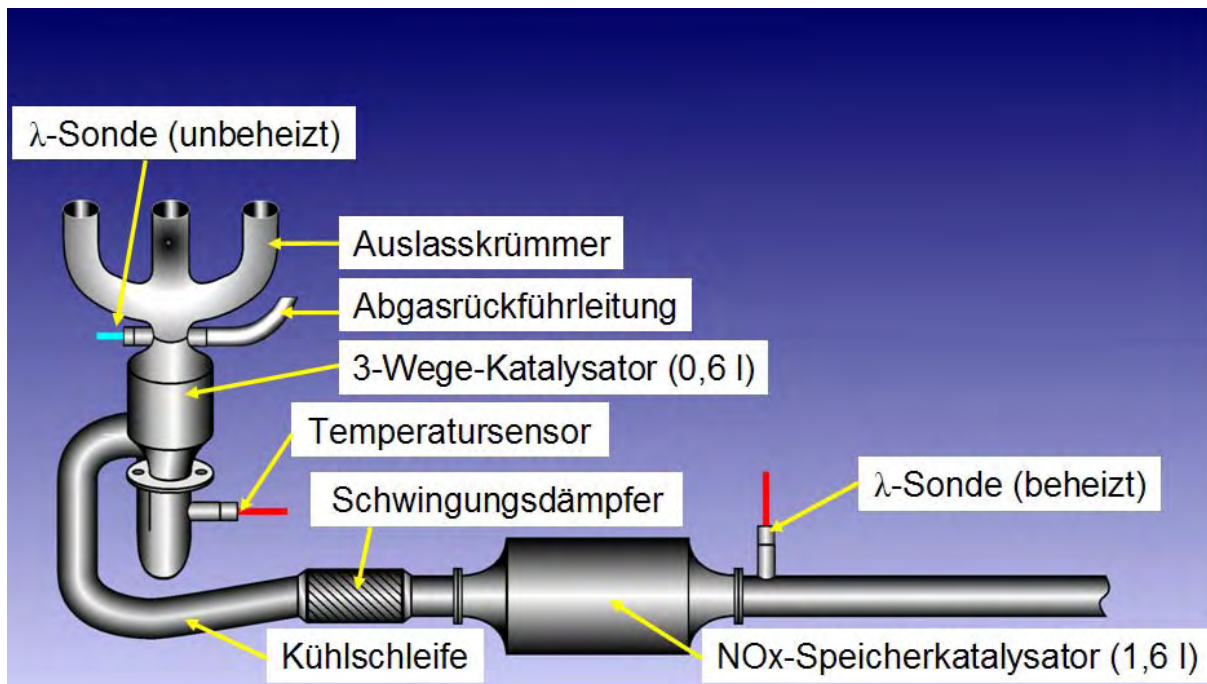


Abbildung 17: Schematische Darstellung des Abgassystems

Das System besteht aus einem im Auslasskrümmer integrierten 3-Wege-Katalysator mit einem Volumen von 0,6 l, zwei Breitband-Lambdasonden, von denen die vordere unbeheizt und die hintere aufgrund der langen Strecke zur schnelleren Reaktion beheizt ist, einer Entnahmestelle für Abgas, einem Temperatursensor, einem NO_x-Speicherkatalysator mit einem Volumen von 1,6 l, einer Kühlschleife und einem Schwingungsdämpfer. Im Folgenden werden die Funktionen der einzelnen Komponenten beschrieben.

3-Wege-Katalysator: Im stöchiometrischen Motorbetrieb reicht dieser aus, um die Schadstoffemissionen zu konvertieren. Sein Volumen beträgt mit 0,6 l ca. 50% des Motorhubraums. Das ist für Ottomotoren mit motornahen Katalysatoren, welche die Abgasemissionsstufe IV erfüllen, eine etwas über dem üblichen Wert liegende Größe. Sie wurde so gewählt, um eine erhöhte Sicherheit bei der Einhaltung der Emissionsgrenzen zu erhalten. Bei der Benzindirekteinspritzung ist infolge der höheren Temperaturschwankungen zwischen Schicht- und Homogenbetrieb und der

großen Bandbreite des möglichen Kraftstoff-Luftverhältnisses ein geändertes Alterungsverhalten des 3-Wege-Katalysators zu erwarten.

Als Faustregel bei der Katalysatorauslegung von konventionellen Ottomotoren gilt, dass das Volumen bei motornahen Katalysatoren 35-45% des Hubraumes betragen soll. Motorferne Katalysator-Systeme benötigen eine Größe von bis zu 100%, da hier wegen des späteren Erreichens der Betriebstemperatur eine erhöhte Konvertierungsrate erforderlich ist und es weniger Bauraumprobleme gibt. Es wurde ein in dieser Fahrzeugklasse üblicher motornaher Katalysator gewählt, da er kostengünstiger ist und die einfachste Maßnahme darstellt, ein schnelles Ansprechverhalten zu gewährleisten. Der Funktionsbereich eines Katalysators beginnt bei ca. 250°C. Der optimale Arbeitsbereich in Bezug auf Lebensdauer und Umsetzungsrate liegt zwischen 350 und 800°C. Die zum schnellen Ansprechverhalten des Katalysators notwendige motornahe Platzierung führt im Volllastbereich zu dem Nachteil der zu hohen Temperaturen. Die maximal zulässige Betriebstemperatur eines 3-Wege-Katalysators liegt nur geringfügig über 1000°C, so dass das Kraftstoff-Luftgemisch im Volllastbereich stark angefettet werden muss, um die Verbrennungstemperatur zu senken. Dies geht natürlich auf Kosten des Kraftstoffverbrauchs. Auch ist der motornahe Katalysator empfindlicher in Bezug auf Schäden durch Motorfehlfunktionen, wie z.B. Fehlzündungen und Klopfen [14].

Im geschichteten Betrieb fällt die Konvertierungsrate aufgrund des Sauerstoffüberschusses stark ab, so dass zur Reduzierung der Stickoxide weitere Maßnahmen erfolgen müssen.

Breitband-Lambdasonden: Die Lambda-Sonde vor dem 3-Wege-Katalysator misst den Restsauerstoffgehalt im Abgas und regelt mit dieser Information das zu verbrennende Kraftstoff-Luft-Gemisch. Hier muss eine Breitband-Lambdasonde eingesetzt werden, um das Kraftstoff-Luftverhältnis auch bei Luftüberschuss im Schichtbetrieb regeln zu können [8]. Sie ist unbeheizt, da sie durch die kurze Entfernung zum Auslass eine schnelle Aufheizzeit hat.

Die zweite Lambdasonde liegt hinter dem Speicherkatalysator. Diese ist für ein schnelles Ansprechverhalten beheizt und für die On-Board-Diagnostik des Fahrzeuges erforderlich. Hier werden die Werte zwischen den beiden Lambdasonden verglichen und so die Funktion des Systems überwacht. Als weitere Funktion wird über die zweite Sonde der Füllungsgrad des Speicherkatalysators

berechnet und somit Zeitpunkt und Dauer der Entleerungsphase geregelt. Hierzu wird der Motor bewusst mit Sauerstoffmangel betrieben, so dass der Sauerstoff aus dem gespeicherten NO_x reduziert werden kann. Die Regelung des fetten Gemisches während der Entleerungsphase erfolgt über die zweite Lambdasonde [11].

Abgas-Rückführleitung: Um die Stickoxidemissionen im Schichtbetrieb zu minimieren, muss der Ansaugluft Abgas zugemischt werden. Hierdurch sinken Temperaturgradient und Sauerstoffgehalt bei der Verbrennung. Da selbst im geschichteten Leerlaufbetrieb bei vollständig geöffneter Drosselklappe ein Druckgefälle von der Entnahmestelle bis zum Einlasskrümmer vorliegen muss, wird das Abgas vor dem 3-Wege-Katalysator entnommen. Über diese Entnahmestelle gelangt das Abgas durch ein elektromagnetisches Durchflussventil in den Einlasskrümmer.

Um Kondensat am Ventil zu verhindern, welches sich durch den Wassergehalt im Abgas bilden kann, sollte bei der Motorkonstruktion darauf geachtet werden, dass sich das Ventil an der höchsten Stelle im Abgasrückführungssystem befindet.

Abgastemperatursensor: Er dient zur Überwachung der Funktion des 3-Wege-Katalysators und zur Bestimmung der Temperatur des Speicherkatalysators mittels eines Abgastemperaturmodells in der Motorsteuerung. Dies ist erforderlich durch die bei der Abgasnorm Euro IV vorgeschriebene EOBD (European On Board Diagnostic) [8, 11]. Infolge chemischer Umwandlung des Abgases im Katalysator kommt es zu einer exothermen Reaktion, bei der sich das Abgas je nach Betriebsmodus um bis zu 250°C aufheizt.

NO_x -Speicherkatalysator: Zusätzlich zum herkömmlichen 3-Wege-Katalysator ist bei einem Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung und Schichtbetrieb eine besondere Maßnahme erforderlich, um die NO_x -Emissionen zu reduzieren.

Anders als beim Dieselmotor ist zur Senkung der Stickoxidemissionen keine Zuführung eines Reduktionsmittels erforderlich, da das Motormanagement des DE-Ottomotors sowohl magere als auch fette Gemische realisieren lässt. Dies ermöglicht den Einsatz eines NO_x -Speicherkatalysators. In diesem werden die Stickoxide auf der Oberfläche durch basische Speicherkomponenten eingelagert und dann gezielt

in einer Verbrennungsphase mit Sauerstoffmangel ($\lambda < 1$) durch den Überschuss von HC, CO und H_2 reduziert.

Der optimale Operationsbereich des Katalysators liegt zwischen 250 und 450°C. Die maximale Temperatur sollte langfristig nicht 700°C überschreiten, da beginnend mit dieser Temperatur die Alterung des Katalysators zunimmt und die Speicherkapazität stark sinkt [19, 20, 22].

Die Steuerung dieses Katalysators wird in **Abbildung 18** dargestellt.

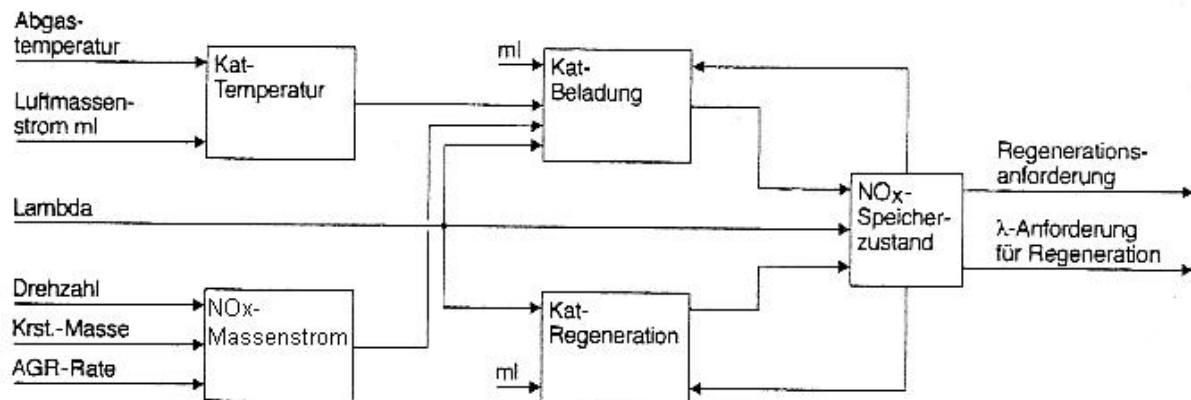


Abbildung 18: Steuerung des NO_x-Speicherkatalysators [11]

In einem Modell wird die Temperatur des Speicherkatalysators aus dem Signal des Temperatursensors und Luftmassenmessers vor der Drosselklappe errechnet. In einem zweiten Modell wird der NO_x-Massenstrom aus der Motordrehzahl, Kraftstoffmasse und der zurückgeführten Abgasrate ermittelt. Die Beladung des Katalysators ergibt sich aus dem NO_x-Massenstrom und der Frischluftmasse. Die weitere Teilfunktion Katalysator-Regeneration berechnet die Entleerung des Katalysators, so dass anhand der beiden Teilfunktionen Katalysatorbeladung und -Regeneration zu jedem Zeitpunkt der aktuelle Speicherzustand bekannt ist. Hierdurch ist auch die restliche Speicherfähigkeit ableitbar. Sinkt diese auf einen bestimmten Wert, schaltet der Motor vom Schicht- in den Homogenbetrieb mit angefettetem Gemisch um, so dass die Regenerationsphase einsetzt, bis die Speicherkapazität wieder ausreichend groß ist. Das Signal der Lambdasonde signalisiert, ob der Speicherkatalysator momentan be- oder entladen wird [11].

Kühlschleife: Um die Abgastemperatur vor Erreichen des Speicherkatalysators zu senken, ist in das Abgassystem eine Kühlschleife integriert. Diese senkt die Temperatur durch Wärmeabstrahlung an der Außenwand um ca. 10°C pro 100 mm und zusätzlich im Fahrbetrieb durch erzwungene Konvektion an der Luftanströmfläche. Die Kühlschleife ist 600 mm lang, so dass im Leerlauf eine zusätzliche Temperatursenkung von 60°C erfolgt. Im Fahrbetrieb, wo zusätzlich der Kühleffekt des Fahrtwindes hinzukommt, beträgt der Effekt bis zu 100°C , wie Messungen im Fahrzeugtest gezeigt haben. Die Schleife ist hier nötig, da bei einem Fahrzeug in diesem Größensegment der Unterbodenbauraum sehr stark begrenzt ist und andere Maßnahmen, wie eine schaltbare Kühlschleife oder ein Abgasstrom-Kühlwasser-Wärmetauscher zu teuer wären. Bedingt durch dieses kostengünstige System muss der Schichtbereich etwas eingeschränkt werden. Auch die geringe Überwachungsmöglichkeit des Speicherkatalysators erfordert eine Sicherheit in dem Berechnungsmodell.

4 Versuchsprogramm

Zur Durchführung des Versuchs sind 47 Fahrzeuge aufgebaut worden.

Dieser Versuch hat zwei Ziele. Zum einen soll das Potential dieser neuen Technologie in Hinblick auf die Verbrauchsreduzierung im Vergleich zur konventionellen Saugrohreinspritzung ermittelt werden. Dies ist notwendig, um beurteilen zu können, ob die mögliche Verbrauchseinsparung den höheren Verkaufspreis dieser Technologie rechtfertigt.

Zum anderen dient der Versuch dazu, die Robustheit des neuen Produktes unter Berücksichtigung der in Kapitel 2 genannten Risiken zu prüfen.

Als robust kann das System bezeichnet werden, wenn die Funktion des Fahrzeuges über eine Kilometerlaufleistung von 240.000 km erfüllt wird ohne signifikante Änderungen bei Kraftstoffverbrauch, Leistung, motorseitigem Fahrverhalten und Abgasemissionen.

Die Risikobereiche kann man wie folgt gliedern:

1. Haltbarkeit des Hochdruck-Einspritzsystems

Es besteht aus Hochdruckpumpe, Kraftstoffspeicher mit Hochdruckregelventil und Drucksensor und den Einspritzventilen. Wie schon in den Grundlagen erwähnt, ist das Einspritzsystem bei der Benzindirekteinspritzung von maßgeblicher Bedeutung, um die Robustheit und Zuverlässigkeit des Gesamtsystems zu gewährleisten.

Nach Testende werden aus diesem Grund die Komponenten detailliert untersucht.

Schwerpunkt bei diesen Untersuchungen sind die Einspritzventile und die Hochdruckpumpen.

Die Einspritzventile beeinflussen mit den Parametern Strahlwinkel, Mengestreuerung, Tröpfchenspektrum und Dichtigkeit entscheidend die Qualität der Verbrennung in Bezug auf Laufruhe, Ansprechverhalten und Leistung, als auch hinsichtlich der Abgasemissionen [16, 28-30].

Ablagerungen am Ventilloch beeinflussen das Strahlbild und somit die Gemischaufbereitung. Änderungen der Funktion der Einspritzventile können festgestellt werden sowohl während des Versuchs an den Rohgasemissionen im Rahmen der Abgasuntersuchungen, als auch bei den Abschlusstests nach Ende des Flottenversuchs. Da ein Unterschied anhand der Rohgasemissionen nur schwer feststellbar ist aufgrund der überlagernden Einflüsse anderer Parameter, wie

Kolbenablagerungen und geänderter Strömungsverhältnisse, sind die abschließenden Untersuchungen an den Einspritzventilen zur Bewertung der Funktion von maßgeblichem Interesse. Hier werden der stationäre Durchfluss, das Sprühbild mit den Kriterien Strahlkegelwinkel und Eindringtiefe sowie die Dichtigkeit der Injektoren im Labor (Druckkammermessung) analysiert.

Bei den Hochdruckpumpen liegt der Untersuchungsschwerpunkt in dem Systemverschleiß. Insbesondere wird hier die Korrosion begutachtet, da weiterführende Parallelversuche gezeigt haben, dass das Ethanol im Kraftstoff zu verstärkter Korrosion bis hin zum kompletten Ausfall der Pumpe führen kann.

Bei der Abschlussuntersuchung werden die Punkte Korrosion, Rissbildung, Dichtigkeit, Förderrate bei konstanter Pumpendrehzahl und Oberflächenverschleiß an den Druckkolben, der Welle und den Laufflächen geprüft.

Die Kraftstoffspeicher werden ebenfalls auf Dichtigkeit und Rissbildung untersucht.

2. Einhaltung der Emissionsgrenzwerte über der Laufzeit

Das Abgasnachbehandlungssystem umfasst den 3-Wege- und den NO_x-Speicherkatalysator, die Kühlschleife zwischen diesen und den Abgastemperatursensor zur Überwachung des Speicherkatalysators.

Ab dem Jahr 2005 ist es für die Automobilindustrie verpflichtend, bei der Homologation neuer Personenkraftfahrzeuge die Abgasstufe Euro IV zu erfüllen. Bei dieser wird auch die Alterung des Systems überwacht. So muss ein ab diesem Zeitpunkt in den Markt eingeführtes Fahrzeug auch nach einer Laufleistung von 100.000 km oder einem Alter von 5 Jahren die Abgasnorm erfüllen.

Bei den Versuchsfahrzeugen sind die Abgasemissionen im Neuzustand und anschließend alle 20.000 km gemessen worden. Um die Ursachen für eventuelle Verschlechterungen besser untersuchen zu können, wurden im Bedarfsfall zusätzlich noch Modalanalysen durchgeführt. Dabei werden die Emissionen im Realzeitverfahren kontrolliert und nicht, wie beim NEDC-Test (**N**ew **E**uropean **D**rive **C**ycle) in zwei Beuteln gesammelt. Auch wird das Abgas nicht nur an einer Stelle gemessen, sondern an folgenden drei Entnahmepunkten:

- Vor dem 3-Wege-Katalysator
- Zwischen dem 3-Wege- und dem NO_x-Speicherkatalysator
- Nach dem NO_x-Speicherkatalysator

Hierzu wurden die Abgassysteme der Fahrzeuge vor Testbeginn mit speziellen Entnahmestellen ausgerüstet.

Als besonders kritisch ist die Beständigkeit des NO_x-Speicherkatalysators zu sehen, da hier untersucht werden muss, ob das System thermisch stabil ist, die Konvertierungsraten trotz des Schwefels im Kraftstoff, welcher sich auf die Oberfläche des Speichers legt und somit die Konvertierung reduziert, ausreichend hoch sind und ob das Regenerierungssystem funktioniert, ohne den Katalysator zu schädigen [9, 11, 19-21, 23]

Nach Flottentestende werden acht Speicherkatalysatoren unter Laborbedingungen in Hinblick auf die Konvertierungsrate in Abhängigkeit der Temperatur genauer untersucht.

Durch die extreme thermische Beanspruchung des motornahen 3-Wege-Katalysators infolge der zwei Betriebsstrategien des Motors (Schichtbetrieb mit Abgastemperaturen kleiner als 120 °C im Leerlauf und mögliche katalysatorschädigende Wirkung von Zündaussetzern) ist auch die Analyse seiner Konvertierungsrate Teil der Arbeit. Hierzu kann während der Abgasuntersuchungen die Konvertierungsrate errechnet werden durch den Vergleich der Rohemissionen und der Emissionen hinter dem 3-Wege-Katalysator.

3. Diagnose des Motorsystems (EOBD)

Im Rahmen der Abgasemissionsstufe Euro 4 ist die Diagnose des Motorssystems gesetzlich vorgeschrieben. Die Motorsteuerung muss in der Lage sein, den Fahrer über verbrauchs- und abgasrelevante Systemfehler zu informieren. Dies erfolgt in der Regel über eine Lampe in der Instrumententafel oder eine Kurznachricht im Informationsdisplay durch die der Fahrer Systemfehler, wie Katalysatorbeschädigung, eine nicht zulässige Zahl an Zündaussetzern und der Ausfall von abgas- und verbrauchsrelevanten Sensoren, wie Lambdasonde, Abgastemperatursensor oder Luftmassenmesser mitgeteilt bekommt.

Während ein Sensorausfall für die Motorsteuerung leicht zu erkennen ist, wird dies bei geringeren Änderungen über die Alterung nur schwer zu erfassen sein.

4. Dauerhaltbarkeit des Zündsystems

Obwohl bei der Benzindirekteinspritzung deutlich höhere Zündenergien notwendig sind als beim konventionellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung und damit die

Zündspulen stärker belastet werden, stellt deren Dauerhaltbarkeit kein zu erwartendes Problem dar.

Vielmehr ist die Untersuchung der Dauerhaltbarkeit der Zündkerzen von Bedeutung. Sie unterliegen deutlich höheren Zündspannungen und werden durch den eventuellen Kontakt von flüssigem Kraftstoff bei nicht hinreichender Gemischbildung extremen Temperaturschwankungen ausgesetzt (Thermoschock). Das Wechselintervall der Zündkerzen ist auf 60.000 km festgelegt worden. Untersuchungen des Verschleißes an den Masse- und Mittelelektroden und dem Keramikkörper, sowie der nötigen Funkendurchschlagsenergie erfolgen an jeder ausgebauten Zündkerze, um eine Bewertung des möglichen Wechselintervalls zu erhalten. Da es sich bei der Zündkerze um eine sehr teure 4-Massen-Gleitfunkenzündkerze mit platinbeschichteten Elektroden handelt, ist ein langes Wechselintervall im Sinne der Kundenzufriedenheit wünschenswert. Da die Zündkerze ein Faktor des statistischen Versuchs ist und darin bewusst der Abstand zwischen den Massenelektroden und der Mittelelektrode verstellt worden ist, wird auf ihre Bedeutung für die Systemrobustheit im Verlauf dieses Kapitels noch ausführlicher eingegangen.

5. Ablagerungen im Einlasssystem

Bei dem wandgeführten Brennverfahren ist die gezielte Ladungsbewegung als Transportmechanismus aufgrund der weiten Entfernung zwischen Einspritzventil und Zündkerze von besonderer Bedeutung. Bei den Einlasskanälen ergeben sich Herstellungstoleranzen durch das Gießverfahren [16, 31]

Vorangegangene Untersuchungen an Prototypenmotoren und einer Fahrzeugflotte von zwanzig Fahrzeugen zweier Automobilhersteller mit Benzindirekteinspritzung haben gezeigt, dass die Benzindirekteinspritzung das bei Vergasermotoren bekannte Phänomen der Ablagerungsbildung im Einlasssystem, insbesondere auf den Einlassventilen, mit sich bringt. So zeigten Leistungsmessungen an einem Rollenprüfstand Leistungseinbussen von bis zu 27 Prozent an diesen Fahrzeugen nach Laufleistungen zwischen 30.000 und 150.000 km.

Dieses Problem wurde bei saugrohreingespritzten Ottomotoren, wo der flüssige Kraftstoff direkt auf die Ventile gelangt, durch die Zugabe von Kraftstoffadditiven gelöst. Diese Additive sind bei der Benzindirekteinspritzung nicht wirksam, da der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt wird.

Mit Hilfe von Endoskop-Untersuchungen nach jeweils 20.000 km wurden die Einlassventile, die Einlasskanäle und der Brennraum über die Zündkerzenbohrung beobachtet. Das Interesse liegt darin, ein Erkenntnis über den Bildungsmechanismus der Ablagerungen zu erhalten, um somit die Frage klären zu können, ob der Aufbau bis zu einem bestimmten Punkt linear abläuft und ob es ein Maximum gibt, ab dem sich ein Gleichgewicht zwischen Ablagerungsbildung und Abbrechen von Ablagerungen einstellt.

Nach Abschluss des Versuchs werden von zehn bis zwölf Fahrzeugen die verschmutzten Einlassventile ausgebaut, um die Masse der Ablagerungen zu erhalten.

Einige besonders stark verschmutzte Zylinderköpfe werden im Anschluss an den Flottenversuch auf einer Fließbank in Bezug auf Durchfluss und Ladungsbewegung kontrolliert.

Dieser Arbeit vorangegangene von mir durchgeführte Untersuchungen haben als Haupteinflussfaktor für Ablagerungen im Einlasssystem den feinen Ölnebel im Kurbelwellenentlüftungssystem ergeben. Da dies ein wichtiges Ergebnis des Versuchs ist, wird darauf später ausführlicher eingegangen.

6. Ölalterung

Beim wandgeführten Brennverfahren erfolgt der Gemischtransport zur Zündkerze über die speziell geformte Kolbenmulde. Im Schichtbetrieb ist zu erwarten, dass die hohe Kolbenbodentemperatur eine vollständige Verdampfung des Kraftstoffes bewirkt. Es kann beim Kaltstart zur Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände und des Kolbenbodens kommen, was zu einer Abwaschung des Schmierfilms und zum Verschleiß der Zylinderlaufflächen führen kann. Auch kann der Kraftstoff in den Ölkreislauf gelangen und somit zu einer Ölverdünnung führen.

Bei allen Fahrzeugen wurde eine Ölprobe während des vorgeschriebenen Serviceintervalls von 20.000 km entnommen und bei einigen zusätzlich alle 5.000 km. Die Proben wurden bei der Firma Texaco/Gent, Belgien hinsichtlich Metall-, Wasser- und Kraftstoffgehalt und der kinematischen Viskosität bei 40 und 100 °C analysiert. Es soll damit geklärt werden, ob die bei allen anderen Fahrzeugen geltenden Richtlinien der Ölspezifikationen für ein Service-Intervall von 20.000 km übernommen werden können. Die Ford-Werke GmbH schreibt bei ihren Personenkraftwagen mit Ottomotoren die Verwendung eines Motorenöles mit der

Viskositätsklasse SAE 5W-30 vor, welches die API-Klasse (**A**merican **P**etroleum Institute) SL/EC, GF-2 und die ACEA-Klasse (Vereinigung europäischer Autokonstrukteure) A1/B1 erfüllt. Hierzu müssen mit dem Motoröl diverse Labor- und Motortests durchgeführt werden, bei denen entsprechend diesen Klassen Kriterien in Bezug auf Scherstabilität, Verschlämmung, Kraftstoffverbrauch, Schwefel- und Phosphoranteil, Schaumbildung, Verschleiß und anderen Parametern zu erfüllen sind. Dabei handelt es sich um genormte Industrietests, welche für jeden Schmierstoffhersteller verbindlich sind.

7. Kraftstoffverbrauch über der Laufleistung

Über wöchentliche Berichte der Fahrer, in denen auch die Fahrleistung und der Kraftstoffverbrauch dokumentiert werden, wird der Verbrauch über der Laufleistung analysiert. Hieraus lassen sich Unterschiede zwischen den einzelnen Nutzungsbedingungen ermitteln, auf welche im Verlauf des Kapitels noch ausführlich eingegangen wird.

Parallel zu diesen Messungen wird im Laufe der planmäßigen Abgasuntersuchungen der Verbrauch im NEDC-Zyklus errechnet. Hier findet die gängige Methode der Kohlenstoffbilanz Anwendung, bei welcher der Kraftstoffverbrauch über die unverbrannten Kohlenwasserstoffe, sowie die CO- und CO₂-Emissionen, unter Berücksichtigung der Kraftstoffdichte, mit einer Genauigkeit von ca. $\pm$ 3 Prozent bestimmt wird.

8. Einfluss der Laufleistung auf das Fahrverhalten

Anhand der Berichte der Nutzer wird untersucht, ob sich das Fahrverhalten der Fahrzeuge über der Laufleistung verändert. Hier werden die Fahrzeugnutzer gefragt nach aufgefallenen Veränderungen in Bezug auf Störgeräusche, Vibrationen und Motoransprechverhalten.

Um das Betriebsverhalten der Fahrzeuge besser beschreiben zu können, wurden 16 der Fahrzeuge mit einem Datenerfassungssystem ausgerüstet. Hierbei handelt es sich um ein System der Firma AFT (Atlas Fahrzeugtechnik GmbH, Werdohl, Deutschland). Dies ist die RAMboX eines Computers, welcher die Daten mit einer Frequenz von 10 Hz direkt über den CAN-Bus aus der Bosch-Motorsteuerung MED7 abgreift und auf einer Speicherkarte ablegt. Die Temperaturmesskanäle im Abgassystem, sowie auf der Oberfläche des Kraftstoffspeichers und an den

Getriebeeinheiten kommen als analoge Signale über speziell angebrachte Temperatursensoren, welche separat in den Datenrekorder eingespeist werden. Hier liegt die Messfrequenz aufgrund der Trägheit der Sensoren bei nur 1 Hz.

Nr.	Name	Einheit	Beschreibung
1	nmot_w	1/min	Motordrehzahl
2	ngas_w	1/s	Drehzahländerung
3	vroh_w	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
4	actengtq	Nm	Drehmoment
5	B_kd	0/1	Fahrpedal voll durchgetreten nein/ja
6	B_ll	0/1	Leerlauf aktiv nein/ja
7	B_kl15	0/1	Zündung aus/an
8	B_brems	0/1	Bremse aktiv nein/ja
9	tmot	Grad C	Kühlwassertemperatur
10	tans	Grad C	Ansauglufttemperatur
11	gangauti		Gang
12	tavhkk_w	Grad C	berechnete Abgastemperatur vor 3-Wege-Kat.
13	Rk_w	%	rel. Kraftstoffmasse
14	RI_w	%	rel. Luftmasse
15	psdss_w	hPa	Saugrohrdruck
16	zwout	Grad KW	Zündwinkel
17	prist_w	MPa	Kraftstoffdruck
18	mshfm_w	kg/h	Luftmassenfluss
19	lamsoni		Lambda
20	B_hom	0/1	Homogenbetrieb nein/ja
21	B_sch	0/1	Schichtbetrieb nein/ja
22	Ti_w	ms	Einspritzzeit
23	lbkist_w	%	Position Ladungsbewegungsklappe (auf=100%)
24	wesb_w	Grad KW	Einspritzbeginn
25	wdkba_w	%	Drosselklappenstellung (auf=100%)
26	dwkrz_0	Anzahl	Fehlzündungen, Zylinder 1
27	dwkrz_1	Anzahl	Fehlzündungen, Zylinder 2
28	dwkrz_2	Anzahl	Fehlzündungen, Zylinder 3
29	wese_w	Grad KW	Einspritzende
30	agrvp_w	%	Abgasrückführrate
31	vsks_w	ml/s	aktueller Kraftstoffverbrauch
32	fcmend	0/1	Fehlermeldung Motorsteuerung nein/ja
33	B_gsch	0/1	Schaltvorgang nein/ja
34	B_denox	0/1	Leerung NOx-Speicherkatalysator nein/ja
35	B_deserf	0/1	Entschwefelung NOx-Speicherkatalysator nein/ja
36	ushk	V	Spannung der Lambda-Sonde vor 3-Wege-Kat.
37	t_oil	Grad C	Temperatur in Ölwanne
38	t_cccpres	Grad C	Abgastemperatur vor 3-Wege-Kat.
39	t_cccmid	Grad C	Abgastemperatur im 3-Wege-Kat.
40	t_intpre	Grad C	Abgastemperatur vor NOx-Speicherkat.
41	t_intmid	Grad C	Abgastemperatur im NOx-Speicherkat.
42	t_asmact	Grad C	Temperatur am Getriebe-Schaltaktuator
43	t_asmst	Grad C	Temperatur am Getriebe-Steuermodul
44	t_fuelpu	Grad C	Temperatur auf Oberfläche der Kraftstoffpumpe

Abbildung 19: Darstellung der motorrelevanten Aufzeichnungsparameter

Diese Daten werden in einem Ringspeicher hinterlegt, der es ermöglicht, dass die aktuellsten Daten erhalten bleiben, auch wenn die Kapazität der Speicherkarte erschöpft ist. Diese Informationen sind bei einem Problem des Fahrzeuges oder dessen Ausfall von besonders hohem Interesse. Die **Abbildung 19** zeigt die motorrelevanten Parameter. Zusätzlich sind noch einige Kanäle aus der Getriebesteuerung aufgezeichnet worden, auf die hier aber nicht weiter eingegangen wird.

Um das Nutzungsprofil der Fahrzeuge schnell analysieren zu können, wurde das Datenaufzeichnungsgerät so programmiert, dass zusätzlich zu den Zeitschrieben auch Histogramme erstellt werden. In **Abbildung 20** sind einige der Histogramme aufgeführt.

Hierbei werden die Informationen der Online-Messungen direkt in Kennfelder aufsummiert, so dass man eine Verteilung über die gesamte Aufzeichnungszeit erhält. Anders als bei dem Ringspeicher werden diese Daten nicht überschrieben, sondern während der gesamten Betriebszeit des Datenaufzeichnungsgeräts ständig aktualisiert und als ASCII-File abgelegt, welches problemlos zur weiteren Verarbeitung und Analyse mit einem Computerprogramm, wie z. B. Microsoft Excel[®] betrachtet werden kann. Zur Auswertung dieser Daten wurde für das Programm ein Makro entwickelt, welches auf einer benutzerfreundlichen Oberfläche die Darstellung der aufgenommenen Histogramme ermöglicht. Im ersten Schritt wird der Nutzer gefragt, ob er eine Auswertung nach Fahrzeugnummer oder nach speziellen Parametern wünscht, auf die in diesem Kapitel später ausführlicher eingegangen wird. **Abbildung 21** zeigt das Benutzerfenster für die Auswertung nach speziellen Parametern. Neben diesen ist auch die Kilometerlaufleistung wählbar. Dies ermöglicht eine Veränderung im Nutzungsverhalten beurteilen zu können. Um diese Daten im 5.000 km-Intervall der einzelnen Fahrzeuge zu erhalten, wurden die Speicherkarten in diesem Intervall ausgetauscht.

x-Achse		y-Achse		z-Achse	Bemerkung
Name	Signal	Name	Signal		
Fahrzeuggeschwindigkeit	vroh_w	Gang	gangauti	Zeit	
Fahrzeuggeschwindigkeit	vroh_w	Gang	gangauti	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Ansauglufttemperatur	tans	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Ansauglufttemperatur	tans	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Kühlwassertemperatur	tmot	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Kühlwassertemperatur	tmot	Zeit	
Zeit "Zündung an"	B_kl15	Distanz	(vroh_w)		
Leerlauf	B_ll	Zeit			
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	Zeit	nur im Schichtbetrieb
Drehmoment	actengtorq	Drehmomentänderung	(actengtroq)	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Drehzahländerung	ngas_w	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Drehzahländerung	ngas_w	Zeit	
Fahrzeuggeschwindigkeit	vroh_w	Geschwindigkeitsänderung	(vroh_w)	Zeit	
Fahrzeuggeschwindigkeit	vroh_w	Geschwindigkeitsänderung	(vroh_w)	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Öltemperatur	t_oil	Zeit	
Motordrehzahl	nmot_w	Öltemperatur	t_oil	Zeit	
Bremse aktiv	B_brems	Zeit			B_brems = 1
Fahrpedal voll durchgetreten	B_kd	Zeit			B_kd = 1
Schichtbetrieb (Bit)	B_sch	Zeit			B_sch = 1
Schichtbetrieb	lamsoni	Zeit			lamsoni >= 1.07
Homogenbetrieb (Bit)	B_hom	Zeit			B_hom = 1
Homogenbetrieb (Lambda=1)	lamsoni	Zeit			0.98<lamsoni<1.02
Homogenbetrieb (Lambda<1)	lamsoni	Zeit			0.5<lamsoni<0.98
Homogenbetrieb (Lambda>1)	lamsoni	Zeit			1.02<lamsoni<1.07
Kraftstoffabschaltung	vsks=0	Zeit			während vroh >= 0.1 km/h
Homogenbetrieb "fett"	lamsoni	Zeit			lamsoni<0.93 (actengtrq>70 + nmot > 800rpm oder 5<actengtrq<70 + nmot>4500)
Fehlzündungen 1. Zylinder	fzkat_0	Anzahl			
Fehlzündungen 2. Zylinder	fzkat_1	Anzahl			
Fehlzündungen 3. Zylinder	fzkat_2	Anzahl			
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	Durchschnittsverbr. (l/100km)	t_oil >= 90°C + homogen
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	Durchschnittsverbr. (l/100km)	T_oil >= 90°C + Schichtbetrieb
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	durchschn. Lambda	tmot >= 60°C + homogen
Motordrehzahl	nmot_w	Drehmoment	actengtorq	durchschn. Lambda	tmot >= 60°C + Schichtbetrieb
Temp vor 3-Wege-Kat.	t_cccpres	Lambda	lamsoni_w	Anzahl	
Temp im 3-Wege-Kat.	t_cccmid	Lambda	lamsoni_w	Anzahl	
Temp vor NOx-Speicherkat.	t_intpres	Lambda	lamsoni_w	Anzahl	
Temp im NOx-Speicherkat.	t_intmid	Lambda	lamsoni_w	Anzahl	
Fahrdistanz	(vroh_w)	Durchschnittsverbr. pro Fahrt	(vsks_w)	Anzahl	
Durchschnittsverbrauch	(vsks_w)				über alle Fahrten
Fahrdistanz	(vroh_w)	Durchschnittsgeschwindigkeit	(vsks_w)	Anzahl der Fahrten	
Temperatur an der Kraftstoffpumpe	t_fuelpu	Zeit			
Temperatur am Getriebe-Schaltaktuator	t_asmact	Zeit			
Öltemperatur	t_oil	Ansauglufttemperatur	tans	Zeit	
Öltemperatur	t_oil	Ansauglufttemperatur	tans	Zeit	
Öltemperatur	t_oil	Kühlwassertemperatur	tmot	Zeit	
Kühlwassertemperatur	tmot	Ansauglufttemperatur	tans	Zeit	
Anzahl der Starts	(nmot_w)	Anzahl			
Zeit "Zündung an"	B_kl15	Zeit			
Zeit "Motor an"	(nmot_w)	Zeit			
Fehlermeldung im Motor-Steuermodul	fcmend	Anzahl			

Abbildung 20: Auflistung der mit dem Datenrekorder aufgezeichneten Histogramme

Step 2 - Choose vehicle characteristics you are interested in.

DoE Noise Factors

Location

☒ All Locations
☐ Germany
☐ Spain
☐ Finland

Aging Method / Driving Style

☒ All Methods
☐ Hot Delivery
☐ Low Speed / Low Mileage
☐ High Speed / High Mileage

Mileage Range

From ,000 to ,000
 Kilometers Kilometers

*Note that Vehicles that have not reached the minimum of the mileage range will not be included in the search. Likewise selected vehicles will be included if they have reached the minimum of the mileage range, even if they have not yet reached the maximum of the mileage range.

DoE Parameter Settings

Fuel Pressure Regulator All Pressures	PCV Return All Types	Spark Plug Gap All Gaps	UEGO All Limits
Ignition Timing All Timing	Fuel Injection All Injection	EGR All Limits	HEGO All Limits
SCV Position All Positions	MAP All Limits	MAF All Limits	Build Level 4P1

Cancel Back Next

Abbildung 21: Eingabefenster des Auswerte-Tools der Rekorderaufzeichnungen

Bei den Abgasmessungen werden Beschleunigungszeiten von 60-100 km/h im 4. Gang und 80-120 km/h im 5. Gang gemessen, um den Einfluss der Alterung auf diese Parameter analysieren zu können.

Aufbau des Versuchs

Zusätzlich wird untersucht, ob die neue Technik einen erhöhten oder bisher nicht bekannten Servicebedarf erforderlich macht.

Die 47 Fahrzeuge der in Kapitel 3 beschriebenen Konfiguration sind in folgende zwei Gruppen eingeteilt:

Die erste Gruppe besteht aus 15 Vorserienfahrzeugen, die im Folgenden als 1PP-Fahrzeuge (**1st Phase of Production prove out**) bezeichnet werden.

Sie beinhalten Bauteile aus dem Prototypenstatus, welche zwar seriennah, aber zum Teil mit einem geringeren Automatisierungsgrad gefertigt worden sind. Diese Fahrzeuge sind vor dem größeren Teil der Flotte von Entwicklungsingenieuren getestet worden, um potentielle Probleme zu entdecken und diese so vor der endgültigen Serienkalibrierung beseitigen zu können. Die Vorserienkalibrierung hätte rechtlich auch keine andere als die interne Nutzung zugelassen, da sowohl der

Getriebekalibrierungs- als auch der Motorkalibrierungsstatus nicht für die öffentliche Nutzung freigegeben waren.

Zeitgleich mit der Freigabe der Serienkalibrierung und dem Start des Versuchs sind diese Fahrzeuge als Referenzfahrzeuge in den Versuch eingeflossen und in Kundenhand übergeben worden.

Die Fahrzeuge wurden an ausgewählte Kunden außerhalb der Ford-Werke GmbH ausgegeben, da ein interner Einsatz das Ergebnis beeinflusst hätte. Außerdem haben vorangegangene Flottenversuche gezeigt, dass es sinnvoller ist, Kunden zu wählen, die keinen ausgeprägten technischen Hintergrund haben. Dies führt zwar häufig zu ungenauen Fehlerbeschreibungen, gibt aber eine reale Auskunft über die Kundenakzeptanz.

Die zweite Gruppe besteht aus 32 Fahrzeugen, die im folgenden Verlauf als DoE-Flotte (**D**esign **o**f **E**xperiments, statistische Versuchsplanung) bezeichnet wird.

Diese Fahrzeuge sind unter Serienbedingungen produziert worden. Eine herstellungsbedingte Großserienstreuung bei den Fertigungsmassen ist bei diesen Fahrzeugen durch die bewusste Verstellung von 12 motorrelevanten Parametern simuliert worden. Hier wurden die Parameter ausgewählt, die im Hinblick auf den Unterschied zwischen der herkömmlichen Saugrohreinspritzung und der Benzindirekteinspritzung zur Bewertung der Systemrobustheit von maßgeblichem Einfluss sind. Auf die Bedeutung der einzelnen Parameter wird im weiteren Verlauf des Kapitels detailliert eingegangen. Die Verstellung ist bewusst an die äußeren Grenzen der heutzutage zulässigen Fertigungstoleranz bei Ottomotoren mit herkömmlicher Saugrohreinspritzung gesetzt worden, um so eine Erkenntnis darüber zu gewinnen, wie sich dies auf die Störanfälligkeit des Gesamtsystems auswirkt. Da die Fertigung dieser Teile oft nicht gezielt möglich war, sind viele der Grenzwerte über einen Offset in der Motorkalibrierung eingestellt worden. Hierzu wurden alle Teile genau vermessen und darauf basierend für jedes Fahrzeug eine eigene Kalibrierung abweichend von der Serienkalibrierung erstellt.

Aus Kostengründen standen nur 32 Fahrzeuge für die Untersuchung zur Verfügung, so dass die Parameter unter Verwendung der statistischen Versuchsplanung angeordnet worden sind.

Die statistische Versuchsplanung (DoE) ist eine Methode, mit der unter dem Aspekt der Minimierung von Entwicklungskosten besonders effizient der Einfluss von ausgesuchten Parametern (Kontrollfaktoren) auf die Qualität eines Produktes

ermittelt werden kann. In diesem Versuch sind die Qualitätsmerkmale die zu Beginn des Kapitels beschriebenen Kriterien zur Bewertung der Robustheit.

Diejenigen Kontrollfaktoren, von denen man weiß, dass sie den Haupteinfluss auf die Qualitätsmerkmale haben, werden nach einem systematischen Schema variiert.

Damit diese Methodik funktioniert, sind folgende Maßnahmen notwendig:

- Zielformulierung
- Auswahl der Kontrollfaktoren
- Auswahl des Versuchsplans
- Versuchsdurchführung und Überwachung
- Auswertung der Ergebnisse in Bezug auf die Qualitätsmerkmale
- Ableitung von Maßnahmen zur Produktverbesserung

Bei der Auswahl der Kontrollfaktoren ist es besonders wichtig, dass kein Faktor vergessen wird, der einen höheren Einfluss auf die Qualitätsmerkmale hat, als die gewählten Parameter. Wäre dies nicht der Fall, minimiert sich die Aussagekraft des Experimentes. Wählt man die Kontrollfaktoren auf zwei Stufen, setzt man die Annahme voraus, dass deren Einflüsse linear sind.

Der Versuchsplan wird unter dem Aspekt des Kosten-Nutzen-Faktors gewählt. Die maximale Aussagekraft würde ein Vollfaktorplan bieten, der aber dadurch, dass er alle Einzel- und Wechselwirkungen berücksichtigt, den höchsten Testumfang besitzt. So liegt die Anzahl der Versuche beim Vollfaktorplan bei $N = n^k$, wobei n die Anzahl der Verstellstufen und k die Menge der Kontrollfaktoren angibt. Daraus würde sich bei 12 zweistufigen Kontrollfaktoren eine Versuchsanzahl von 4096 ergeben.

Unter den gegebenen Randbedingungen der 12 motorrelevanten Kontrollfaktoren und den zwei zusätzlichen Parametern Einsatzort und Fahrzyklus wurde ein teilfaktorieller orthogonaler Versuchsplan gewählt. Bei diesem werden in der Versuchsmatrix einige Haupteffekte auf die Spalten von Wechselwirkungen gesetzt, von denen man annehmen kann, dass sie keinen besonderen Einfluss haben. Die Wechselwirkungen können bei diesem Versuchsaufbau nicht mehr analysiert werden. Der Versuchsaufbau wurde gewählt, da mit ihm wichtige von unwichtigen Faktoren getrennt werden können.

Durch die starke Versuchskomprimierung, bei welcher sehr viele Parameter in einer geringen Fahrzeugzahl eingesetzt werden, ist die Aussagekraft bezüglich Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Faktoren sehr gering und die Störanfälligkeit bei dem Ausfall von Versuchsträgern groß.

Der Wunsch nach einer guten Aussagesicherheit setzt bei allen Fahrzeugen eine hohe Kilometerlaufleistung voraus, da es leicht verständlich ist, dass zu Beginn des Tests in der Einlaufphase der Fahrzeuge viele Störgrößen, wie zum Beispiel unterschiedliche innere Reibungsverluste auftreten können.

Die Anwendung dieser Testmethodik soll klären, ob sie an dem Objekt „Gesamtfahrzeug“ in diesem Umfang sinnvoll ist.

Abbildung 22 zeigt tabellarisch die einzelnen Parameter und deren Verstellbereich. Der Aufbau der Versuchsreihe und die Verteilung der Parametervorellung ist in **Abbildung 23** dargestellt. Die hier zusätzlich aufgeführten dreistufigen Kontrollparameter Einsatzgebiet und Fahrzyklus werden im Verlauf des Kapitels ausführlicher beschrieben.

Im Einzelnen wird nun auf die Parameter eingegangen, um deren Bedeutung auf die Robustheit des Systems zu klären.

Versuchsparameter

Nr.	Kontrollfaktor	LEVEL		Simuliert über Kalibrierung
		untere Toleranzgrenze	obere Toleranzgrenze	
1	Ölgehalt im Kurbelwellengehäuse-Entlüftungssystem (PCV)	Serienstand (normaler Ölgehalt)	minimierter Ölgehalt durch zusätzlichen Ölabscheider	
2	Drucksensor im Kraftstofftank	4 bar - 2%	4 bar +2%	
3	Zündzeitpunkt (ZZP)	-1.5 Grad KW	+1.5 Grad KW	X
4	Einspritzzeitpunkt (EZP)	-1.5 Grad KW	+1.5 Grad KW	X
5	Bauzeitpunkt des Fahrzeuges	Level 1 (16 Fahrzeuge)	Level 2 (16 Fahrzeuge)	
6	Elektrodenabstand der Zündkerze	0.55 mm (Serie)	0.80 mm	
7	Abgasrückführate (AGR)	niedriges Limit mit Offset am Stellmotor (- 1 Stufe = -0.2 mm)	oberes Limit mit Offset am Stellmotor (+ 1 Stufe = +0.2 mm)	X
8	Stellung der Ladungsbewegungsklappe (LBK)	niedriges Limit mit Offset am Stellmotor (- 1 Stufe = -2.5°)	oberes Limit mit Offset am Stellmotor (+ 1 Stufe = +2.5°)	X
9	Saugrohrdruck	-2 σ = -7.5 mbar	+2 σ = +7.5 mbar	X
10	Ansaugluftmenge	-2 σ = -3 %	+2 σ = +3 %	X
11	Lambdasonde Vor-Kat (UEGO)	-2 σ = -4 %	+2 σ = +4 %	X
12	Lambdasonde Nach-Kat (HEGO)	-2 σ = -4 %	+2 σ = +4 %	X

Abbildung 22: Tabelle der verstellten Parameter

DoE Nr.	IG Nr.	Kontrollfaktoren										3 Stufen		
		2 Stufen										Einsatzgebiet	Fahrprofil	
		Drucksensor im Tank	ZZP	EZP	Baulevel	Elektrodenabstand ZK	AGR-Ventil (Stellweg)	LBK-Winkel	Saugrohrdruck	Ansaugluftmenge	UEGO	HEGO		
1	IG 235	mit Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Finnland	Low Speed / Low Mileage
2	IG 236	ohne Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	- 3%	4%	Finnland	Hot Delivery
3	IG 221	mit Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
4	IG 222	ohne Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	High Speed / High Mileage
5	IG 223	mit Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Spanien	Low Speed / Low Mileage
6	IG 224	ohne Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Spanien	Hot Delivery
7	IG 225	mit Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	- 3%	4%	Deutschland	Hot Delivery
8	IG 226	ohne Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Deutschland	High Speed / High Mileage
9	IG 227	mit Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	High Speed / High Mileage
10	IG 228	ohne Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	4%	Deutschland	Hot Delivery
11	IG 229	mit Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Spanien	Hot Delivery
12	IG 230	ohne Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	4%	Spanien	Low Speed / Low Mileage
13	IG 231	mit Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Deutschland	High Speed / High Mileage
14	IG 232	ohne Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
15	IG 233	mit Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	4%	Finnland	Hot Delivery
16	IG 234	ohne Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 1	0.55 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Finnland	Low Speed / Low Mileage
17	IG 241	mit Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	4%	Spanien	High Speed / High Mileage
18	IG 242	ohne Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Spanien	Hot Delivery
19	IG 240	mit Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
20	IG 243	ohne Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Low Speed / Low Mileage
21	IG 246	mit Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	4%	Finnland	High Speed / High Mileage
22	IG 247	ohne Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Finnland	Hot Delivery
23	IG 253	mit Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
24	IG 254	ohne Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	- 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	4%	Deutschland	Low Speed / Low Mileage
25	IG 245	mit Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	4%	Deutschland	Low Speed / Low Mileage
26	IG 251	ohne Zyklon	4 bar - 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
27	IG 244	mit Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	+ 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Finnland	Hot Delivery
28	IG 255	ohne Zyklon	4 bar + 2%	- 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	- 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Finnland	High Speed / High Mileage
29	IG 252	mit Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	- 7.5 mbar	- 3%	- 4%	Deutschland	Low Speed / Low Mileage
30	IG 248	ohne Zyklon	4 bar - 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Deutschland	Hot Delivery
31	IG 249	mit Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.55 mm	- 0.2 mm	- 2.5°	- 7.5 mbar	+ 3%	- 4%	Spanien	Hot Delivery
32	IG 250	ohne Zyklon	4 bar + 2%	+ 1.5° KW	+ 1.5° KW	Level 2	0.8 mm	+ 0.2 mm	+ 2.5°	+ 7.5 mbar	+ 3%	4%	Spanien	High Speed / High Mileage

Abbildung 23: Darstellung der Anordnung der Kontrollfaktoren in den Fahrzeugen

a) Ölgehalt im Kurbelwellengehäuse-Entlüftungssystem

Infolge des hohen Verbrennungsdruckes gelangen Gase aus dem Brennraum in das Kurbelwellengehäuse, welche dort zu einem Überdruck führen. Durch ein Entlüftungssystem wird das Kurbelwellengehäuse vom Überdruck befreit. Dies liefert einen entscheidenden Beitrag zur Minimierung der Ölalterung [39, 40].

Durch den Gesetzgeber ist die Automobilindustrie dazu verpflichtet, diese Gase in den Motor zurückzuführen, was über eine Leitung in den Ansaugkanal, in dem überwiegend Unterdruck herrscht, realisiert wird. Durch die Ölverwirbelung der Kurbelwelle enthält dieses Gas einen Ölnebelanteil. Bei dem vorliegenden Versuchsträger führt die Ausgleichswelle noch zu einem verstärkten Ölgehalt.

Ölabscheider reduzieren den Ölgehalt, bevor das Gas in den Ansaugkanal gelangt. Diese bestehen in der Regel aus einem einfachen Labyrinth, an dessen Wänden das Öl kondensiert und zurück in die Ölwanne geführt wird. Ein solches System ist auch bei vorliegendem Motor im Einsatz.

Das Öl in dem Entlüftungsgas führt im Einlasssystem zu erheblichen Problemen. Vorangegangene Untersuchungen haben gezeigt, dass es sich auf den Einlassventilen und den Kanalwänden ablagert. Hierzu wurde an einem Prüfstandsmotor zwischen dem Einlasskrümmer und dem Zylinderkopf ein Filterelement eingebaut. **Abbildung 24** zeigt Aufnahmen der Filterelemente nach jeweils einer Stunde Testzeit bei zwei unterschiedlichen Lastpunkten. Deutlich zu erkennen ist die Ölnebelverteilung im Entlüftungssystem, auf die später ausführlicher bei der Ergebnisdiskussion der Ablagerungen eingegangen wird.

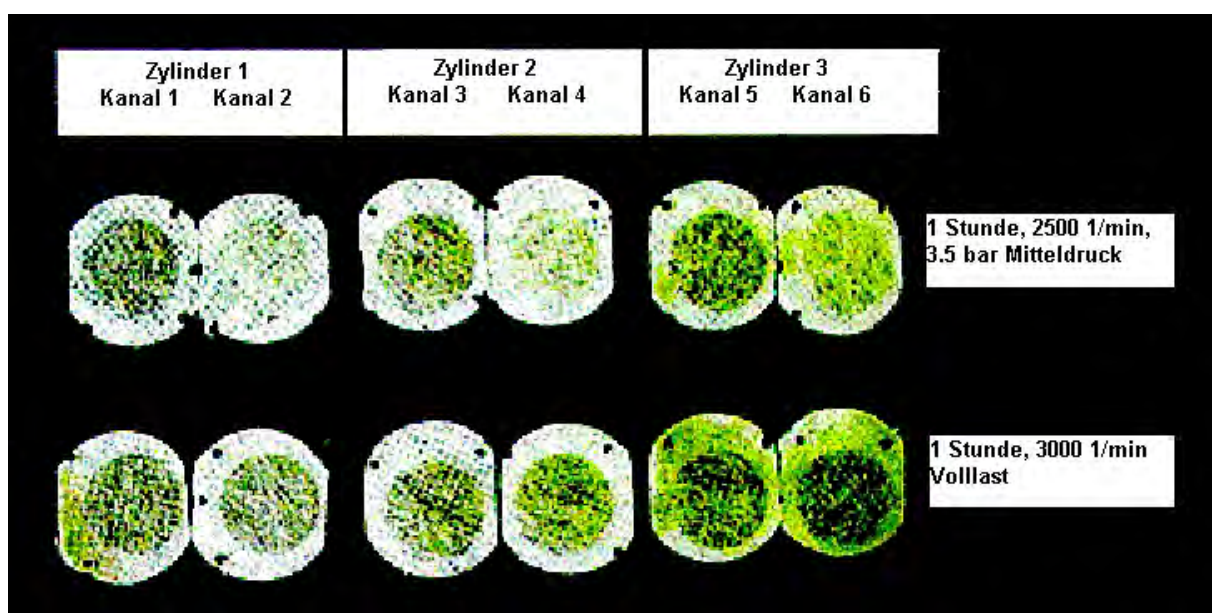


Abbildung 24: Filterelemente nach der Ölverteilungsmessung

Um den Einfluss dieses Phänomens beurteilen zu können, wurde in die Hälfte der Versuchsfahrzeuge ein zusätzlicher Ölabscheider eingebaut. Hierbei handelt es sich um einen Zyklonabscheider, der den Ölgehalt laut Tests an einem Motorenprüfstand um bis zu 85% reduziert. Das vom Zyklon aufgefangene Öl wird über das Führungsrohr des Ölmesstables zurück in die Ölwanne geführt.

b) Drucksensor im Kraftstofftank

Das Signal des Drucksensors im Kraftstofftank liefert der Motorsteuerung Informationen zum Vorförderdruck und hat somit Einfluss auf die berechnete Einspritzmenge beim Start. Dies ist von besonderer Bedeutung beim Kaltstart, wo noch kein Hochdruck im System herrscht und der Motor mit dem Vorförderdruck von 4 bar gestartet wird [36]. Um den Einfluss auf die Robustheit zu untersuchen wurden Sensoren mit Abweichungen $\pm 2\%$ vom Sollwert verbaut und die Auswirkung auf das Startverhalten beobachtet. Diese Abweichung entspricht der zulässigen Serientoleranz bei konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung. Zur Bewertung des Einflusses auf das Startverhalten dienen die Aufzeichnungen der Datenrekorder, mit dem die Zeit von der ersten Zündung bis zu dem Punkt erfasst wird, wo der Motor das erste Mal eine Drehzahl von 800 U/min erreicht und die Befragung der Fahrzeugnutzer, welche aber mehr als subjektiv zu bewerten ist.

c) Zündzeitpunkt (ZZP)

Der Zündzeitpunkt hat einen erheblichen Einfluss auf die Güte (Laufruhe, Zündaussetzer) der Verbrennung und somit auf Kraftstoffverbrauch, Schadstoffemissionen, Leistung und Drehmoment. So steigen bei einem verfrühten Zündzeitpunkt die NO_x -Emissionen, infolge des höheren Temperaturgradienten an, die Rußemissionen steigen bedingt durch die geringere Zeit zur Gemischaufbereitung ebenfalls an. Bei den HC-Emissionen und dem Verbrauch ist mit verfrühter Zündung ein leichter Rückgang zu beobachten, da nun mehr Zeit für die Verbrennung bleibt. Der optimale Zündzeitpunkt wird durch die NO_x -Emissionen festgelegt, da diese am sensibelsten reagieren. Zur Optimierung des Verbrauchs ist die Zündung beim wandgeführten Verfahren so zu wählen, dass die Lage der 50%-Verbrennung bei 0° KW liegt. Dies unterscheidet sich zu der Optimierung von Motoren mit Saugrohreinspritzung, da die Verbrennung im Schichtbetrieb zwar

schneller beginnt, aber nach hinten durch das zurückgeführte Abgas und die Abmagerung des Gemisches verschleppt wird.

Die Motorsteuerung errechnet den Zündzeitpunkt zu jedem beliebigen Drehzahl-Lastpunkt über den Kurbelwinkelsensor, welcher sein Signal über ein Triggerrad auf der Kurbelwelle bekommt. Die Fertigungstoleranz liegt hier bei $\pm 1.5^\circ \text{KW}$.

Weitere Abweichungen vom Sollwert können durch die Zündspule, die Verkabelung zur Zündspule und des Signalgebers in der Motorsteuerung kommen. Alle diese Komponenten addiert ergeben das nötige Stabilitätsfenster (vgl. Kapitel 2).

Gerade im Hinblick auf die Robustheit des Brennverfahrens im Schichtbetrieb, wo entscheidend ist, ob zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch an der Kerze vorliegt, ist dies ein sehr wichtiger Punkt [14]. Bei dem wandgeführten Brennverfahren haben Untersuchungen an einem Transparentmotor gezeigt, dass ein zündfähiges Gemisch ($0.6 < \lambda < 1.4$) in einem weiten Bereich von über 30°KW vorliegt. Dies ist beim strahlgeführten Verfahren kritischer, bei dem der Kraftstoffstrahl mit sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten an die Zündkerze gelangt [16]. Da sich der Zündzeitpunkt nur sehr schwierig über die Verstellung von Bauteilen beeinflussen lässt, wurde hierzu jeder Motor vermessen und die Einstellung der $\pm 1.5^\circ \text{KW}$ -Abweichungen vom Sollwert über einen Offset in der Kalibrierung vorgenommen.

d) Einspritzzeitpunkt (EZP)

Der Einspritzzeitpunkt entscheidet, welches Gemisch zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze vorliegt. Bei der Direkteinspritzung sind Zünd- und Einspritzzeitpunkt stark miteinander verknüpft. Im Schichtbetrieb ist die Zeitspanne zwischen Einspritzung und Zündung sehr kurz, um eine Homogenisierung des Gemisches zu vermeiden [14, 31]. Die Berechnung des Einspritzzeitpunktes erfolgt wie bei dem Zündzeitpunkt ebenfalls über das Signal des Kurbelwinkelsensors.

Die erforderliche Verstellung von $\pm 1.5^\circ \text{KW}$ vom Sollwert wurde auch hier über einen Offset in der Kalibrierung realisiert.

Der Einfluss des Einspritzzeitpunkts verhält sich wie beim Zündzeitpunkt. Besonders kritisch ist das Verhalten der beiden Parameter Zünd- und Einspritzzeitpunkt, wenn man diese in gegenläufige Richtungen verschiebt. Die **Abbildungen 25, 26 und 27** zeigen Stabilitätsfenster des Versuchsmotors im geschichteten Leerlauf. Hier sind die Einflüsse von Zünd- und Einspritzzeitpunkt zu erkennen. Generell ist aber

festzuhalten, dass der Einfluss bei einer Verstellung von 1.5 °KW, abgesehen von den Stickoxidemissionen nicht besonders groß ist. Ein Kästchen in den Diagrammen entspricht einem Winkel von 2°

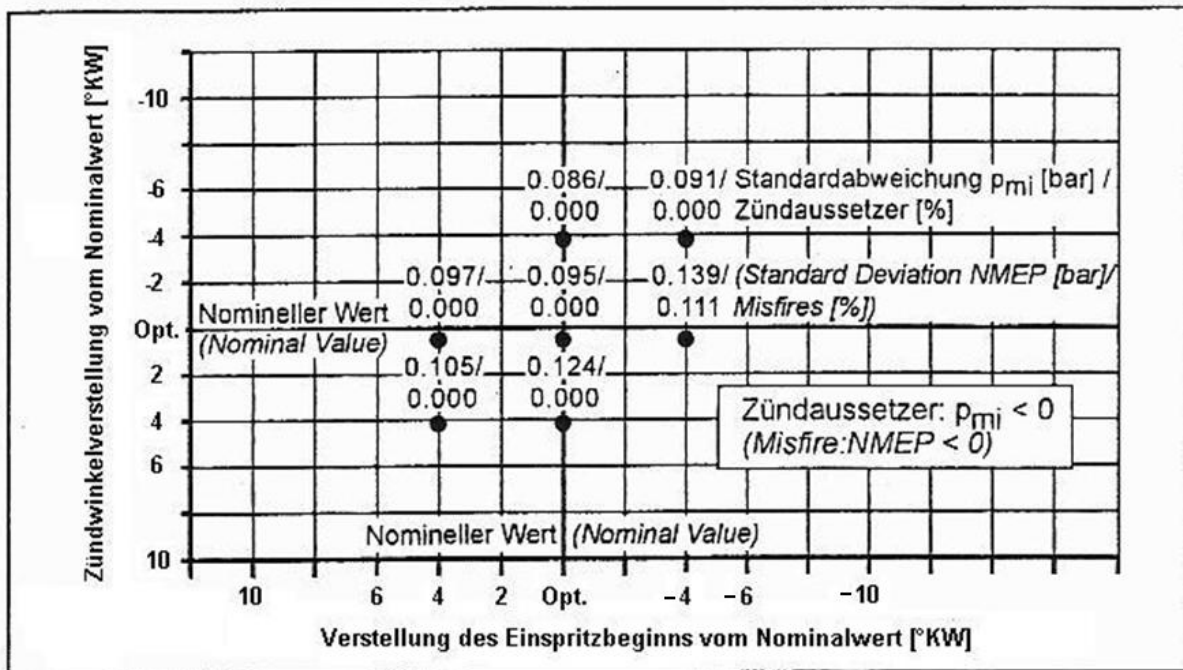


Abbildung 25: Einfluss von Zündwinkel und Einspritzbeginn auf Laufruhe (Standardabweichung p_{mi} [bar]) und Aussetzer [%] des Versuchsmotors [33]

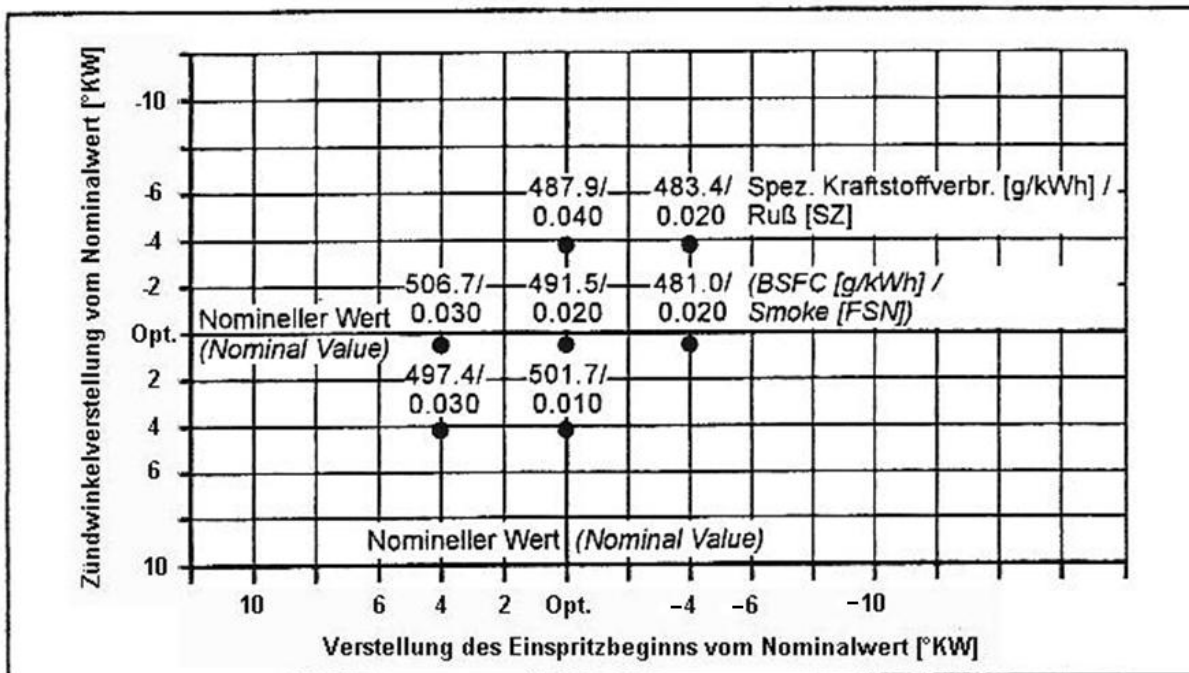


Abbildung 26: Einfluss von Zündwinkel und Einspritzbeginn auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch [g/kWh] und die Russbildung [SZ] des Versuchsmotors [33]

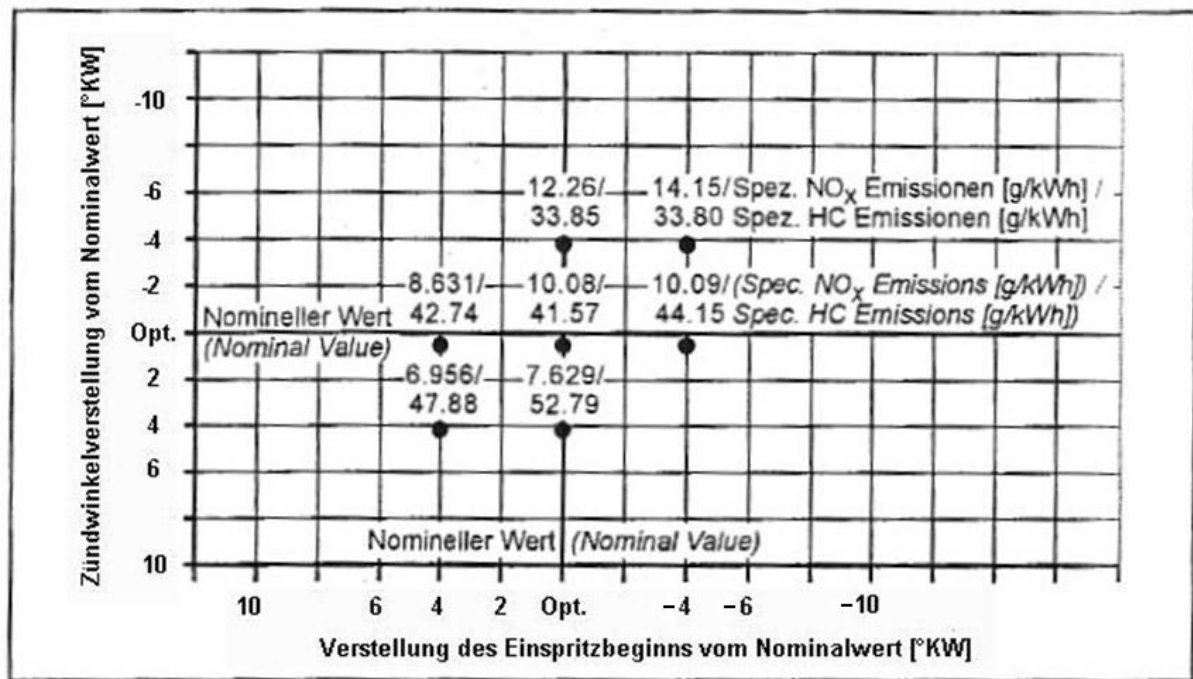


Abbildung 27: Einfluss von Zündwinkel und Einspritzbeginn auf die NO_x- und HC-Emissionen [g/kWh] des Versuchsmotors [33]

e) Bauzeitpunkt der Fahrzeuge

Dieser Faktor wurde berücksichtigt, um zu sehen, ob das Personal, welches die Fahrzeuge montiert, einen Einfluss auf deren Funktion hat. Hierzu wurden die Fahrzeuge in zwei verschiedenen Schichten gebaut. Sollte sich hier ein Einfluss ergeben, müsste zur Einführung des Produkts eine spezielle Einweisung des Fertigungspersonals erfolgen. Da die Hauptkomponenten des Fahrzeuges, wie Motor mit Getriebereinheit und Abgassystem aber als fertige Einheit an die Linie angeliefert werden, ist kein signifikanter Einfluss zu erwarten.

f) Elektrodenabstand der Zündkerze

Der Elektrodenabstand der Zündkerze beeinflusst Laufruhe und Aussetzerwahrscheinlichkeit der Verbrennung signifikant. Dies muss bei der Prüfung der Serientauglichkeit berücksichtigt werden. Hierzu wurden in die Hälfte der Fahrzeuge Zündkerzen mit einem größeren Elektrodenabstand verbaut. Dieser von 0.55 mm auf 0.8 mm gesteigerte Elektrodenabstand berücksichtigt sowohl die zulässige Fertigungstoleranz von 0.15 mm, als auch 0.1 mm-Alterungszuschlag für ein Wechselintervall von 60.000 km.

Ein großer Elektrodenabstand und ein damit verbundener weiter Bereich, in dem sich zum Funkenzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch gebildet hat, wäre wünschenswert, hat allerdings folgende Nachteile:

- Weite Auslenkung des Zündfunkens durch die zum Gemischtransport nötige Zylinderinnenströmung bis hin zum Funkenabriss $\Rightarrow$ Zündaussetzer und schlechte Laufruhe
- Sehr hohe Zündenergie nötig $\Rightarrow$ starker Verschleiß an der Mittelelektrode und kurze Wechselintervalle
- Zündprobleme im Volllastbereich, wo durch den hohen Brennraumdruck der Zündenergiebedarf maximal ist $\Rightarrow$ Zündaussetzer und schlechte Laufruhe

Die ausgewählte Vier-Massenelektrode bietet hier den Vorteil der hohen Wahrscheinlichkeit, dass immer eine Massenelektrode zwischen Strömung und Funken steht [31].

g) Abgasrückführrate (AGR)

Die Abgasrückführrate hat einen besonders großen Einfluss auf die Stickoxidemissionen durch die in Kapitel 2 beschriebenen Faktoren. In der Bandbreite der Fertigungstoleranzen ist der Einfluss auf andere Faktoren, wie Verbrauch, Laufruhe, Zündaussetzer, HC- und Rußemissionen vernachlässigbar, wie Messungen am Motorprüfstand verdeutlicht haben. Um diesen Einfluss auf die NO_x -Emissionen untersuchen zu können, wurde bei den Fahrzeugen der Stellmotor des Abgasrückführventils über die Kalibrierung mit einem Offset versehen, wodurch die Position des Ventils ± 0.2 mm vom Sollwert abweicht.

h) Stellung der Ladungsbewegungsklappe (LBK)

Über die Position der Ladungsbewegungsklappe wird während des Schichtbetriebes die Intensität der Ladungsbewegung eingestellt.

Bei luft- und wandgeführten Brennverfahren ist die Ladungsbewegung unerlässlich für Gemischaufbereitung und Gemischtransport.

In Abhängigkeit von Last und Drehzahl ist die Zylinderinnenströmung maßgeblich für eine saubere Verbrennung verantwortlich. Besonders schwierig ist es, die Ladungsbewegung so zu wählen, dass trotz der nötigen Vermischung von verdampftem Kraftstoff und Luft die erforderliche Ladungsschichtung bestehen bleibt

[16, 18]. Zur Untersuchung des Parameters wurde die Lage der Ladungsbewegungsklappe um $\pm 2.5^\circ$ vom Sollwert abweichend verstellt.

i) Saugrohrdruck

Der im Einlasskanal vorliegende Druck wird über einen MAP-Sensor (**Manifold Air Pressure**) gemessen. Das Drucksignal dient als Hauptberechnungsparameter für die Ansteuerung des Abgasrückführventils und die damit eingestellte Abgasrückführrate. Mit der Verstellung dieses Parameters soll die Funktion der EOBD sichergestellt werden. Um den Einfluss der Toleranz dieses Sensors untersuchen zu können, wurde dessen Ausgangsspannung durch einen Offset in der Kalibrierung so verstellt, dass sich im Druck eine Abweichung von ± 7.5 mbar gegenüber dem Istwert ergibt.

j) Ansaugluftmenge

Die Ansaugluftmenge wird bei der Benzindirekteinspritzung, wie bei der herkömmlichen Saugrohreinspritzung über den MAF-Sensor (**Mass Air Flow**) gemessen. Mit dem Signal des Sensors wird der Füllungsgrad bestimmt und daraus in Verbindung mit der Drehmomentforderung des Fahrers die Einspritzdauer berechnet. Zur Simulation der Serienstreuung wurde in der Kalibrierung ein Offset von $\pm 3\%$ vom Istwert eingestellt, um damit den Einfluss auf die Fahrbarkeit zu bekommen.

k) Unbeheizte Lambdasonde (UEGO)

Über den UEGO-Sensor (**Universal Exhaust Gas Oxygen**) vor dem 3-Wege-Katalysator wird die Verbrennung über die gesamte λ -Breite kontrolliert und das Kraftstoff-Luft-Verhältnis gegebenenfalls angepasst. Zusätzlich dient sie zur Steuerung der Regenerierung des NO_x -Speicherkatalysators. Somit hat das Signal der Sonde einen Einfluss auf die Abgasemissionen. Für den Versuch wurde es in der Motorsteuerung mit einem Offset von $\pm 4\%$ gegenüber dem Istwert beaufschlagt. Hierdurch wird überprüft, ob die Motorsteuerung mit der eingestellten Toleranzbandbreite die Vorschriften zur EOBD einhalten kann und ob die gültigen Emissionsgrenzwerte erreicht werden [11].

I) Beheizte Lambdasonde (**H**eated **E**xhaust **G**as **O**xygen, HEGO)

Die zweite Lambdasonde im Abgassystem ist im Rahmen der gesetzlich vorgeschriebenen On-Board-Diagnostik erforderlich und überwacht als Führungssonde im Bereich $\lambda = 1$ die Funktion des gesamten Abgasnachbehandlungssystems. Ihr Signal ist im Versuch ebenfalls um +/- 4% vom Istwert verstellt, um zu überprüfen, ob bei dieser Toleranzbreite die Vorschriften zur EOBD erfüllt werden [11].

Neben diesen motorrelevanten Parametern sind noch zwei weitere Faktoren auf drei Ebenen getestet worden, welche von großer Bedeutung für eine Beurteilung der Robustheit eines neuen Systems sind:

- Fahr- oder Nutzungsprofil
- Umgebungsbedingungen (Klima, Höhenlage)

Um das Nutzungsprofil beeinflussen zu können, wurden Kunden für die Fahrzeuge gesucht, die sich in drei Gruppen aufteilen lassen, welche den folgenden Nutzungsprofilen entsprechen:

"High Speed / High Mileage"

Die jährliche Kilometerauflistung der Fahrzeuge dieser Gruppe soll ca. 100.000 km betragen und zu einem Großteil auf Hochgeschwindigkeitsstrassen, wie zum Beispiel Autobahnen in Deutschland, zurückgelegt werden. Dabei erreichen die Fahrer oft sehr hohe Geschwindigkeiten bis hin zur Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs. Die zurückgelegte Entfernung pro Fahrt ist hoch, so dass, relativ zur Kilometerauflistung gesehen, der Anteil der Kaltstarts sehr gering ist. Nur acht der DoE-Fahrzeuge wurden in diese Gruppe eingeteilt, da es sich als sehr schwierig gezeigt hat, Kunden zu finden, die mit einem Fahrzeug der Kleinwagenklasse dieses Profil erfüllen.

"Hot Delivery"

Dieses Profil zeichnet sich durch viele kürzere Fahrten pro Tag aus, wobei es aber nur zu wenigen Kaltstarts kommt. Dieses Nutzungsprofil stellt hohe Anforderungen an das System, da die Fahrer oft unter hohem Druck stehen und im hohen Drehzahlbereich fahren. Typische Kunden dieses Profils sind Kurierdienste, Sicherheitsdienste und Zivildienstleistende bei karitativen Einrichtungen. Die jährliche

Kilometerlaufleistung liegt zwischen 50.000 und 100.000 km. Sechzehn der DoE-Fahrzeuge wurden in diese Gruppe eingeteilt.

"Low Speed / Low Mileage"

Wie aus der Bezeichnung des Nutzungsprofils hervorgeht, werden die Fahrzeuge hier nur sehr wenig gefahren und es kommt zu einer hohen Anzahl an Kaltstarts. Durch die geringen Fahrlängen wird der Motor nie richtig warm. Typische Kunden dieses Profils sind Hausfrauen, die morgens ihre Kinder zur Schule bringen und mittags zum Einkaufen fahren. Besonders hohe Anforderungen stellt dieser Zyklus an das Motoröl, da es nie richtig heiß wird und dessen Kraftstoffanteil durch die Kondensation im Brennraum groß ist. Durch die geringe Laufleistung in diesem Profil kommen die Fahrzeuge nur auf ca. 15.000 km pro Jahr, wodurch eine lange Testzeit für hohe Kilometerzahlen erforderlich wäre. Die restlichen acht DoE-Fahrzeuge wurden auf diese Gruppe verteilt.

Neben dem Nutzungsprofil beeinflusst auch der geografische Einsatzort die Robustheit des Systems. Hier ist es leicht verständlich, dass extreme Temperaturen, Höhenprofile und andere klimatische Umstände einen Beitrag zur Lebensdauer eines Fahrzeuges leisten können. Um diesen Einfluss beurteilen zu können, wurden die Fahrzeuge in den drei nachfolgenden unterschiedlichen Klimazonen getestet:

Finnland

Acht der DoE-Fahrzeuge wurden in der Umgebung von Helsinki eingesetzt. Im Vergleich zu Deutschland ist es dort deutlich kälter mit Wintertemperaturen von unter $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Luft ist trockener und hat durch die Küstennähe einen höheren Salzgehalt. Das Höhenprofil fällt relativ flach aus. Von besonderem Interesse ist es, wie sich die niedrige Temperatur auf das Kaltstartverhalten und den Verschleiß auswirkt.

Deutschland

16 der DoE-Fahrzeuge kamen in Deutschland zum Einsatz. Fünf davon in der eher ländlichen Region von Münster, neun im Großraum Köln, mit einer hohen Verkehrsdichte und zwei im eher bergigen Bereich von Bayern mit einem sehr ausgeprägten Höhenprofil und einer geringen Verkehrsdichte.

Spanien

Nicht weit entfernt von Barcelona in der Region Tarragona liefen acht der DoE-Fahrzeuge. Das Klima ist hier im Sommer heiß und trocken mit vielen Sonnenstunden. Die Temperaturen erreichen zu dieser Jahreszeit bis über 40 °C. Besonders für die Fahrzeuge im "Hot Delivery"-Profil stellt diese Region hohe Anforderungen an das Kühlsystem des Motors und der hohe Staubgehalt in der Luft kann sich negativ auf den Verschleiß auswirken.

Abbildung 28 zeigt die Verteilung der DoE-Fahrzeuge auf die beiden Faktoren Nutzungsprofil und Einsatzort. Von den 15 1PP-Fahrzeugen sind sieben in Deutschland und je vier in Spanien und Finnland getestet worden. Dabei wurde ein nicht so hoher Wert auf das Nutzungsprofil gelegt.

Deutschland			Finnland			Spanien		
Nutzungsprofil			Nutzungsprofil			Nutzungsprofil		
Hot Delivery	High Speed / High Mileage	Low Speed / Low Mileage	Hot Delivery	High Speed / High Mileage	Low Speed / Low Mileage	Hot Delivery	High Speed / High Mileage	Low Speed / Low Mileage
IG221	IG222	IG243	IG233	IG246	IG234	IG224	IG241	IG223
IG225	IG226	IG245	IG236	IG255	IG235	IG229	IG250	IG230
IG228	IG227	IG252	IG244			IG242		
IG232	IG231	IG254	IG247			IG249		
IG240								
IG248								
IG251								
IG253								

Abbildung 28: Verteilung der DoE-Fahrzeuge auf Einsatzgebiet und Nutzungsprofil

5 Ergebnisse

Die Resultate des Versuchs werden unter folgenden Gesichtspunkten dargestellt:

- Fahrleistung der Fahrzeuge
- Kraftstoffverbrauch im NEDC und im Realbetrieb unter Berücksichtigung der Nutzungsprofile und der Einsatzorte
- Abgasemissionen
- Ablagerungen im Einlasssystem
- Probleme während der Versuchsdurchführung, wie z.B. erhöhter Serviceaufwand oder Ausfälle
- Alterung des Motoröles durch Ölanalysen
- Bauteilrück- und Verschleißmessungen

5.1 Gesamtfahrleistung

Innerhalb des 18-monatigen Flottentests wurde mit den 47 Fahrzeugen eine Gesamtkilometerlaufleistung von mehr als 2.700.000 km erreicht, von denen mehr als 1.500.000 km mit der DoE-Flotte (Design of Experiments) zurückgelegt wurden. **Abbildung 29** zeigt die Verteilung der Kilometerlaufleistung der 1PP- und DoE-Fahrzeuge.

Mit den 1PP-Fahrzeugen (erste Phase der Produktion) wurden durch den vorherigen Test unter Werksangehörigen mehr Kilometer pro Fahrzeug zurückgelegt (siehe Kapitel 4). Dort beträgt der Durchschnitt ca. 80.000 km. Bei den DoE-Fahrzeugen liegt die Laufleistung sehr weit verstreut, was durch die unterschiedlichen Nutzungsprofile zu erklären ist. Im Durchschnitt zeigen diese Fahrzeuge eine Laufleistung von 50.000 km. Die Fahrzeuge aus dem "Low Speed / Low Mileage"-Zyklus weisen Laufleistungen von unter 20.000 km auf, was dazu führt, dass man dabei nicht von einem Langzeittest sprechen kann. Für das Robustheits- und Alterungsverhalten des Systems sind aber auch die Ergebnisse von diesen Fahrzeugen von großer Bedeutung, da dieses Profil durch die vielen Kaltstarts und geringen Fahrdistanzen, bei denen der Motor nie richtig warm wird, besonders materialbeanspruchend ist.

Allerdings macht der hohe Anteil an Fahrzeugen mit niedrigen Kilometerlaufleistungen die Auswertung der DoE als Gesamtest unmöglich, da hier einfach die statistische Grundlage fehlt.

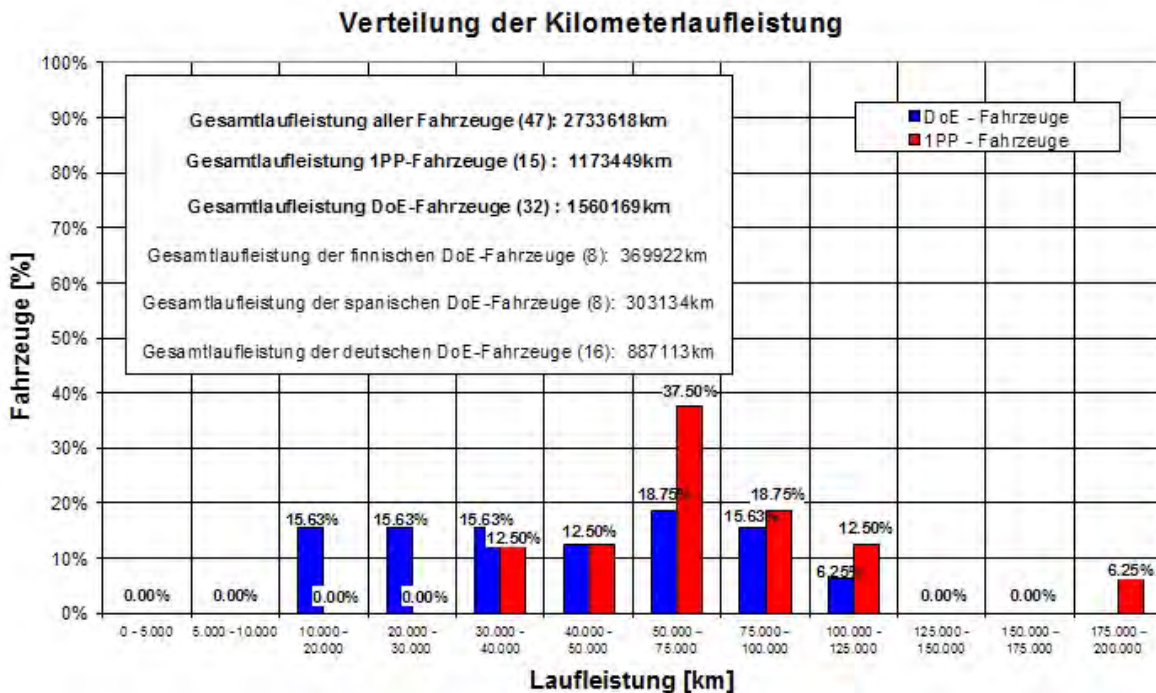


Abbildung 29: Verteilung der Kilometerlaufleistung aller Fahrzeuge

Mit den je acht Fahrzeugen in Finnland und Spanien wurden jeweils mehr als 300.000 km zurückgelegt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese nur 12 Monate in Betrieb waren. Der Einsatz in Finnland und Spanien hat verdeutlicht, wie wichtig die Berücksichtigung von klimatischen Extrembedingungen, wie z. B. der Lufttemperatur, bei der Produktentwicklung ist, worauf im späteren Verlauf des Kapitels ausführlicher eingegangen wird.

5.2 Kraftstoffverbrauch

5.2.1 Kraftstoffverbrauch im Flottenbetrieb

Gegenüber dem gemessenen Kraftstoffverbrauch von durchschnittlich 5.5 l/100km bei den Versuchsfahrzeugen im NEDC-Testzyklus sind die Ergebnisse des Verbrauches im Realbetrieb ernüchternd und zeigen, dass die anfänglich prognostizierten Verbrauchs-Einsparungspotentiale von bis zu 20% mit diesem Hardwarestand nicht zu realisieren sind. Dies ist eine sehr wichtige Erkenntnis, die verdeutlicht, wie schwer es sein wird, diese DE-Technologie in der Produktpalette zu etablieren. **Abbildung 30** zeigt den Real-Kraftstoffverbrauch der 32 DoE-Fahrzeuge aufgeteilt nach Nutzungsprofil und Einsatzort.

Besonders auffallend ist, dass bei den Fahrzeugen die Diskrepanz zwischen NEDC-Verbrauch und Realverbrauch mit ca. 2 l/100km besonders groß ist. Dies ist damit zu erklären, dass der NEDC-Testzyklus für die Homologation nicht den realen Verhältnissen entspricht, da bei diesem genormten Zyklus der Teillastanteil viel zu groß und kein Volllastanteil von mehr als 120 km/h Geschwindigkeit vorhanden ist.

Gerade in dem Teillastbereich liegen aber die Vorteile der Benzindirekteinspritzung. Festzuhalten bleibt, dass die Benzindirekteinspritzung sehr sensibel bezüglich Kraftstoffverbrauch auf die Fahrweise reagiert. Dem Versuch vorangegangene Tests haben gezeigt, dass bei bewusst ökonomischer Fahrweise ein deutliches Potential an Verbrauchersparnis vorhanden ist. Als weiterer Grund für den hohen Kraftstoffverbrauch ist heranzuziehen, dass die Fahrzeuge von Kunden betrieben wurden, die in den meisten Fällen den Kraftstoff nicht selber bezahlen mussten. Dies sind größtenteils Mitarbeiter von Kurierdiensten und Zivildienstleistende.

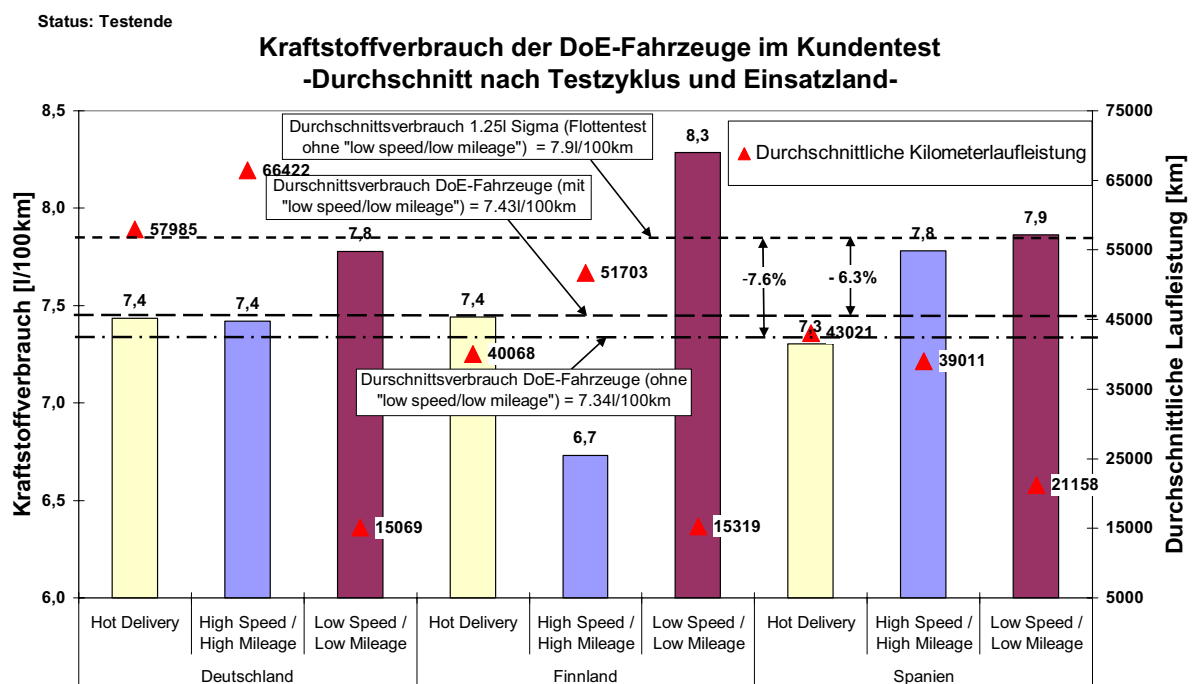


Abbildung 30: Kraftstoffverbrauch der Fahrzeugflotte während des Feldtestes

Ebenfalls auffallend ist in der Abbildung der hohe Verbrauch des "Low Speed/Low Mileage"-Zyklus, was durch die häufigen Kaltstarts und die kurzen Fahrtstrecken zu erklären ist, bei denen der Motor nicht richtig warm wird und die Freigabe der Motorsteuerung für den Schichtbetrieb erst ab einer Kühlwassertemperatur von 48 °C

erfolgt. **Abbildung 31** zeigt die Verteilung der Dauer pro Fahrt. Darin ist zu erkennen, dass die durchschnittliche Fahrtzeit bei dem "Low Speed / Low Mileage"-Zyklus nur 556 Sekunden beträgt, wobei 28% der Fahrten im Bereich zwischen zwei und vier Minuten lagen.

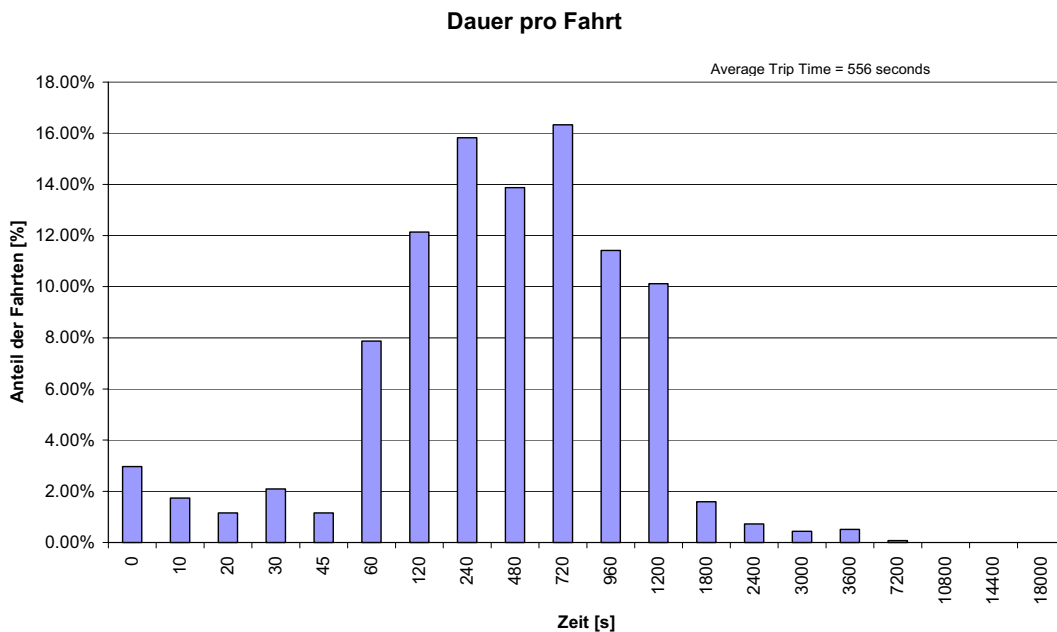


Abbildung 31: Durchschnittliche Fahrdauer im "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Dabei betrug die durchschnittlich zurückgelegte Strecke lediglich 7.7 km. **Abbildung 32** stellt die Verteilung der Distanz pro Fahrt dar.

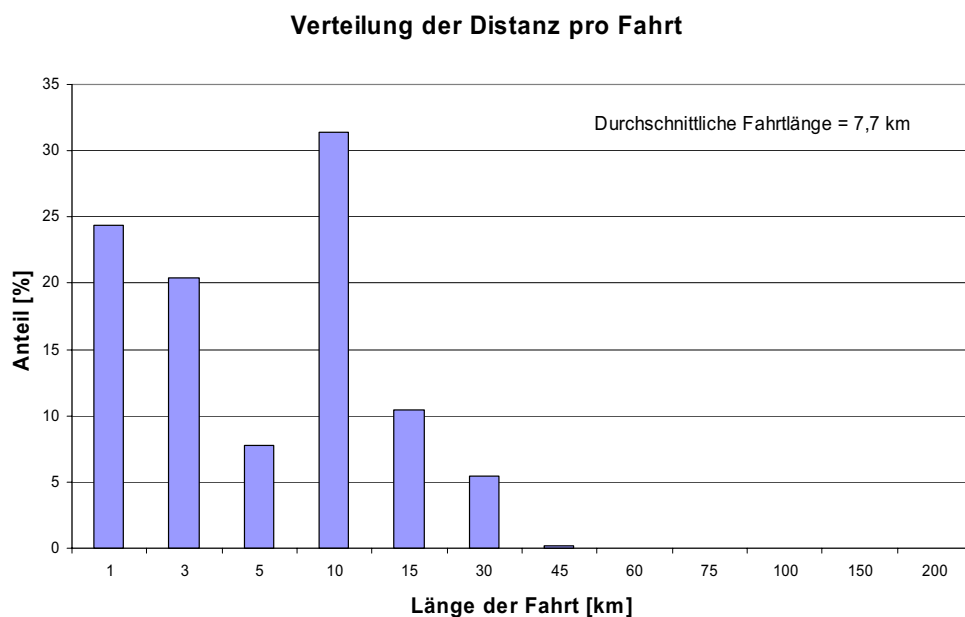


Abbildung 32: Verteilung der Streckenlänge pro Fahrt beim "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Infolge der geringen Fahrtdauer lag die durchschnittliche Kühlwassertemperatur dieser Fahrzeuge nur bei 60 °C. Die Darstellung des Motorbetriebes in **Abbildung 33** aus diesem Fahrtzyklus zeigt, dass der Anteil des Schichtbetriebs mit 43.31% sehr hoch ausfällt. Zum Vergleich liegt der Schichtanteil beim "High Speed / High Mileage"-Nutzungsprofil bei 35.71% und beim "Hot Delivery"-Nutzungsprofil bei 37.16%. Gemäß dem Zyklus gibt es nahezu keinen Volllastanteil mit angefettetem Homogenbetrieb (0.13%).

Dass es trotz dieses hohen Schichtanteils zu dem hohen Verbrauch kommt, liegt daran, dass der zeitliche Großteil des Schichtbetriebs beim "Low Speed / Low Mileage"-Zyklus aus dem Leerlauf kommt und die Last insgesamt auf einem niedrigen Niveau ist. **Abbildung 34** zeigt die Drehzahl-Lastverteilung für diesen Zyklus. Deutlich zu erkennen ist die Dominanz des Leerlauf- und des unteren Lastbereiches. Würde man einen konventionellen Ottomotor in diesem Lastbereich betreiben, würde der Verbrauch sicher deutlich schlechter ausfallen, da dieser dort stark angedrosselt betrieben werden müsste. Hier liegt also ein Potential, welches sicher noch durch die Erweiterung des Schichtbereiches ausgebaut werden könnte. Besonders hoch mit 8.3 l/100km ist der Verbrauch dieser Fahrzeuge in Finnland, da dort durch die niedrigeren Außentemperaturen der Kaltfaktor eine noch bedeutendere Rolle spielt. Dies sind ca. 6 % mehr als in Deutschland und Spanien, wo der Verbrauch mit 7.8, bzw. 7.9 l/100km auf vergleichbarem Niveau liegt.

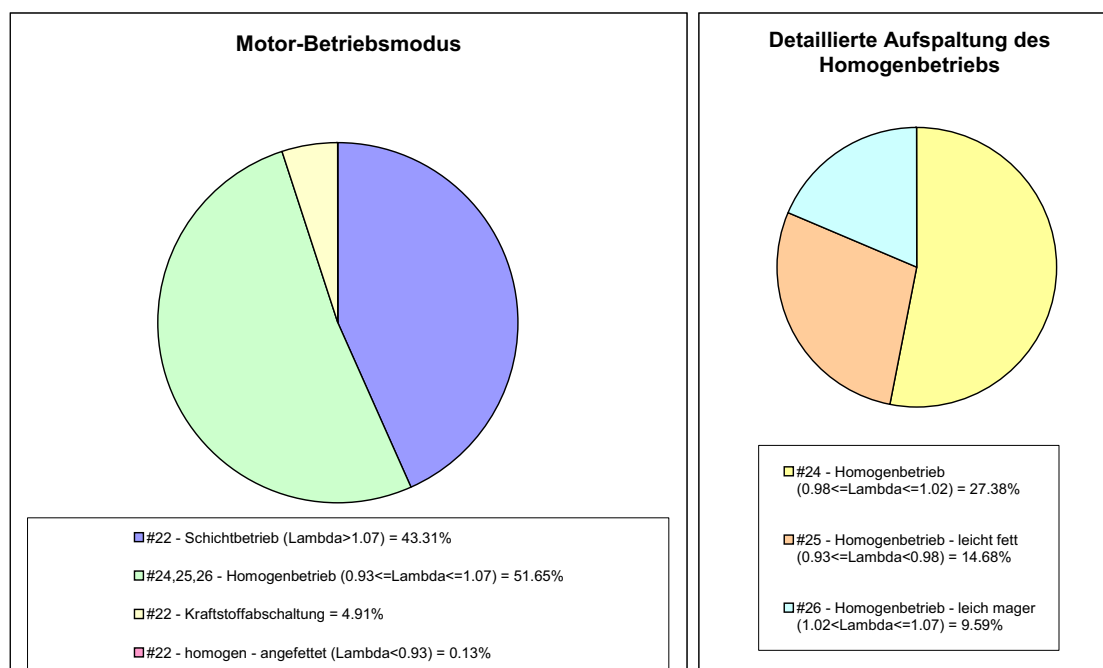


Abbildung 33: Verteilung der Motorbetriebsarten beim "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Darstellung der Drehzahl-Lastverteilung

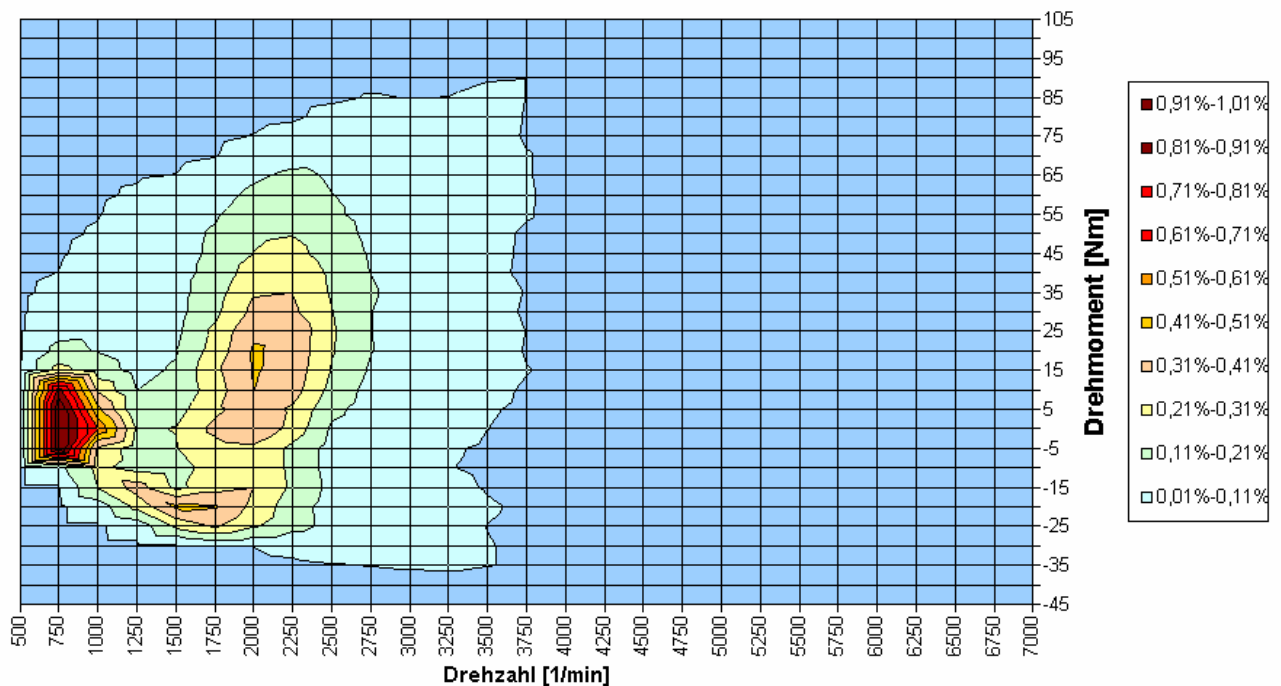


Abbildung 34: Drehzahl-Lastverteilung im "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Würde der Motor in diesem Nutzungsprofil warm werden, fiel der Verbrauch deutlich geringer aus, wie auch generell bei allen anderen Nutzungsprofilen. Hierzu veranschaulicht **Abbildung 35**, wie der spezifische Kraftstoffverbrauch mit steigender Fahrdistanz bei dem Hauptteil der Fahrten sinkt. Der niedrige Verbrauch einiger Fahrten mit einer Distanz kleiner als 5 km kann als Ausnahme betrachtet werden, wo die Fahrzeuge wahrscheinlich entgegen der Forderung des Nutzungsprofils nicht kalt waren.

Bei dem "Hot Delivery"-Nutzungsprofil liegt der Verbrauch mit 7.3, bzw. 7.4 l/100km bei allen drei Ländern auf gleichem Niveau, was sich damit erklären lässt, dass in diesem Zyklus die Fahrzeuge permanent im Einsatz sind und kaum kalt werden. Im betriebswarmen Zustand kommt der Außentemperatur keine große Bedeutung zu. Hier lag die durchschnittliche Kühlwassertemperatur deutlich höher als bei dem "Low Speed / Low Mileage"-Nutzungsprofil. Auch die Anzahl der Kaltstart war deutlich geringer.

Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Fahrdistanz

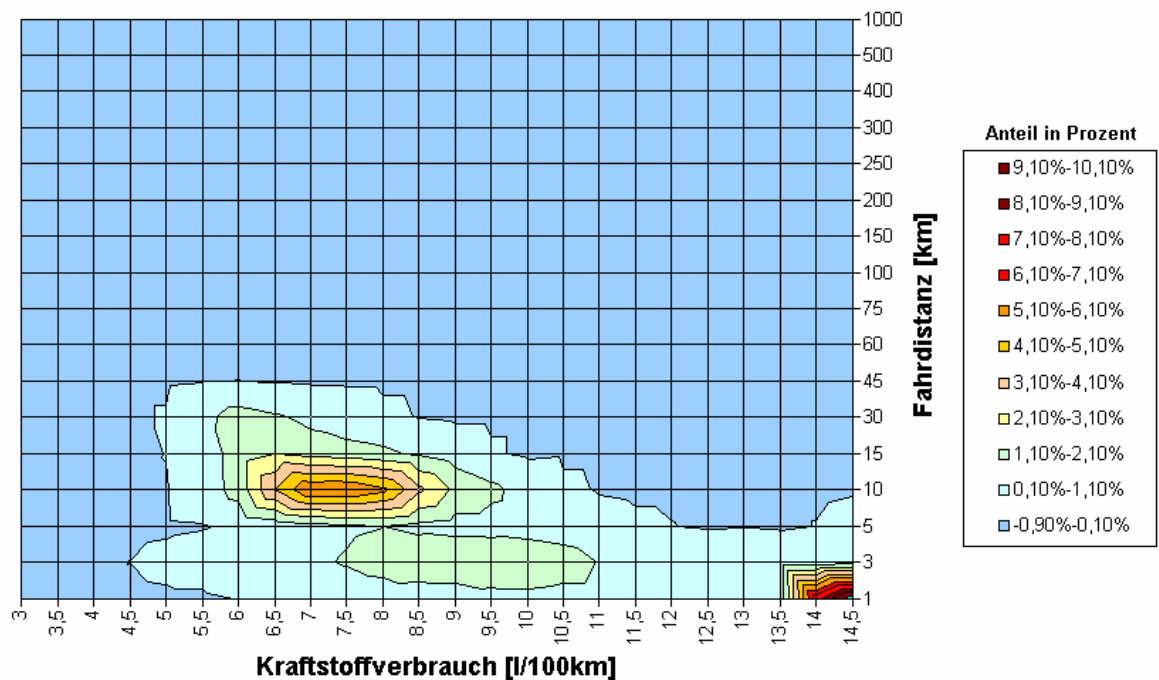


Abbildung 35: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Fahrdistanz beim "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Abbildung 36 zeigt die Verteilung der Öl- und Kühlwassertemperatur beim "Low Speed / Low Mileage"-Nutzungsprofil und **Abbildung 37** zeigt die entsprechende Verteilung für das "Hot Delivery"-Nutzungsprofil. Der Unterschied zwischen den beiden Fahrtzyklen ist deutlich zu erkennen. Bei dem ersten Diagramm beträgt die durchschnittliche Kühlwassertemperatur nur 4.85 °C und beim zweiten Diagramm 19.3 °C, was für das geforderte Nutzungsprofil recht wenig ist und auf eine Fehlnutzung abweichend vom geforderten Profil schließen lässt.

Die durchschnittlich zurückgelegte Distanz pro Fahrt betrug beim „Hot Delivery“-Nutzungsprofil 15.9 km (**Abbildung 38**).

Öl- und Kühlwassertemperatur beim Start

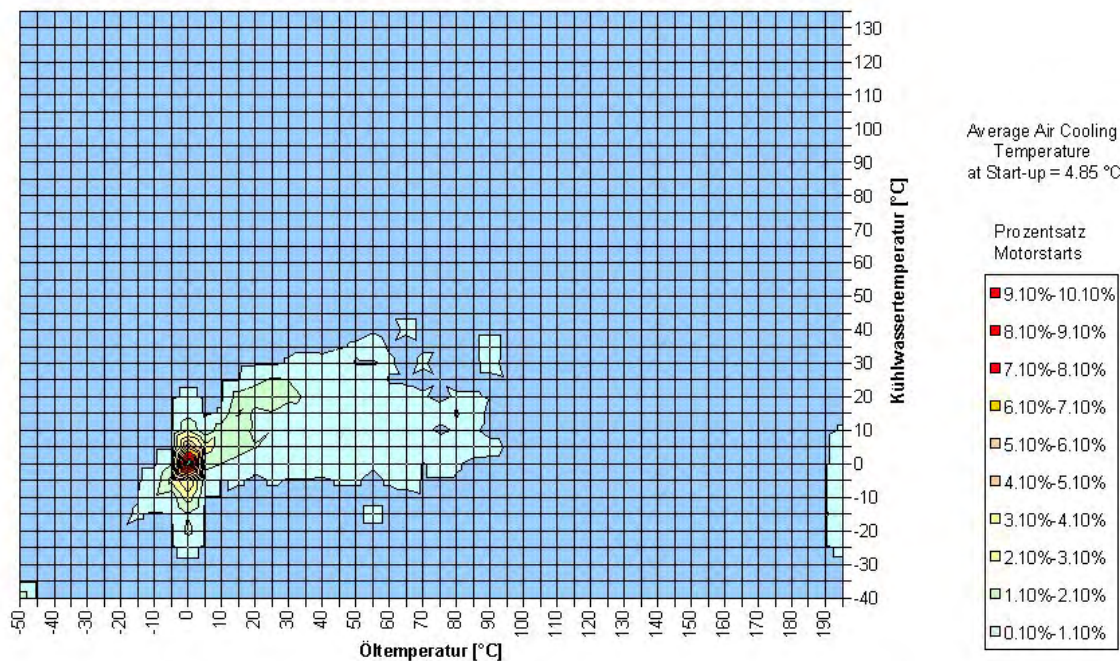


Abbildung 36: Öl- und Kühlwassertemperatur bei Motorstart im "Low Speed / Low Mileage"-Profil

Öl- und Kühlwassertemperatur beim Start

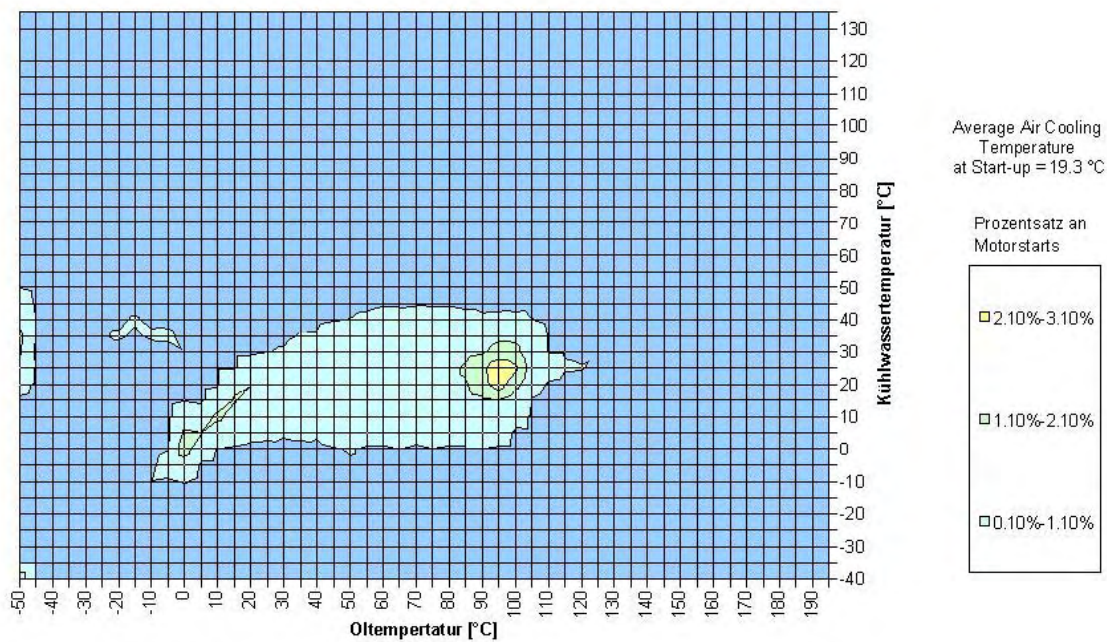


Abbildung 37: Öl- und Kühlwassertemperatur bei Motorstart im "Hot Delivery"-Profil (Werte bei -50 °C aufgrund eines defekten Temperatursensors)

Betrachtet man die Verteilung der Streckenlänge pro Fahrt in **Abbildung 38**, so sieht man, dass deutlich häufiger längere Strecken gefahren worden sind im Vergleich zum vorangegangenen Nutzungsprofil (**Abbildung 32**).

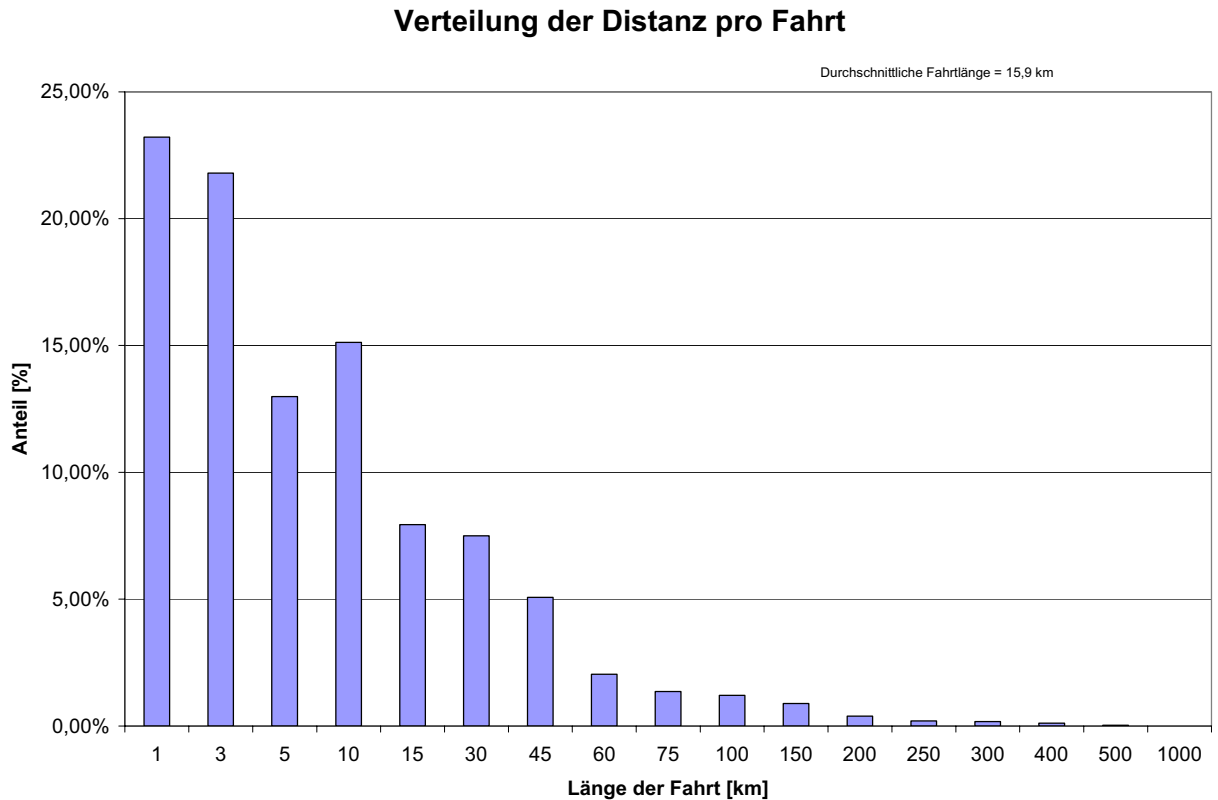


Abbildung 38: Verteilung der zurückgelegten Distanz pro Fahrt beim "Hot Delivery"-Profil

Zieht man nun noch die Drehzahl-Lastverteilung aus **Abbildung 39** hinzu, dann wird erkennbar, dass der Motor bei diesem Zyklus auch einen größeren Zeitanteil in den Bereichen seines besten spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben wurde, der im Bereich von 2000-3500 1/min und 60-80 Nm bei 250-260 g/kWh liegt. Zum Vergleich hierzu wird der Motor beim "Low Speed / Low Mileage"-Nutzungsprofil überwiegend im Leerlauf und im Bereich zwischen 1500 und 2500 1/min mit einem Drehmoment von weniger als 40 Nm bewegt (**Abbildung 34**). Hier beträgt der spezifische Kraftstoffverbrauch zwischen 325 und 400 g/kWh. Zur genaueren Betrachtung zeigt die **Abbildung Anhang 1** den spezifischen Verbrauch im Drehzahl-Lastkennfeld, wobei hier die Last, wie üblich, als effektiver Mitteldruck dargestellt ist.

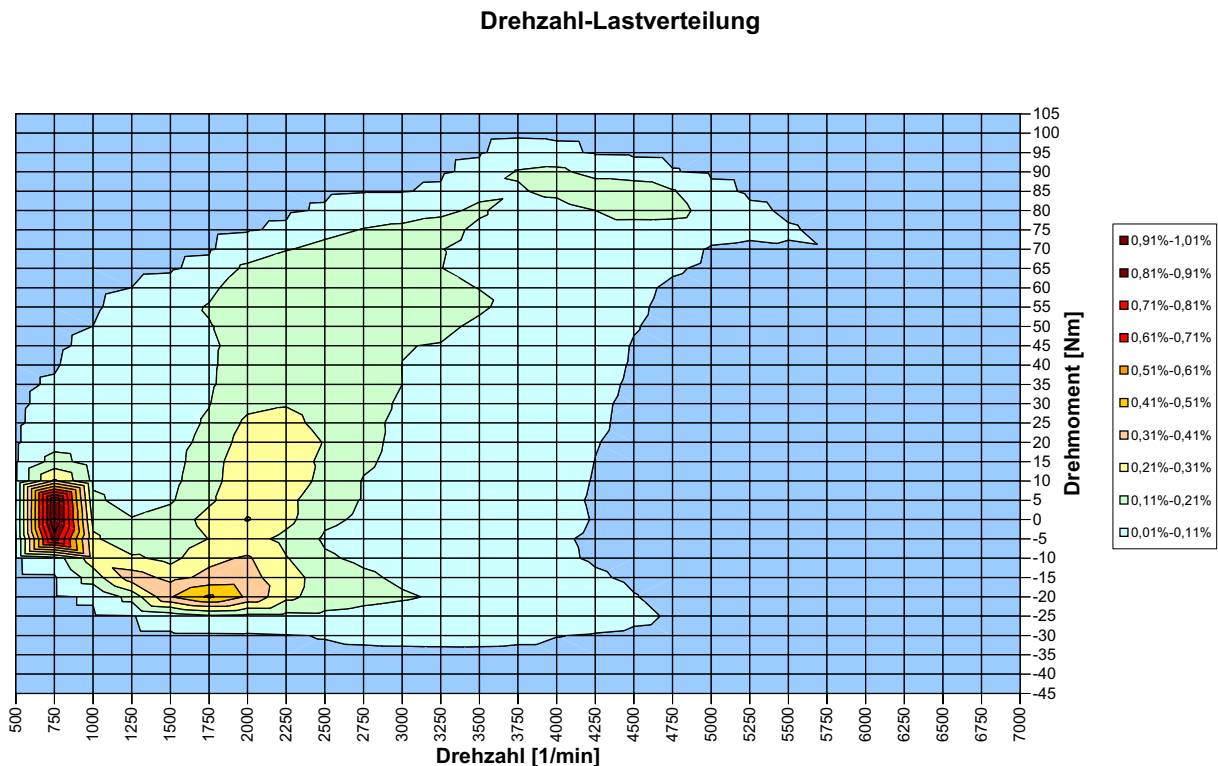


Abbildung 39: Drehzahl-Lastverteilung im "Hot Delivery"-Profil

Der obere Rand der Verteilung in **Abbildung 39** stellt gleichzeitig die Volllastkurve dar. Auffallend bei diesem Diagramm ist noch der hohe Anteil im Schubbetrieb, bei dem die Last kleiner als 0 Nm ist. Dies lässt sich mit dem Nutzungsprofil erklären. Bei Fahrten mit höheren Geschwindigkeiten kommt man häufiger in Schubphasen zur Verzögerung. Für den Kraftstoffverbrauch werden diese Phasen ab einer Drehzahl von 1200 min^{-1} durch die Kraftstoffabschaltung sinnvoll genutzt.

Abbildung 40 zeigt die Verteilung der Motor-Betriebsarten für dieses Nutzungsprofil. Hier ist zu sehen, dass die Kraftstoffabschaltung einen sehr beachtlichen Teil von 7.76% einnimmt. Allerdings ist auch der Anteil des stark angefetteten Bereiches mit 3.69% hoch. Dieser kommt nur bei der Volllastbeschleunigung oder der Hochgeschwindigkeitsfahrt unter Volllast vor. Die **Abbildung Anhang 2** zeigt die Kraftstoff-Luft-Verteilung (air fuel ratio) im Drehzahl-Lastkennfeld. Ein Lambda-Wert von 0.93 entspricht hierbei einem afr von 13.7. Dieser Wert erstreckt sich im Kennfeld an der gesamten Volllastlinie und mit steigender Drehzahl wird der Bereich in Richtung niedrigerer Lasten aufgeweitet, um hier die Abgastemperatur aus Gründen des Bauteilschutzes zu begrenzen.

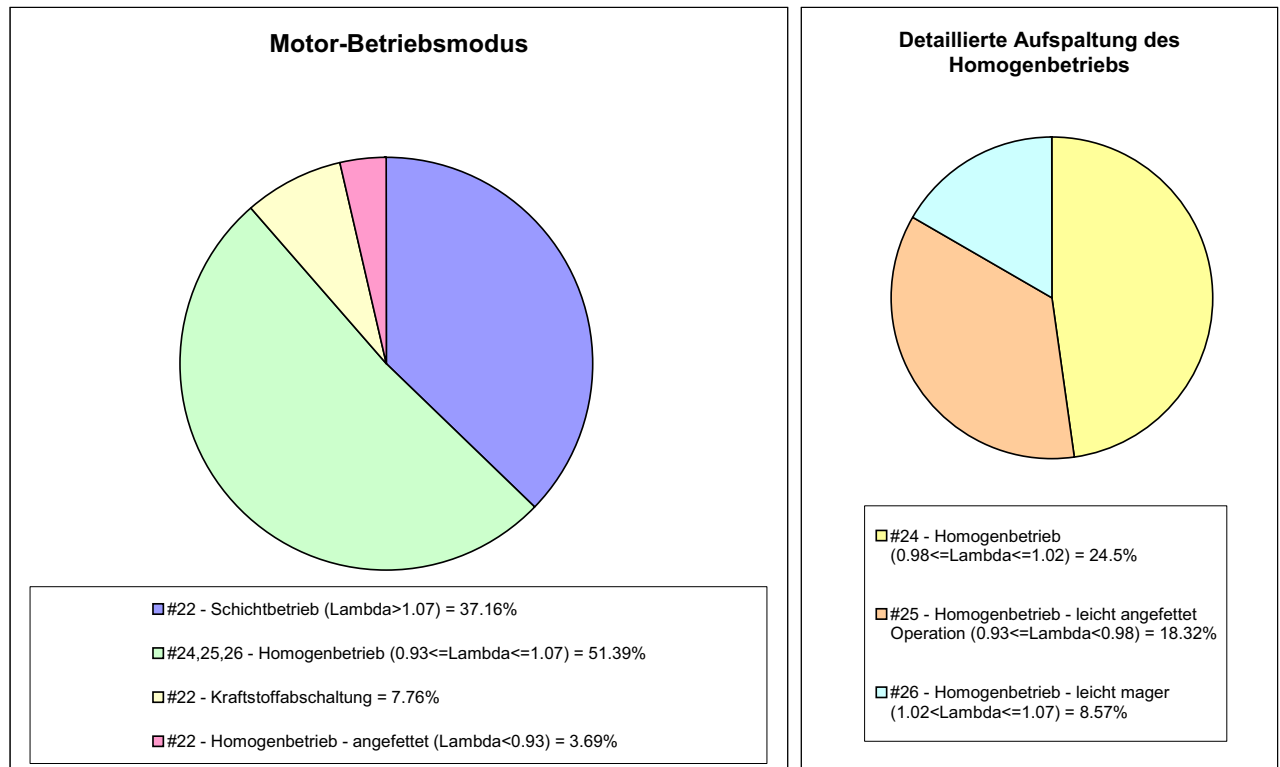


Abbildung 40: Aufteilung des Motor-Betriebsmodus im "Hot Delivery"-Profil

Eine hilfreiche Darstellung zur Analyse des Nutzungsprofils bietet auch die **Abbildung 41**, welche die Gangverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit präsentiert.

Gang-Verteilung über Fahrzeuggeschwindigkeit

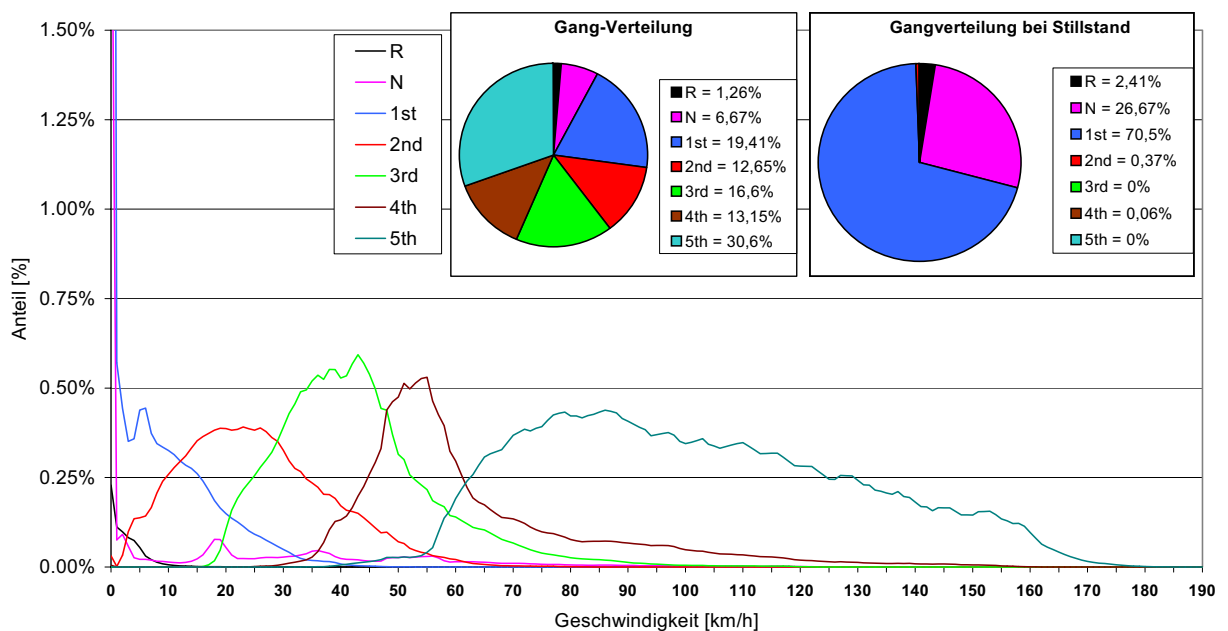


Abbildung 41: Gangverteilung über Fahrzeuggeschwindigkeit beim "Hot Delivery"-Profil

Der zeitliche Anteil, in dem die Fahrzeuge beim „Hot Delivery“-Nutzungsprofil im fünften Gang betrieben worden sind, liegt bei über 30%. Würde man diesen Anteil nun auf die zurückgelegte Distanz umrechnen, läge er noch deutlich höher, da dort die Fahrzeuggeschwindigkeit mit eingeht.

Bei dem "High Speed/High Mileage"-Profil schwankt der Verbrauch zwischen den einzelnen Ländern mit mehr als 16% sehr stark.

Mit 6.7 l/100km liegt Finnland auf einem sehr niedrigen Niveau. Gründe hierfür können das dort vorgeschriebene Tempolimit in Verbindung mit den sehr hohen Geldbußen und auch die Mentalität der Einwohner sein. Da nur vier der Fahrzeuge in Finnland mit einem Datenrekorder ausgestattet waren und nur eines aus diesem Zyklus, können die Ergebnisse nur einen Hinweis geben, sind zur Erklärung aber nicht ausreichend. Die Region, in der die Fahrzeuge eingesetzt worden sind, besitzt eine geringe Verkehrsdichte, was sich auch positiv auf den Verbrauch auswirkt. Die kühle Lufttemperatur senkt die Klopfempfindlichkeit des Motors und lässt so „frühe“ Zündzeitpunkte zu. Hier wird deutlich, dass es Aspekte wie Nutzungsprofil und Einsatzgebiet gibt, bei denen das Potential der Benzindirekteinspritzung mehr genutzt wird.

Etwas verwunderlich ist, dass der Verbrauch in Spanien, wo es ebenfalls ein Tempolimit gibt, um 5% höher liegt als in Deutschland. Da in Spanien ebenfalls nur ein Fahrzeug aus diesem Zyklus mit einem Datenrekorder ausgestattet war, ist es auch hier nicht möglich, eine klare Aussage treffen zu können. Gründe für den höheren Verbrauch können in der eher temperamentvollen Mentalität der Spanier liegen, aber auch in der höheren Ansauglufttemperatur und der damit verbundenen erhöhten Klopfempfindlichkeit, auf die der Motor mit Zündzeitpunktverstellung in Richtung "spät" reagiert. Dies bewirkt gerade im Volllastbereich einen stark ansteigenden Kraftstoffverbrauch.

Die nachfolgend diskutierten Ergebnisse der Datenrekorder (siehe Kapitel 4) beziehen sich alle auf die gesamten Fahrzeuge mit einem Datenrekorder in dem "High Speed/High Mileage"-Nutzungsprofil. Auf die einzelnen Einsatzgebiete (Spanien, Finnland, Deutschland) wird hier aufgrund der geringen Datenmenge keine Rücksicht mehr genommen.

Abbildung 42 zeigt die Verteilung der Motor-Betriebsarten in dem "High Speed / High Mileage"-Profil. Der Anteil des stark angefetteten Bereichs ist auf gleichem Ni-

veau wie beim "Hot Delivery"-Profil, wie auch der Anteil am Schichtbetrieb. Mit 9.73% ist der Anteil der Kraftstoffabschaltung noch höher als beim vorangegangenen Nutzungsprofil, was sich durch die höheren Geschwindigkeiten und die damit verbundenen länger möglichen Schubphasen erklären lässt.

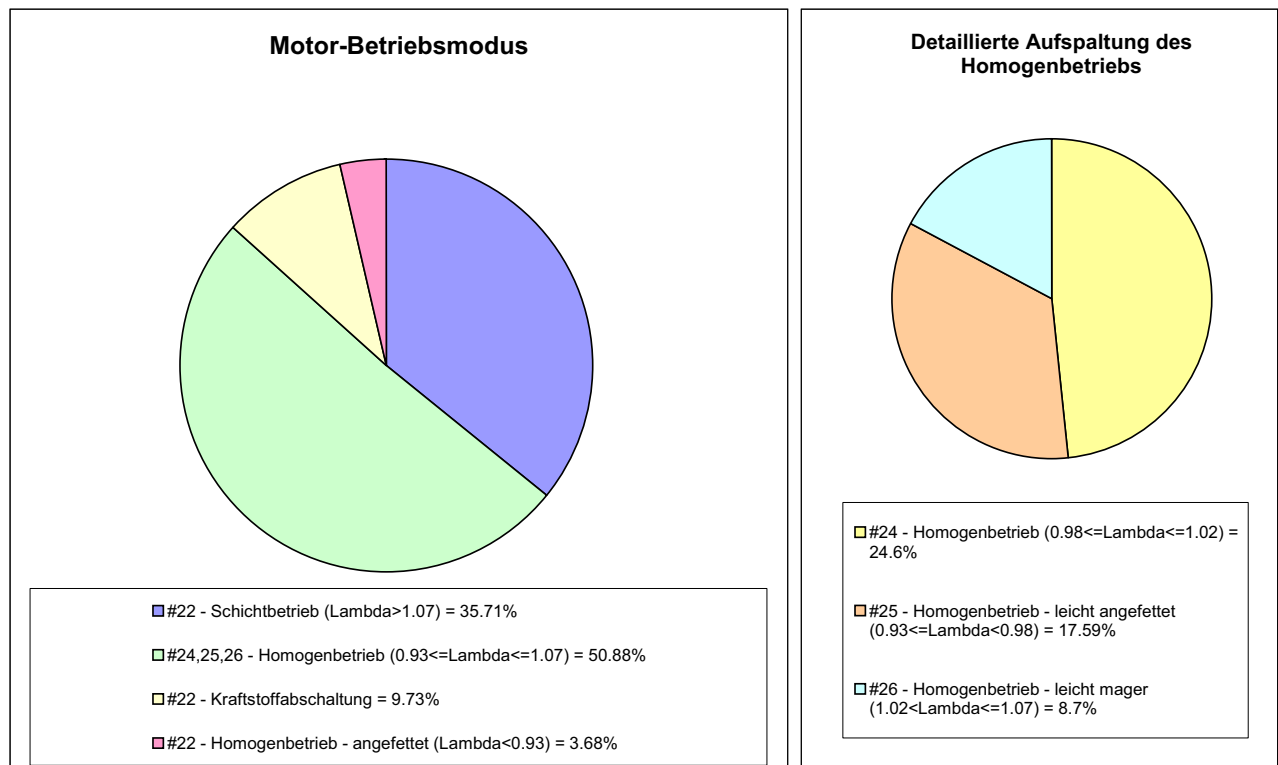


Abbildung 42: Verteilung der Motorbetriebsarten im "High Speed / High Mileage"-Profil

Die Verteilung im Homogenbetrieb zeigt keine nennenswerten Abweichungen zu den anderen Nutzungsprofilen. Die in **Abbildung 43** aufgeführte Drehzahl-Lastverteilung zeigt den Unterschied zum "Hot Delivery"-Nutzungsprofil. Zwar ist der Anteil des stark angefetteten Betriebs gleich, aber er tritt in einem anderen Drehzahl-Lastbereich auf. Der niedrigere Verbrauch des "High Speed / High Mileage"-Profils wird wieder deutlich, wenn man den spezifischen Kraftstoffverbrauch in **Abbildung Anhang 1** betrachtet. So ist in diesem Fahrprofil der Anteil größer, in dem der Motor in Bereichen des günstigeren spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben wird. Die Gangverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit in **Abbildung 44** verdeutlicht den größeren Bereich der Nutzung des Fahrzeuges in den oberen Gängen. Zwar ist der Anteil des fünften Ganges bei beiden Nutzungsprofilen gleich, aber nimmt man die Summe des dritten bis fünften Ganges, so wird der Unterschied sichtbar. Dass das "Hot Delivery"-Profil mehr Anfahrvorgänge besitzt, wird offenbar, wenn man den

Nutzanteil der ersten beiden Gänge betrachtet (32% beim "Hot Delivery"-Profil, 27.5% beim "High Speed / High Mileage"-Profil).

Drehzahl-Lastverteilung

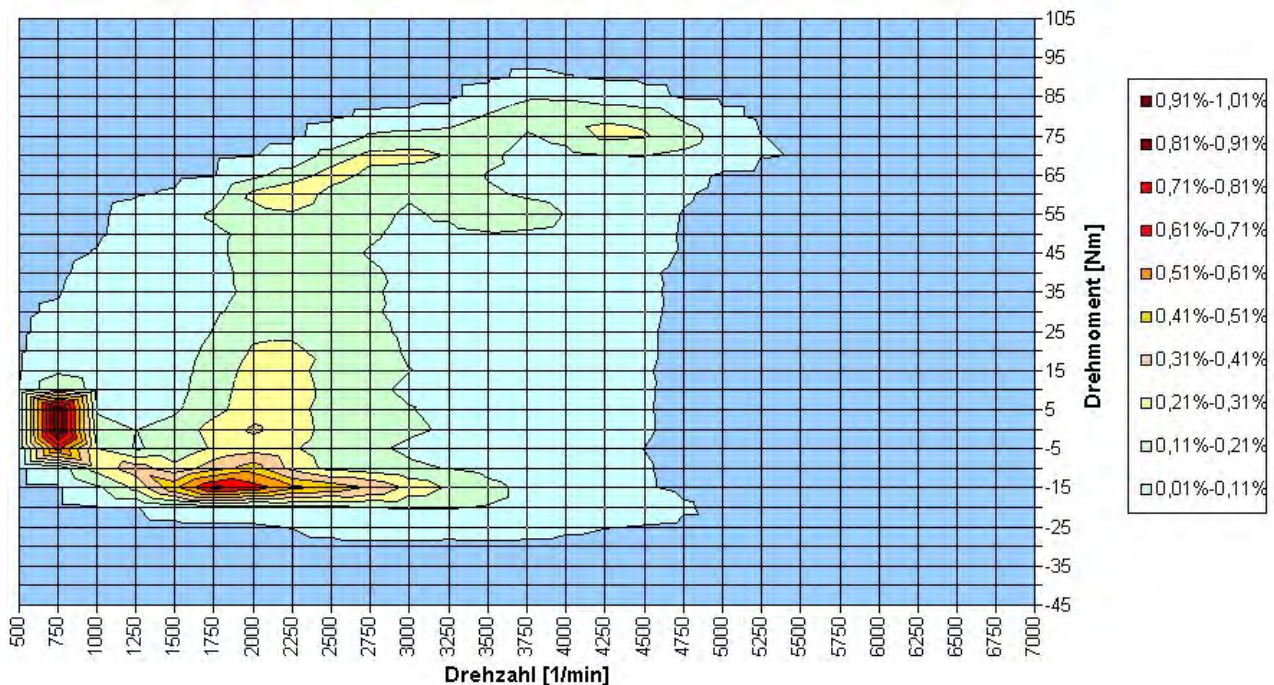


Abbildung 43: Drehzahl-Lastverteilung beim "High Speed / High Mileage"-Profil

Gangverteilung über Fahrzeuggeschwindigkeit

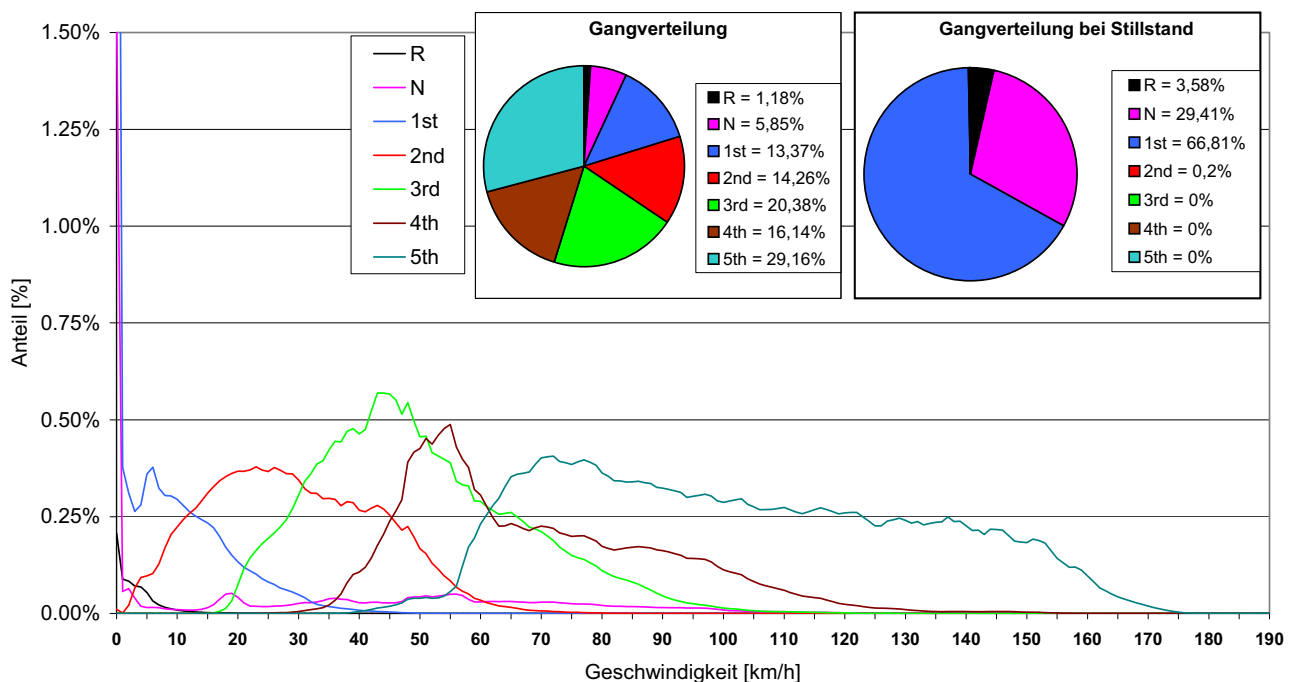


Abbildung 44: Gangverteilung über der Fahrzeuggeschwindigkeit beim "High Speed / High Mileage"-Profil

Die Auswertungen der Datenrekorder haben ergeben, dass der Anteil vom Schichtbetrieb der Fahrzeuge je nach Fahrprofil zwischen 35 und 43% liegt. Nimmt man nun bei der Benzindirekteinspritzung im Mittel einen Verbrauchsvorteil von circa 12% im Vergleich zum konventionellen Ottomotor bei gleicher Last an (Leerlauf: 20-25%, obere Grenze des Schichtfensters: 5-8%), so liegt die Verbrauchersparnis je nach Nutzungsprofil und dem damit verbundenen Schichtanteil zwischen 4.2 und 5.2%. Dies ist bei der Bewertung des möglichen Potentials der Verbrauchersparnis bei der Benzindirekteinspritzung zu berücksichtigen.

Um den Realverbrauch deutlich zu reduzieren, muss ein System auch im oberen Lastbereich sparsam sein, was bei der Benzindirekteinspritzung als Einzelmaßnahme nur bedingt der Fall ist, da hier nur die geringere Klopfempfindlichkeit etwas Spielraum zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses und zur leicht früheren Zündung bietet.

Das in diesem Versuch verwendete Brennverfahren zeigt zwar das Potential zur Verbrauchsreduzierung, aber unter dem Gesichtspunkt einer Kosten-Nutzen-Rechnung für den Kunden lässt es sich nicht verwirklichen.

Abbildung 30 zeigt zum Vergleich noch den Verbrauch einer ähnlichen Fahrzeugflotte mit einem leistungsnahen Motor, dem Sigma 1.25 l Ottomotor mit konventioneller Saugrohreinspritzung, im gleichen Fahrzeug. Hier sieht man, dass der Verbrauch bei dem DE-Brennverfahren um 7.6% geringer liegt. Da bei dieser Flotte die Nutzer ebenfalls nicht für den Kraftstoff aufkommen mussten, sind die Flottenergebnisse direkt miteinander vergleichbar.

Festzuhalten bleibt, dass man mit der Benzindirekteinspritzung den richtigen Weg zur Verbrauchsreduzierung geht, dass aber der theoretische Vorteil im thermischen Wirkungsgrad noch lange nicht in der Praxis umgesetzt worden ist. Die Aufgabe muss darin bestehen, den Schichtbereich zu erweitern, so dass der Anteil an Schichtbetrieb realer Fahrprofile außerhalb des NEDC-Zyklus steigt und der dabei umgesetzte Verbrauchsvorteil in Regionen kommt, wo sich der höhere Verkaufspreis infolge des Technologieaufwandes für den Kunden rechnet, wie es heutzutage beim Dieselmotor der Fall ist.

5.2.2 Kraftstoffverbrauch im NEDC

Der Kraftstoffverbrauch der einzelnen Fahrzeuge ist zusätzlich noch zu Beginn des Versuchs und alle 20.000 km während des NEDC-Abgastests gemessen worden. Hier ist zu beobachten, dass der Kraftstoffverbrauch der 1PP-Fahrzeuge im Durchschnitt um ca. 6% geringer ist, als bei den DoE-Fahrzeugen, bei denen die Grobserientoleranzen simuliert worden sind. Der Mittelwert aller Fahrzeuge beträgt 5.48 l/100km, und ist damit um 10% höher als bei der Homologation. Hier ist allerdings zu berücksichtigen, dass von den 47 Fahrzeugen 32 in für den Verbrauch elementaren Parametern, wie Zünd-, Einspritzzeitpunkt, Abgasrückführrate, Lambdasensoren und MAF-Sensor bewusst an die äußeren Toleranzgrenzen verstellt worden sind. Bei einer Serienproduktion muss der Nachweis erbracht werden, dass ein zufällig ausgewähltes Fahrzeug aus der Produktionslinie im Kraftstoffverbrauch nicht mehr als 8% über dem Homologationswert liegt. **Abbildung 45** stellt die Ergebnisse der Verbrauchsmessungen während des Abgastests als Mittelwert aller getesteten Fahrzeuge in Abhängigkeit der Kilometerlaufleistung dar. Hier wird die Gefahr deutlich, die in der Optimierung der Fahrzeugparameter zur Erzielung günstiger Homologationsergebnisse liegt.

Status: Testende

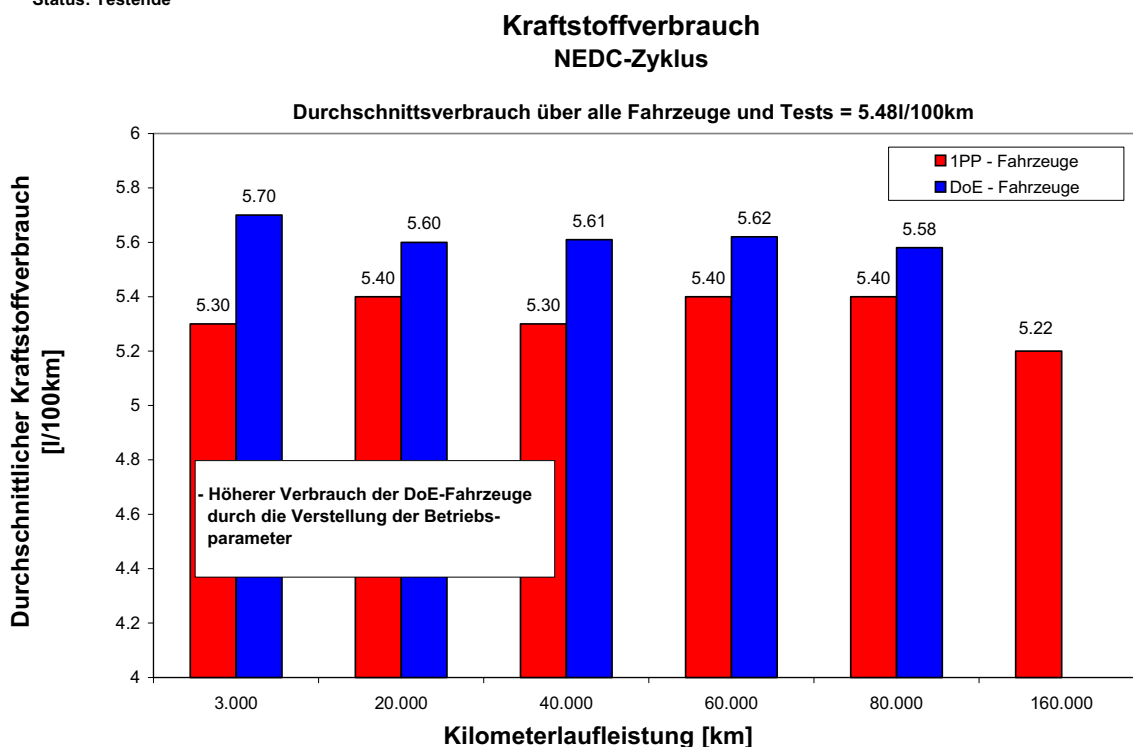


Abbildung 45: Kraftstoffverbrauch im NEDC-Zyklus

Der Gesetzgeber lässt einigen Spielraum, zum Beispiel bei Öl- und Kühlmittelstand, den Bremseinstellungen und der Temperatur in der Testzelle. Geht man bei der Optimierung zu sehr an die Grenzen des Erlaubten, bekommt man später die Probleme in der Serie. Diese Erkenntnis gilt aber generell bei der Homologation und ist somit kein spezielles Problem der Benzindirekteinspritzung.

Bei den Messergebnissen der DoE-Fahrzeuge muss berücksichtigt werden, dass die Parameter auf wirkliche Extremwerte deutlich über der Standardabweichung in der Fertigung verstellt worden sind.

Betrachtet man in **Abbildung 45** nur die 1PP-Fahrzeuge, so liegt der durchschnittliche Verbrauch um ca. 7% über dem Homologationswert, so dass man hier nah an der Grenze von 8% für die Serienüberwachung ist, aber diese Forderung noch erfüllt. Bei den DoE-Fahrzeugen ist ein leichter Trend der Verbrauchssenkung mit steigender Laufleistung zu erkennen. So fällt der durchschnittliche Verbrauch kontinuierlich von 5.7 auf 5.58 l/100km zwischen 3.000 und 80.000 km.

Bei den 1PP-Fahrzeugen ist dieser Trend nicht sichtbar, wenn man die Messung des einzelnen Fahrzeugs bei 160.000 km vernachlässigt, da dieses Fahrzeug immer einen niedrigeren Verbrauch zeigte, dies aber durch die höhere Fahrzeugzahl bei den anderen Kilometerständen geglättet worden ist. Hier pendelt der Verbrauch zwischen 5.3 und 5.4 l/100km.

Weiter hat sich bei den Messungen herausgestellt, dass hier die Streuung im Kraftstoffverbrauch zwischen Fahrzeugen mit gleicher Kilometerlaufleistung derjenigen von Fahrzeugen mit gewöhnlichen Ottomotoren entspricht. Sie liegt sowohl bei den DoE- als auch bei den 1PP-Fahrzeugen im Bereich von 0.5 l/100km. **Abbildung 46** stellt die Streuung der Verbrauchsmessungen bei den einzelnen Kilometerlaufleistungen dar. Auf der vertikalen Achse ist die Anzahl der Fahrzeuge in Prozent dargestellt.

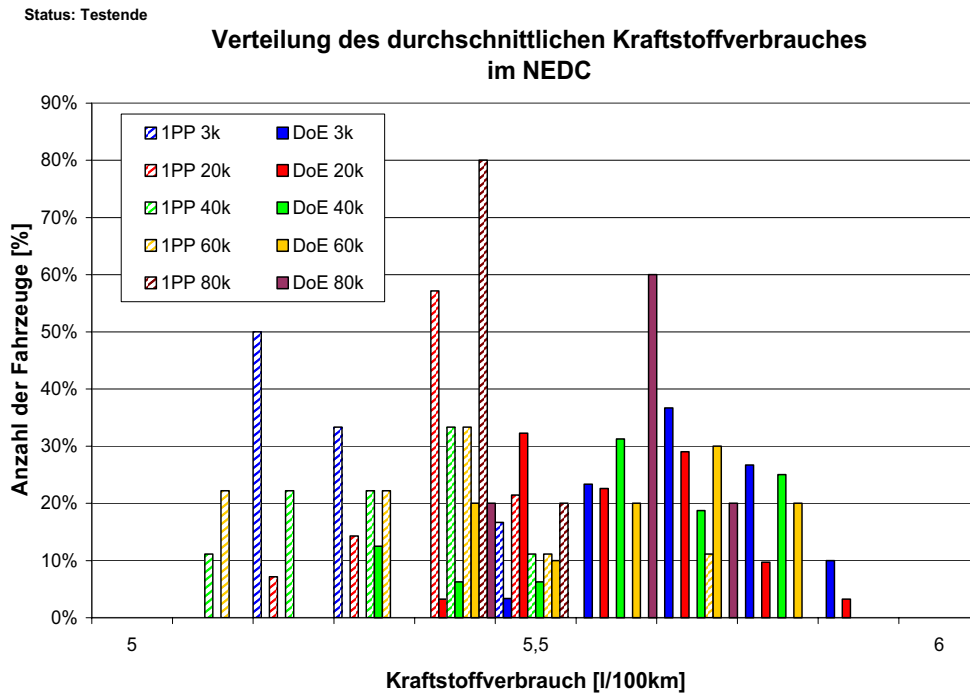


Abbildung 46: Streuung des NEDC-Verbrauchs bei gleicher Kilometerleistung

Abbildung Anhang 3 und **Abbildung Anhang 4** teilen den NEDC-Zyklus noch weiter in seine beiden Teile auf. Im ersten Teil, dem Stadtzyklus, lag der durchschnittliche Verbrauch der DoE-Fahrzeuge mit 7.3 l/100km gegenüber den 1PP-Fahrzeugen um 0.5 l höher. Im zweiten Teil betrug der Unterschied 0.4 l/100km (DoE-Flotte: 4.8 l/100km; 1PP-Flotte: 4.4 l/100km). Die starke Differenz zwischen den 2 Teilen liegt nicht nur an dem Fahrprofil, sondern auch daran, dass es sich bei Teil 1 (Stadtzyklus) praktisch um einen Kalttest handelt, denn zu Beginn des NEDC-Tests beträgt die Motortemperatur 20-25 °C. Während des ersten Teils wärmt der Motor sich auf. Würde der NEDC-Zyklus komplett mit heißem Motor gefahren, dann läge die Differenz zwischen den beiden Teilen nur bei etwa 1.8 l/100km, wie überschlägige Berechnungen ergeben haben. Bei der Benzindirekteinspritzung ist der Heiß-Kaltfaktor deutlich höher als bei der konventionellen Saugrohreinspritzung, da bei ihr im kalten Zustand der Verbrauch wegen des ausbleibenden Schichtbetriebes (Kühlwassertemperatur < 48 °C) auf ähnlichem Niveau wie beim konventionellen Ottomotor liegt, aber beim betriebswarmen Motor der durch den Schichtbetrieb niedrigere Verbrauch im Vergleich zur konventionellen Technik zu einem erhöhten Heiß-Kaltfaktor führt.

5.3 Abgasemissionen

Die Einhaltung der immer strenger werdenden Abgasemissionsgrenzen erfordert bei der Motorenentwicklung erheblichen Aufwand. Aus diesem Grund stand die Analyse der Alterung der Abgasnachbehandlungssysteme bei den Fahrzeugen mit im Vordergrund der Untersuchungen. Da bei dem 1PP-Fahrzeug mit der höchsten Kilometerlaufleistung (~176.000 km) das Abgassystem bei 60.000 km für eine Voruntersuchung entnommen worden ist, können für dieses Kapitel nur Aussagen zur Alterung bis zu einer Laufleistung von 80.000 km getroffen werden.

5.3.1 HC-Emissionen

Die Ergebnisse der Abgasanalysen weisen deutlich nach, dass das Brennverfahren kritisch ist bezüglich HC-Emissionen. **Abbildung 47** zeigt den Trend der HC-Emissionen über der Laufzeit.

Bereits nach 40.000 km liegen die Abgasemissionen im Durchschnitt über dem Grenzwert der EU-Abgasnorm Stufe IV. Durch Abgasmessungen vor und nach dem 3-Wege-Katalysator konnte an einigen Fahrzeugen festgestellt werden, dass die Konvertierungsrate der Katalysatoren nach 40.000 km nur noch 92-95% beträgt. Im Vergleich hierzu liegt die Konvertierungsrate bei konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung bei über 98%.

Im Anhang befinden sich unter **Abbildung Anhang 5** und **Abbildung Anhang 6** die Darstellung der HC-Emissionen aller einzelnen Fahrzeuge über der Laufleistung. Hier wird deutlich, wie bei allen Fahrzeugen die HC-Emissionen mit wachsender Kilometerlaufleistung ansteigen.

Diese sind bedingt durch das wandgeführte Brennverfahren bei diesem Versuchsträger (vgl. Kapitel 2) im Rohgas schon sehr hoch. Durch Messungen der Rohgasemissionen parallel zu den Abgastests konnte ausgeschlossen werden, dass die erhöhten HC-Emissionen auf eine Verschlechterung der Verbrennung zurückzuführen sind, so dass das Überschreiten der Abgasgrenzwerte durch die Alterung des 3-Wege-Katalysators zurückzuführen ist. Diese wird beschleunigt durch den hohen thermischen Betriebsbereich zwischen 100 °C (geschichteter Leerlauf) und über 850 °C (Volllast).

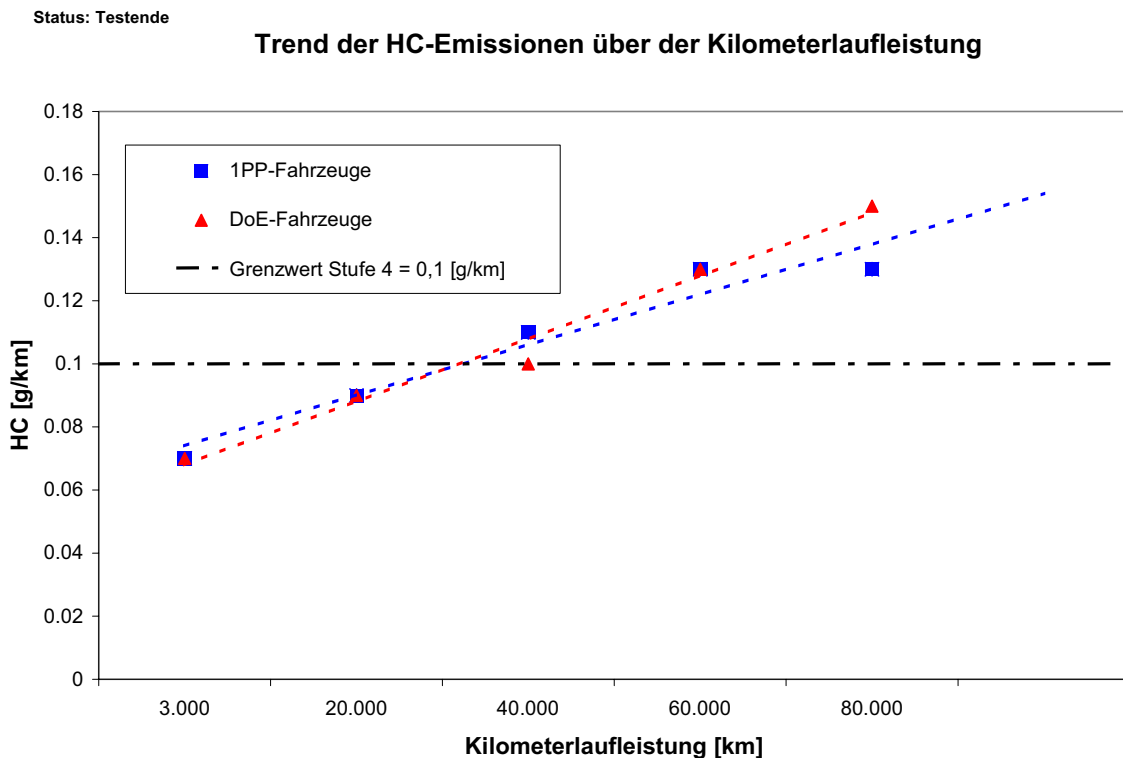


Abbildung 47: Trend der HC-Emissionen über der Kilometerlaufleistung

Da der Großteil der Emissionen in der ersten Phase des Tests entsteht, muss der Katalysator schnell auf seine Betriebstemperatur gebracht werden. Hierzu bietet die Benzindirekteinspritzung die Möglichkeit der Doppeleinspritzung, auf die im Ausblick ausführlicher eingegangen wird.

Der Versuch hat verdeutlicht, dass das Volumen des verwendeten 3-Wege-Katalysators von 50% des Motorvolumens nicht ausreicht, um die HC-Rohgasemissionen zur Einhaltung der Abgasemissionsstufe Euro IV zu kontrollieren. Ein weiteres großes Problem liegt allerdings bei den hohen HC-Rohemissionen des Brennverfahrens infolge von Kraftstoffkontakt mit dem Kolbenboden und der daraus resultierenden unvollständigen Verbrennung, weshalb die Schichtkonzepte hier keine Zukunft haben werden.

Die detaillierte Auswertung der HC-Emissionen unter Berücksichtigung der Verstellparameter hat keinen eindeutigen Trend gezeigt.

5.3.2 NO_x-Emissionen

Bei der Auswertung der NO_x-Emissionen sieht das Bild ähnlich aus, wie bei den HC-Emissionen. **Abbildung 48** zeigt den Trend der durchschnittlichen NO_x-Emissionen über der Laufleistung. Der Grenzwert wird allerdings bereits bei den meisten Fahrzeugen bei 20.000 km überschritten. Dafür, dass die DoE-Fahrzeuge geringere Stickoxidemissionen zeigen als die 1PP-Fahrzeuge, hat sich keine Erklärung finden lassen.

Bei der Analyse der Ergebnisse unter Berücksichtigung der Kontrollfaktoren ist auffällig, dass in allen Fahrzeugen mit erhöhten NO_x-Emissionen Zündkerzen mit dem erweiterten Elektrodenabstand von 0.8 mm verbaut waren. Dies lässt sich theoretisch durch den verlängerten Funken und den dadurch vergrößerten Zündbereich erklären. Als Folge daraus kommt es zu einem reduzierten Zündverzögerung, einer schnelleren Verbrennung und einer erhöhten Prozesstemperatur mit den daraus resultierenden NO_x-Emissionen. Diese Theorie stützende Erscheinungen, wie eine geringere Abgastemperatur oder ein infolge des besseren thermischen Wirkungsgrades reduzierter Kraftstoffverbrauch, konnten nicht beobachtet werden.

Die Faktoren Zündzeitpunkt, Abgasrückführrate, Saugrohrdruck und Zündzeitpunkt, von denen ein Einfluss auf die Emissionen zu erwarten war, zeigen hier keinen Trend.

Im Anhang befinden sich unter **Abbildung Anhang 7** und **Abbildung Anhang 8** die Darstellungen der NO_x-Emissionen aller einzelnen Fahrzeuge über der Laufleistung. Dabei wird deutlich, wie bei den meisten Fahrzeugen die NO_x-Emissionen mit wachsender Kilometerlaufleistung ansteigen.

Ein Problem liegt hier in dem Schwefelgehalt des Kraftstoffes. Schwefel schlägt sich auf der Beschichtung des NO_x-Speicherkatalysators nieder und senkt dessen Konvertierungsrate.

Im Ausblick wird auf die Möglichkeiten der Reduzierung der NO_x-Emissionen eingegangen, welche parallel zu diesem Versuch untersucht wurden und sich auf die Optimierung der Motorkalibrierung beziehen.

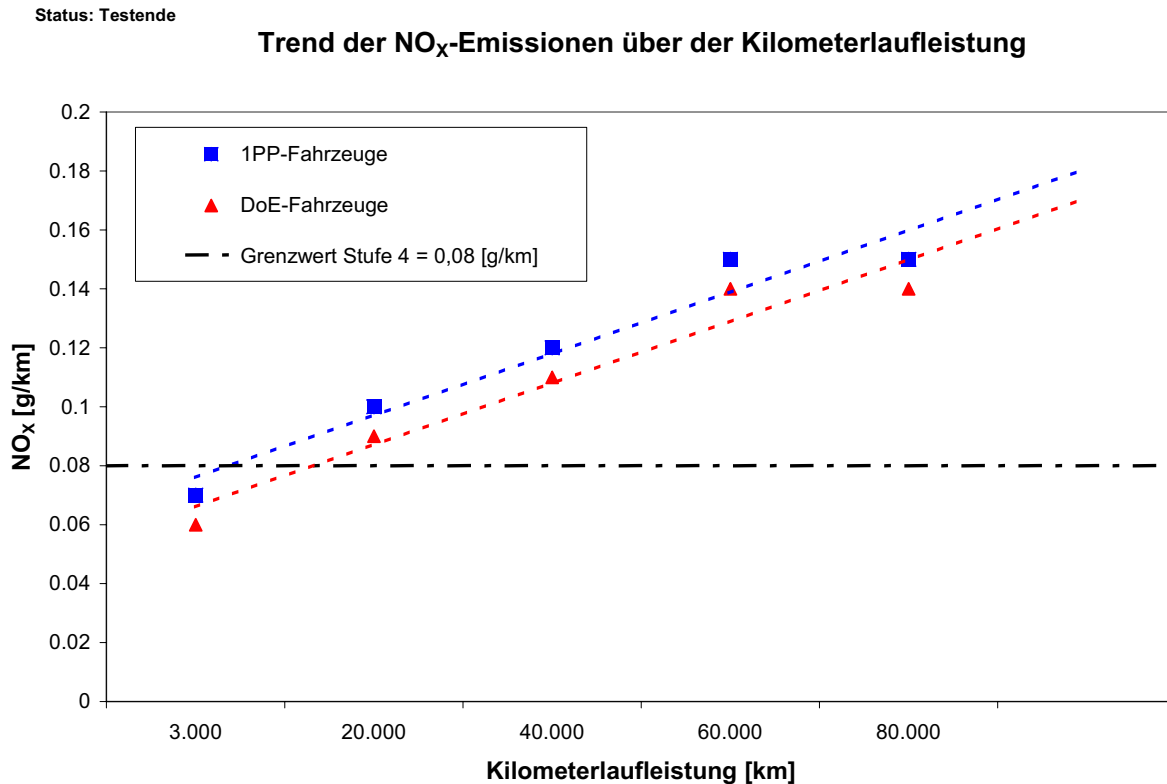


Abbildung 48: Trend der NO_x-Emissionen über der Laufzeit

Im Anschluss an den Versuch wurden aus acht Fahrzeugen der unterschiedlichen Testzyklen die NO_x-Speicherkatalysatoren im Labor auf deren Konvertierungsrate getestet. **Abbildung 49** zeigt die Konvertierungsrate der acht NO_x-Speicherkatalysatoren als Funktion der Abgastemperatur. Im optimalen Temperaturbereich zwischen 350 und 400 °C schwankt die Konvertierungsrate der Systeme zwischen 97 und 62% was eine sehr große Spannweite ist. Die für die Konvertierungsrate entscheidende Größe ist die Temperatur im Speicherkatalysator. Für den Alterungszustand maßgeblich ist die Kilometerlaufleistung. So veranschaulicht die folgende Abbildung, dass bei gleicher Temperatur die Konvertierungsrate mit steigender Kilometerlaufleistung sinkt. Der Einfluss des Nutzungsprofils ist vernachlässigbar. Auffällig ist, dass der Gradient der Verschlechterung der Konvertierungsrate mit steigender Temperatur sehr groß ist. So liegt bei den meisten Systemen mit einer Kilometerlaufleistung von über 50.000 km die Konvertierungsrate bei einer Temperatur von 450 °C unter 50%. Dies führt im Betrieb zu besonders hohen NO_x-Emissionen im oberen Schichtbereich, wo die Abgastemperatur diese Werte erreicht.

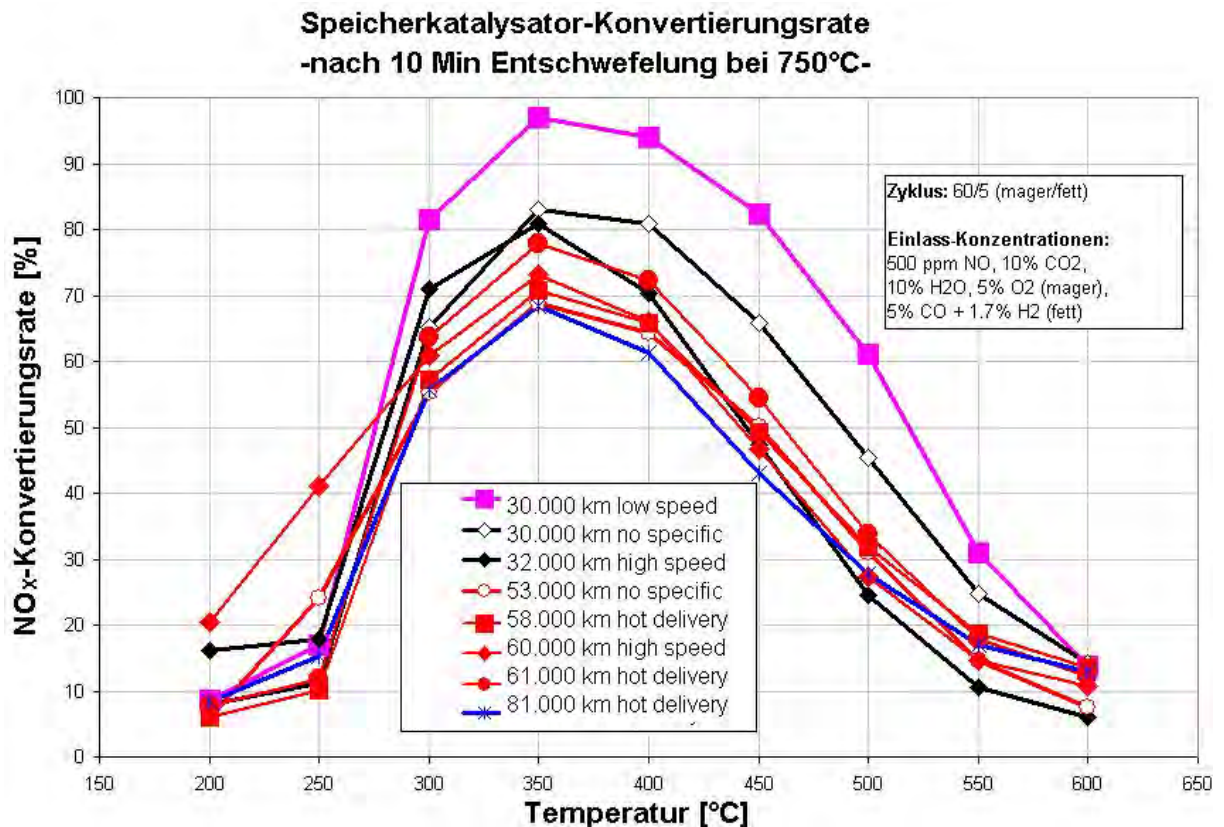


Abbildung 49: Konvertierungsrate des NO_x-Speicherkatalysators als Funktion der Abgastemperatur

5.3.3 CO-Emissionen

Bei den Kohlenmonoxid-Emissionen zeigt das Brennverfahren sehr gute Ergebnisse, die sich zwar über die Laufleistung in Folge der Alterung des Katalysators deutlich verschlechtern, aber noch weit von dem Grenzwert von 1.0 g/km der EU-Stufe IV entfernt sind. Nach 80.000 km liegt der Durchschnittswert bei 0.4 g/km, so dass die CO-Emissionen bei diesem Brennverfahren als unkritisch bewertet werden können.

Abbildung 50 zeigt den Trend der CO-Emissionen infolge der Alterung des Abgassystems.

Der Vollständigkeit wegen befinden sich im Anhang unter **Abbildung Anhang 9** und **Abbildung Anhang 10** die Ergebnisse der CO-Messungen an allen Fahrzeugen über der Laufleistung. Auch dort zeigt sich, dass die Benzindirekteinspritzung in Bezug auf CO-Emissionen, zumindest bei diesem Brennverfahren, keine Probleme mit sich bringt.

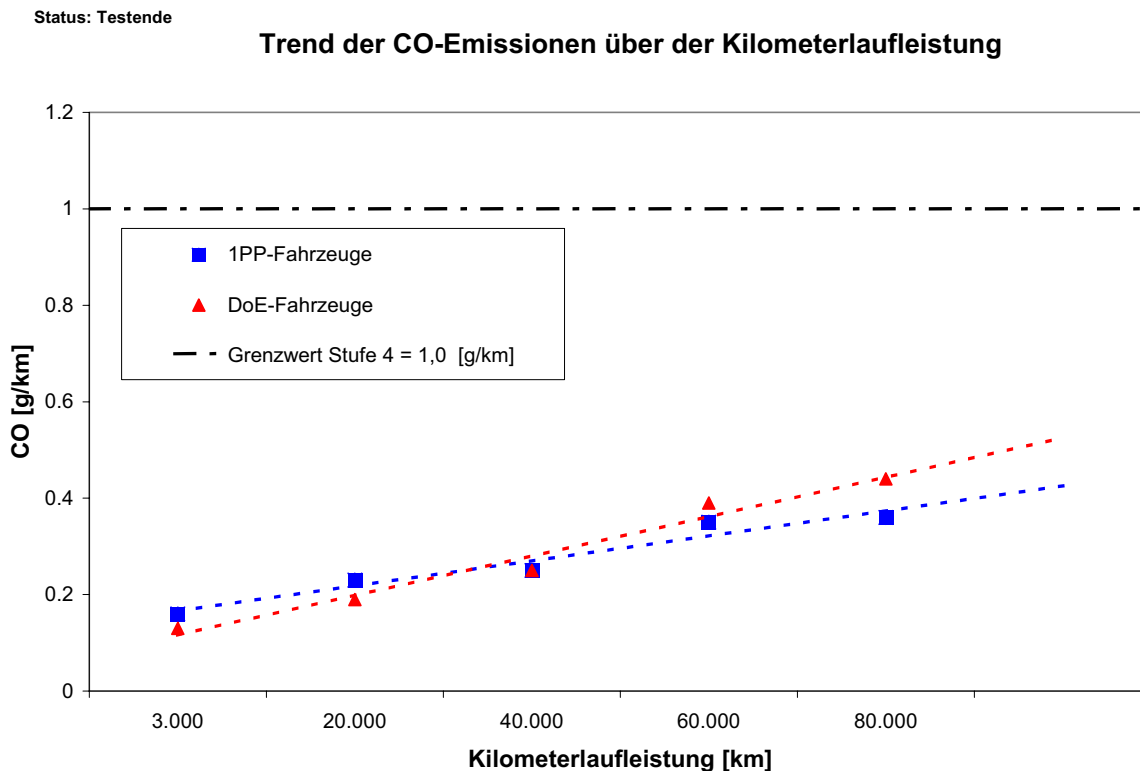


Abbildung 50: Trend der CO-Emissionen über der Kilometerlaufleistung

5.4 Ablagerungen im Einlasssystem und Brennraum

Eine Hälfte der DoE-Fahrzeuge wurde mit einem zusätzlichen Ölabscheider im Kurbelwellengehäuse-Entlüftungssystem ausgerüstet, um den Einfluss des Ölgehaltes im Bezug auf Ablagerungen im Versuchsprogramm mitzuerfassen. Bei diesem Ölabscheider handelt es sich um einen Zyklon, bei dem das Gas mit dem Ölnebel tangential in einen Trichter gelangt und diesen durch den Auslass oberhalb der Trichtermite wieder verlässt. Dabei werden durch die Fliehkraftwirkung der Wirbelströmung die schweren Ölpartikel an die Trichterwand geschleudert, von wo sie nach unten abfließen, um dann auf diesem Weg wieder in die Ölwanne zu gelangen. Solche Abscheider-Systeme finden bereits seit längerer Zeit bei anderen Automobilherstellern wie Volkswagen und Porsche Anwendung in der Serienproduktion.

Bei den Fahrzeugen wurden alle 20.000 km das Einlasssystem und die Brennräume mit einem Endoskop inspiziert. Bereits bei den ersten Untersuchungen zeigte sich deutlich der klare positive Effekt des Ölabscheiders auf die Einlassventilablagerungen.

Ablagerungen im Einlasssystem sind bei BDE-Ottomotoren ein nicht zu vernachlässigendes Phänomen. Dabei bilden sich auf den Einlassventilen Ablagerungen aus dem Öl der Kurbelwellengehäuseentlüftung und der Leckage aus den Ventilschaftdichtungen. Durch die hohen Ventilttemperaturen sieden die leichten Anteile des Öls aus und es bleibt eine zähflüssige, klebrige Masse auf den Ventilen übrig, an die sich der Russ aus der Abgasrückführung bindet. Messungen an diesem Motortyp haben ergeben, dass die Ventilttemperaturen bei der Benzindirekteinspritzung um bis zu 50 °C höher liegen, als beim konventionellen Ottomotor, da die Kühlung des flüssigen Kraftstoffes im Volllastbereich fehlt. Durch den fehlenden Kontakt der Ventile mit flüssigem Kraftstoff bleiben auch dessen Additive zur Ventilreinigung unwirksam.

Abbildung 51 zeigt beispielhaft an zwei Fahrzyklen, wie durch den Ölabscheider die Ablagerungen signifikant reduziert werden [38, 39]. Abgebildet ist hier jeweils das Einlassventil Nr. 5. Auf der linken Seite jeweils das Ventil mit dem Ölabscheider im Kurbelwellenentlüftungssystem und auf der rechten Seite mit dem Standard-System. Die oberen beiden Bilder sind aus Fahrzeugen des "Hot Delivery"-Zyklus nach 60.000 km Laufleistung und die unteren beiden aus dem "High Speed/High Mileage"-Zyklus, ebenfalls nach 60.000 km.

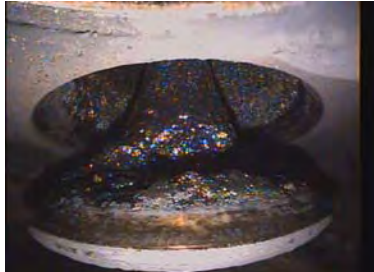
	
"Hot Delivery"-Zyklus, mit Ölabscheider	"Hot Delivery"-Zyklus, ohne Ölabscheider
	
"HS/HM"-Zyklus, mit Ölabscheider	"HS/HM"-Zyklus, ohne Ölabscheider

Abbildung 51: Einfluss des zusätzlichen Ölabscheiders auf Ventilablagerungen nach 60.000 km Laufleistung

Aufgrund dieses Ergebnisses wird bei allen BDE-Folgeprojekten besonders auf eine geringe Ölmenge im Kurbelwellenentlüftungssystem geachtet und immer ein separater Ölabscheider integriert. Der Zyklon-Abscheider hat sich hier als eine kostengünstige und ausreichende Maßnahme etabliert.

An elf Fahrzeugen wurden die Einlassventile nach Testende ausgebaut, fotografiert, gewogen und anschließend nach der Reinigung zur Rückmessung gewogen. **Abbildung 52** zeigt grafisch die Masse der Ventilablagerungen der einzelnen Fahrzeuge.

Dabei wird deutlich, dass es bezüglich der Ablagerungsverteilung zwischen den einzelnen Ventilen keinen klaren Trend gibt. Zwar sind in den meisten Fällen die Ablagerungen am Ventil Nr. 5 am höchsten, was auch zu der Ölverteilung im Kurbelwellengehäuse-Entlüftungssystem korrelieren würde, die bei der Entwicklung des Motors mit Filterelementen gemessen wurde (vgl. Kapitel 4), aber daraus ist kein eindeutiger Trend ableitbar. Eine Erklärung hierfür könnte sein, dass der Einfluss der Leckage der Ventilschaftdichtungen sehr groß ist und den Einfluss der Önebelverteilung überwiegt.

Die Ventil-zu-Ventil-Differenzen bezüglich der Ablagerungsmasse sind mit über 400% sehr hoch.

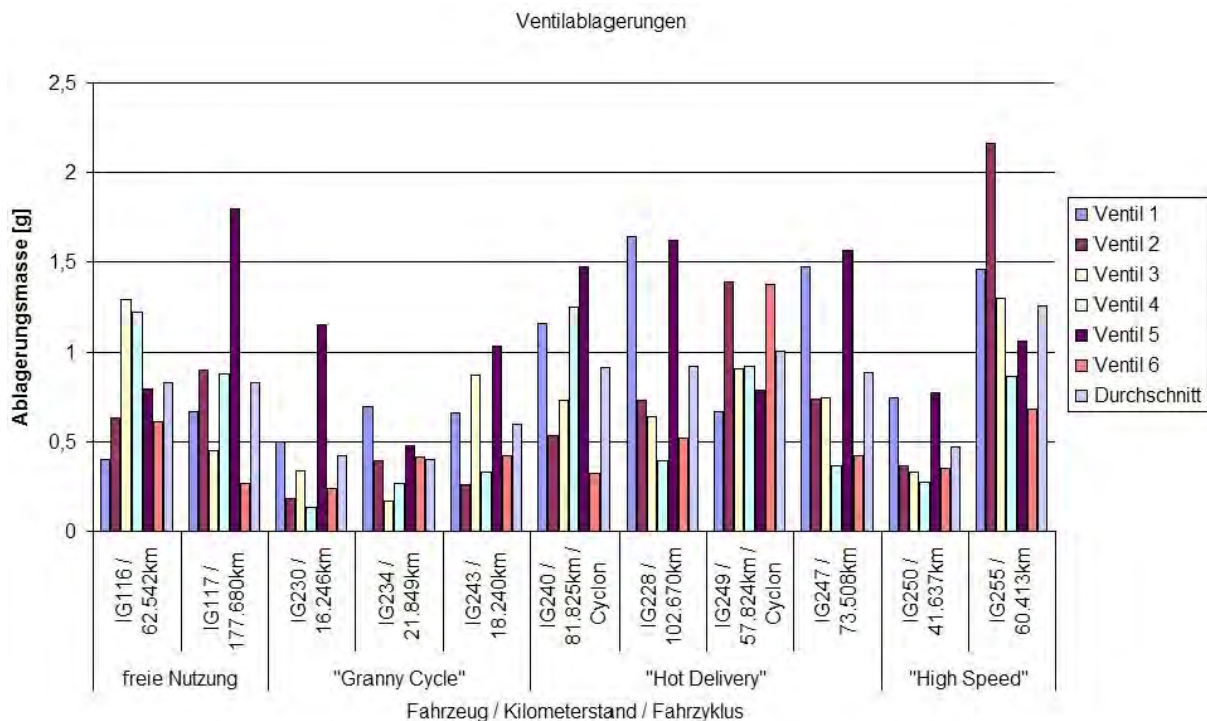


Abbildung 52: Masse der Ablagerungen auf den Einlassventilen

Betrachtet man diese Abbildung, so bleibt festzustellen, dass sowohl für den Fahrzyklus als auch für die Kilometerlaufleistung kein eindeutiger Trend erkennbar ist. So

waren die Ablagerungen an den Fahrzeugen aus dem "Low Speed / Low Mileage"-Zyklus deutlich geringer als zu Anfang erwartet. Dies lässt sich dadurch erklären, dass hier die zur Ablagerungsbildung nötigen hohen Ventiltemperaturen nur selten erreicht werden, da der Volllastanteil sehr gering ist. Vergleicht man aber das Fahrzeug IG250 aus dem "High Speed / High Mileage"-Zyklus mit den Fahrzeugen aus dem "Low Speed / Low Mileage"-Zyklus, so liegt die durchschnittliche Ablagerungsmasse pro Ventil mit 0.5 g auf gleichem Niveau, obwohl hier durch die Last deutlich höhere Ventiltemperaturen aufgetreten sind.

Der Vergleich zwischen den beiden Fahrzeugen aus der freien Nutzung veranschaulicht, dass auch die Fahrleistung keinen maßgeblichen Einfluss hat. Es scheint ein Gleichgewicht zwischen der Ablagerungsbildung und dem Abfall von alten Ablagerungen zu geben. Dies haben auch die Langzeituntersuchungen mit dem Endoskop alle 20.000 km an den Fahrzeugen ergeben.

Der sich bildende Maximalwert liegt für den hier untersuchten Versuchsmotor in einem unkritischen Bereich. Die Fließbankuntersuchungen, auf die im weiteren Verlauf noch ausführlich eingegangen wird, haben eine maximale Durchflussreduzierung von 16% wegen verschmutzter Ventile ergeben. Dies entspricht in etwa einem Leistungsabfall von 5%. Hierzu ist eine Berechnung durchgeführt worden, auf die später bei dem Kapitel Fließbankuntersuchungen ausführlicher eingegangen wird. Dieser Leistungsabfall geschieht sehr langsam und kontinuierlich und ist für den Kunden nicht spürbar. Hinzu kommt noch, dass diesem Leistungsabfall ein Leistungszuwachs von ca. 3% infolge der Reibungsminimierung des Motors durch den Zylinderlaufflächen- und Lagerverschleiß gegenübersteht.

Die Wägung der Einlassventile hat außerdem ergeben, dass der zusätzliche Ölabscheider zwar das Ablagerungsvolumen reduziert, wie auch in **Abbildung 51** zu erkennen ist, dass aber die Masse nahezu unverändert bleibt. So ist also bei diesen Ventilen die Dichte der Ablagerungen größer. Da für die Durchflussreduzierung und den damit verbundenen Leistungsabfall aber das Ablagerungsvolumen zählt, ist der positive Effekt des Ölabscheiders vorhanden und rechtfertigt dessen Einbau als eine sinnvolle Präventionsmaßnahme.

Neben den Ablagerungen auf den Einlassventilen haben die Untersuchungen nach Testende noch Ablagerungen in den Einlasskanälen, auf den Ladungsbewegungsklappen, den AGR-Ventilen und einigen MAP-Sensoren offenbart. **Abbildung 53** zeigt beispielhaft einige Bauteile. An einigen Fahrzeugen haben die Ablagerungen an

der AGR-Leitung zu Problemen geführt. Durch die Querschnittverengung reichte an zwei Fahrzeugen das zurückgeführte Abgas nicht aus und die On-Board-Diagnostik meldete den Fehler "AGR-Fluss nicht ausreichend". Um das System robust gegen den Ausfall durch Ablagerungen zu konstruieren, muss darauf geachtet werden, dass der Strom des Kurbelwellengehäuseentlüftungsgases nicht auf den Eingang der AGR-Zufuhr trifft. Hierdurch reduzieren sich die Ablagerungen im System auf ein akzeptables Maß, da die alleinige Ablagerungsbildung durch Ruß aus der Rückführung ohne Kontakt mit Öl gering ist.

Bei zwei Fahrzeugen lag bei der Rückmessung der MAP-Sensor außerhalb der zulässigen Dauerhaltbarkeitstoleranz. Dies ist auf Ablagerungen auf den Messelementen der Sensoren zurückzuführen. Durch die Reduzierung des Ölgehalts im Entlüftungssystem der Kurbelwelle kann dieses Problem behoben werden.

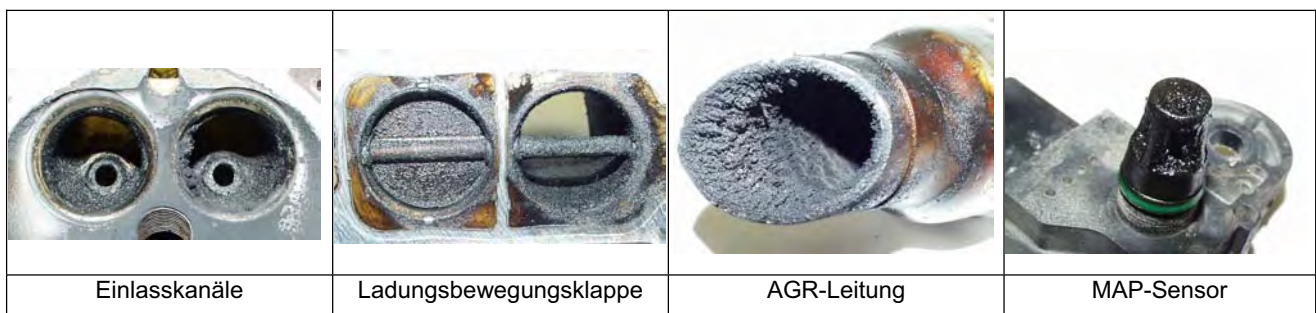


Abbildung 53: Ablagerungen auf Motorkomponenten nach Testende

Auch auf den Kolben befanden sich trockene, kohlenstoffhaltige Ablagerungen. Diese waren aber in keinem Fall als kritisch für den Motorbetrieb zu beurteilen. Auf einigen Kolben waren sogar Spuren durch Kontakte mit den Auslassventilen sichtbar, ohne dass dies aber einen Einfluss auf die Motorfunktion hatte, wie anschließende Vermessungen der Ventile und die Prüfung der Dichtigkeit ergeben haben. Die Kolbenringe waren alle frei beweglich und die Laufflächen zeigten keinen übermäßigen Verschleiß, obwohl die Feuerstege erhebliche Ablagerungen aufwiesen. **Abbildung 54** zeigt Aufnahmen der Kolben vom Fahrzeug IG240 nach ca. 82.000 km Laufleistung im "Hot Delivery"-Zyklus.

Fahrzeug IG240, 81.825 km, Hot Delivery Zyklus, Ölabscheider im PCV-System, Deutschland



Abbildung 54: Fotografien der Kolben aus Fahrzeug IG240 nach 81.825 km

5.5 Fließbankuntersuchungen

Um eine Erkenntnis über den Einfluss der Ablagerungen auf die Robustheit des Systems zu erlangen, wurde pro Testzyklus ein Zylinderkopf auf der Fließbank untersucht. Hierbei wurden der Durchflusskoeffizient α_K , der Tumble (Spin) und der Swirl (Drall) bei unterschiedlichen Ventilhüben und Ladungsbewegungskappenpositionen gemessen. α_K ist definiert als A_S/A_K , wobei A_S der isentrope Strömungsquerschnitt in Abhängigkeit des Ventilhubs und A_K die Kolbenquerschnittfläche ist [41].

Alle vermessenen Zylinderköpfe zeigen eine Reduktion des Durchflusswertes aufgrund der Ablagerungen. Die Zylinder-zu-Zylinder-Streuung des Durchflusskoeffizienten der einzelnen Köpfe beträgt bis zu 13%. Bei einem sauberen Kopf liegt diese Streuung bei 3%. Die gemessene Streuung ist aber ausreichend klein, um zu gewährleisten, dass die Füllungsverteilung zwischen den Zylindern nahezu gleich ist.

Bei den Tumble-Messungen ist die Zylinder-zu-Zylinder-Streuung mit bis zu 60% bei geschlossenen Ladungsbewegungskappen sehr hoch, was aber keinen maßgeblich negativen Einfluss auf die Robustheit des Brennverfahrens hat. Zum Vergleich be-

trägt die Streuung bei einem sauberen Kopf 18%. Bei geöffneten Ladungsbewegungsklappen fällt die Streuung mit 9% geringer aus.

Die Ablagerungen beeinflussen auch den Swirl, aber nicht in eine bestimmte Richtung. Die durchschnittliche Änderung liegt bei 10%.

Durch die verstärkte Luftbewegung wird die Gemischaufbereitung im Schichtbetrieb besser, wodurch die Verbrennung schneller mit weniger Zündverzug abläuft. Da der Effekt der Ablagerungen aber nicht vorhersagbar ist, kann dies in der Kalibrierung nicht berücksichtigt werden. Hier sei besonders auf die Wichtigkeit hingewiesen, dass das Messprogramm zur Erstellung der Kalibrierung (Einspritzzeitpunkt-, Zündzeitpunkt- und Ladungsbewegungsoptimierung) an einem ablagerungsfreien Motor durchgeführt werden sollte, da Ablagerungen die Gemischbildung und somit den optimalen Zündzeitpunkt beeinflussen.

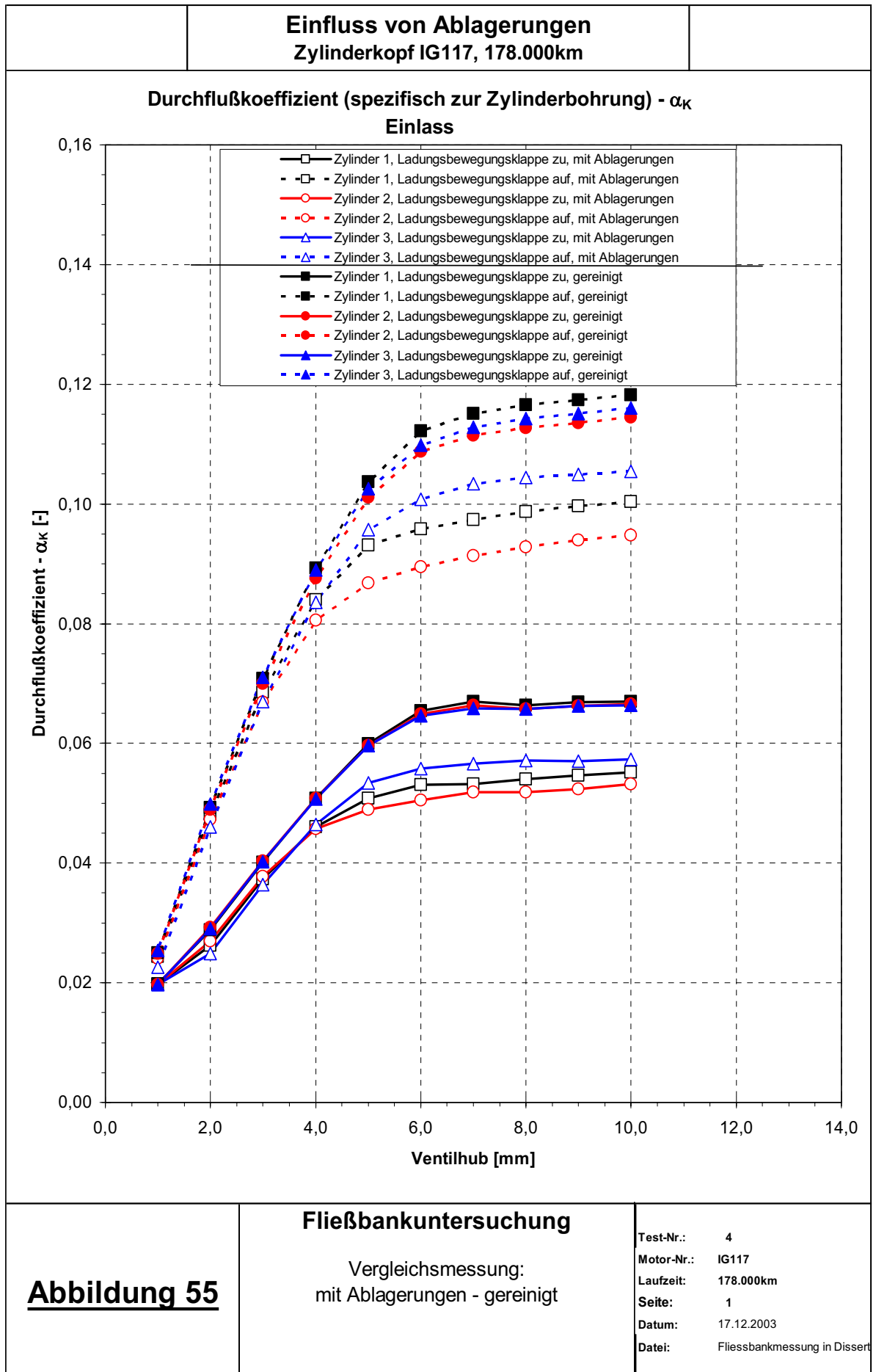
Es ist nicht zu erwarten, dass sich das Fahrverhalten durch die Ablagerungen bemerkbar verschlechtert. Ein erhöhtes Auftreten von Fehlzündungen ist auch nicht zu befürchten.

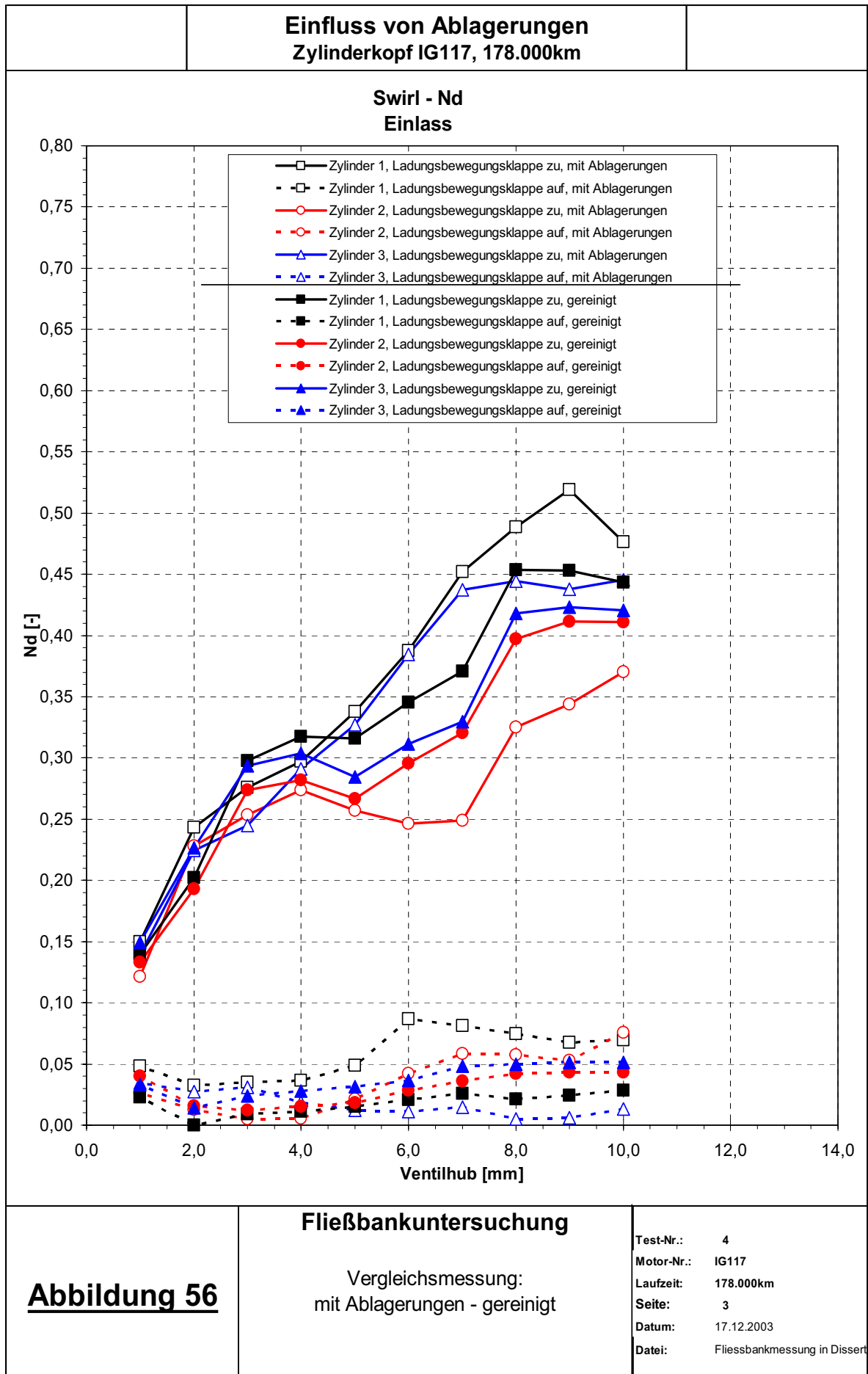
Der Leistungsverlust bei den getesteten Motoren kann rechnerisch bestimmt werden, wenn man die Kurve des Durchflusskoeffizienten über dem Ventilhub kennt.

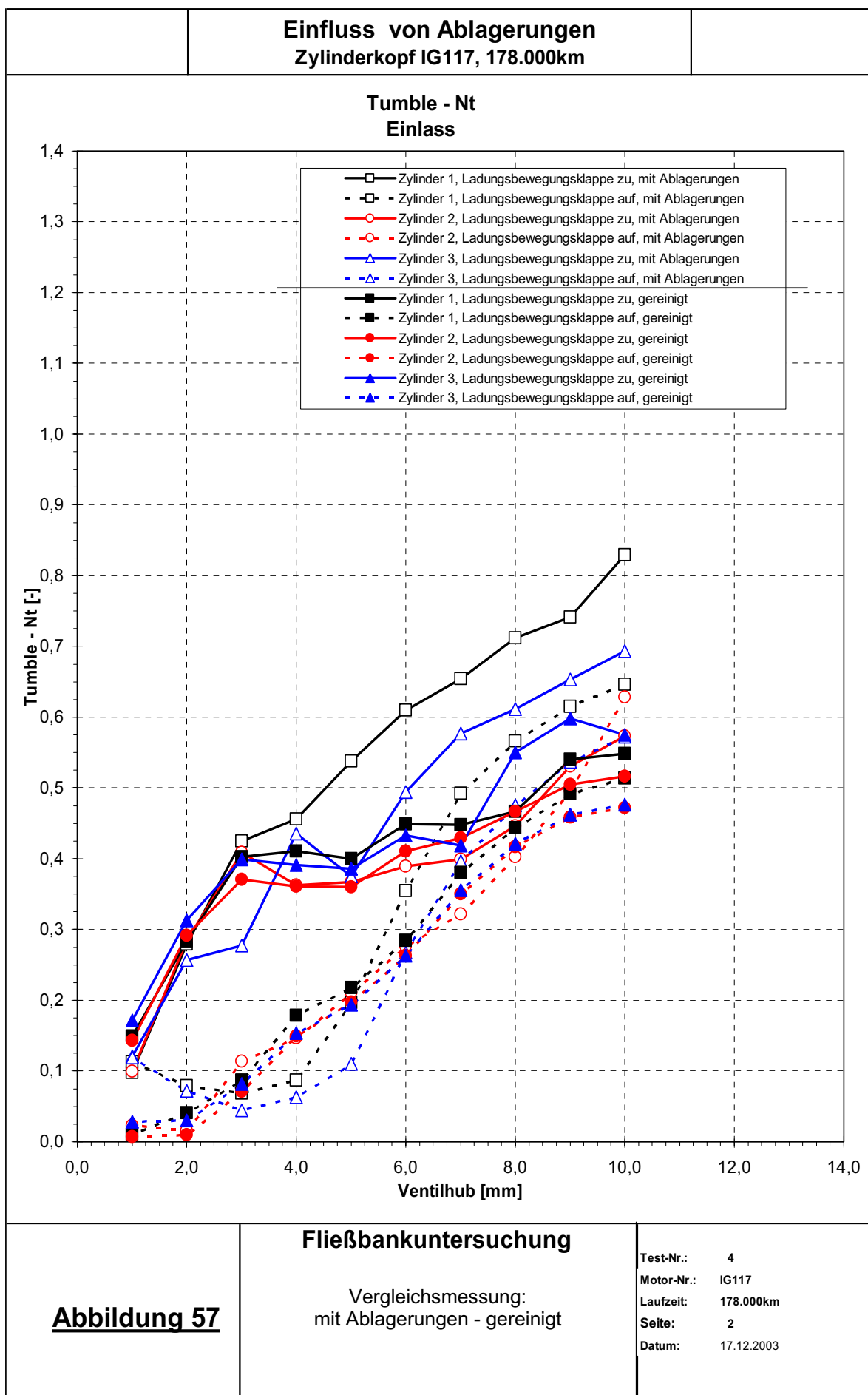
Hierzu gibt es 1-D Ladungswechsel-Analyse-Tools wie zum Beispiel GT-Power von Gamma Technologies. Dieses Programm basiert auf der numerischen Finite-Volumen-Methode, die in der Gasdynamik üblich ist. Der Motor wird beschrieben als ein Modell aus Drosseln und Volumina, welche durch Rohre miteinander verbunden sind. In diesem Modell kann der Durchflusskoeffizient durch eine Drossel als Funktion des Ventilhubes wiedergegeben werden.

Da es für den 1.125 l Sigma-Motor kein ausreichend bekanntes Modell gab, wurde ein Modell des 1.6 l Sigma Motors genommen. Die Berechnung ergab, dass der Leistungsabfall aufgrund der Ablagerungen in einem Bereich von unter 5% liegt. Hinsichtlich des Brennverfahrens kann das System als robust bezeichnet werden, auch wenn die prozessbedingten HC-Emissionen problematisch sind

Die folgenden **Abbildungen 55-57** zeigen den Einfluss der Ablagerungen an Zylinderkopf IG 117 mit 178.000 km Laufleistung. Hierzu wurde der Kopf zuerst verschmutzt vermessen, dann gereinigt und anschließend erneut vermessen.







5.6 Probleme während des Flottenversuchs

Der Betrieb der Fahrzeugflotte hat schnell eine Reihe von Problemen aufgedeckt, deren Lösungen direkt in gleichzeitig laufende Entwicklungsprojekte einfließen konnten. Bei dem Versuchsträger wird die Alterung des 3-Wege-Katalysators über die exotherme Reaktion im Katalysator bestimmt. Hierzu wird die Abgastemperatur unmittelbar nach dem Katalysator gemessen. Ein Ergebnis des Versuchs war, dass diese Methode wegen der großen Toleranzbreite des Temperatursensors von $\pm 50\text{ °C}$ nicht praktikierbar ist. Als Folge dieser großen Toleranz kam es häufig bei den Fahrzeugen zu der Fehlermeldung, dass die Katalysatoreffizienz unzureichend sei. Hieraus wurde die Erkenntnis gewonnen, dass eine zweite Lambdasonde nach dem 3-Wege-Katalysator benötigt wird, um die notwendige Katalysatorüberwachung für die On-Board-Diagnostik durchführen zu können.

Bei einem Fahrzeug war ein AGR-Ventil (Abgasrückführventil) blockiert und es wurde permanent Abgas zurückgeführt. Dies war von der Kalibrierung nicht festzustellen, weil das Ventil keinen Positionserfassungssensor besitzt. Bei Folgeprojekten wird dieser eingesetzt, um solch ein Problem zukünftig zu vermeiden.

Der Flottenversuch hat weiterhin gezeigt, dass die MAF-Sensoren (Mass Air Flow) zur Bestimmung des Luftmassenstroms nicht dauerhaftbar sind, worauf in dem späteren Kapitel der Rückmessungen näher eingegangen wird.

Zusammengefasst kann man aber feststellen, dass es nur wenige kleine Hardwareprobleme gab und sich auch die Kalibrierungsprobleme hauptsächlich auf die Plausibilität von Adaptionsgrenzen und die Überwachung des Systems im Rahmen der EOBD (**E**uropean **O**n**B**oard **D**iagnostic) beschränkt haben. Die EOBD ist eine vom Gesetzgeber geforderte Maßnahme, um abgasrelevante Störungen an einem Fahrzeug direkt dem Fahrzeugnutzer sichtbar zu machen. Dies geschieht über eine in die Instrumententafel eingebrachte Warnlampe.

5.7 Bauteilrückmessungen

Nach Testende sind die für das Brennverfahren besonders wichtigen Komponenten aus elf Fahrzeugen vermessen worden, um eine Aussage darüber zu erhalten, ob sie noch den Anforderungen entsprechen. Hierbei handelt es sich um folgende Bauteile:

- Hochdruckkraftstoffpumpe
- Einspritzventile
- Zündkerzen
- Hochdruckregelventil
- Hochdruck-Kraftstoffspeicher
- MAP-Sensor (Manifold Air Pressure)
- MAF-Sensor (Mass Air Flow)

Bei den Hochdruckpumpen wurden keine Probleme festgestellt. Der maximale Förderdruck und die Fördermenge unterschritten nicht die Dauerhaltbarkeitstoleranzen. Alle Pumpen bestanden den Leckagetest problemlos. Verschleiß und Korrosion lagen bei allen Tests im unkritischen Bereich, so dass die Pumpen für diesen Aufbau als robust gegen einen Ausfall bezeichnet werden können.

Die Einspritzventile sind stationär in einer Druckkammer getestet worden. Alle waren dicht und das Sprühbild lag noch im Toleranzbereich. Das ist eine sehr wichtige Erkenntnis für diesen Einspritzventiltyp.

Bei den Zündkerzen kam es zu keinen Fehlern während des Funktionstests. Der Elektroden- und Keramikverschleiß an einigen Zündkerzen ließ erkennen, dass das maximale Serviceintervall nur bis zu 40.000 km betragen kann. **Abbildung 58** zeigt eine Zündkerze nach einer Laufleistung von ca. 42.000 km. Dort ist der Keramikverschleiß deutlich erkennbar. Dieser entsteht dadurch, dass der Zündfunke an der Keramik vorbeigleitet und dabei Material abträgt. Dieses Phänomen wird als "Channeling" bezeichnet. Der Verschleiß an den Masse-Elektroden und der Mittelelektrode ist ebenfalls im kritischen Bereich.

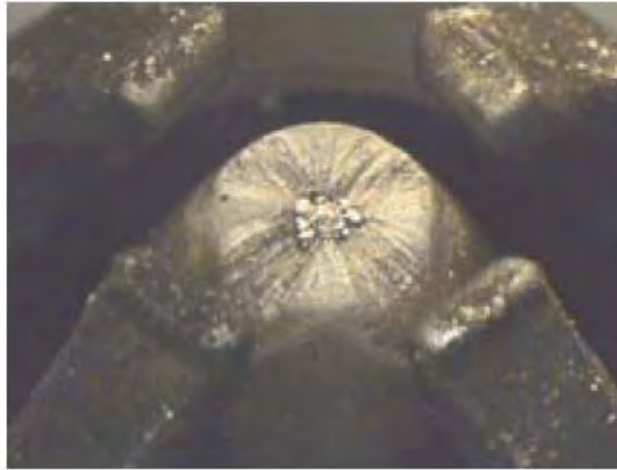


Abbildung 58: Fotografie einer Zündkerze nach 41.637 km aus Fahrzeug IG250

Die maximal benötigte Zündenergie zum Funkenüberschlag lag bei allen Zündkerzen während des Abschlusstests in der Druckkammer bei 8 bar zwischen 15.7 und 24.5 kV, so dass der zulässige Maximalwert von 27 kV deutlich unterschritten wurde. Zu erwähnen bleibt bei der Auswertung der Zündkerzendauerhaltbarkeit, dass es infolge von häufigen Austauschmaßnahmen aufgrund von Produktionsfehlern nur sehr wenige Zündkerzen mit hohen Kilometerlaufleistungen gab. Für einen Serieneinsatz stellt dieses kurze zulässige Laufintervall von 40.000 km ein Problem dar, da die Zündkerzen für den Kunden hohe Kosten verursachen.

Bei der Untersuchung der Hochdruckregelventile gab es bei den Rückmessungen keine Leckagen und Fehlfunktionen.

Auch die Leckagetests an den Hochdruck-Kraftstoffspeichern ließen keinen unzulässigen Druckabfall erkennen. Bei den Röntgenuntersuchungen wiesen sie keine Rissbildungen auf.

Bei den MAP-Sensoren (Drucksensor im Einlasskrümmer) kam es, wie schon erwähnt, bei zwei Sensoren infolge von starken Verschmutzungen durch Ablagerungen zu Abweichungen außerhalb der Dauerhaltbarkeitstoleranz. Während des Flottenbetriebs wurde dieser Fehler nicht von der On-Board-Diagnostik erkannt.

Zwei der 11 MAF-Sensoren (Luftmassenmesser) zeigten, mit einer maximalen Abweichung der gemessenen Luftmenge von bis zu -27% , außerhalb des Toleranzbereichs liegende Ergebnisse und dieses schon nach einer Laufleistung von 16.250, bzw. 102.600 km. Drei weitere Sensoren lagen nah an der Toleranzgrenze von $\pm 8\%$. Bei fast allen Sensoren war eine negative Abweichung zu erkennen, was dazu führt, dass der Sensor weniger Luft misst, als tatsächlich angesaugt wird. Die genau-

ere Untersuchung der ausgefallenen Sensoren hat ergeben, dass das Schutzgel der Messmembrane beschädigt war und dies zu einer Veränderung des Temperaturverhaltens geführt hat. Dieses Schutzgel wurde durch einen zu hohen HC-Gehalt am Sensor beschädigt. Da bei der Benzindirekteinspritzung im Schichtbetrieb die Drosselklappe komplett geöffnet ist, kann bei Abschalten des Motors aus dem Schichtbetrieb Kohlenwasserstoff infolge der Ventilüberschneidung bis zum MAF-Sensor gelangen. Für den Einsatz dieses Sensortyps bei der Benzindirekteinspritzung ist eine kohlenwasserstoffresistente Beschichtung der Membrane erforderlich.

Abbildung 59 stellt die Messmembrane eines Sensors außerhalb des Toleranzbereichs dar. Deutlich sind darauf die Beschädigungen zu erkennen.

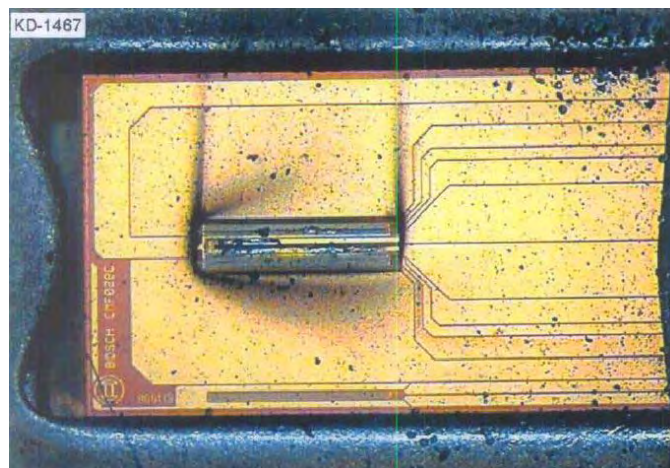


Abbildung 59: Beschädigte Membrane eines MAF-Sensors nach 102.600 km Test

In **Abbildung 60** ist aufgetragen die Abweichung der vom MAF-Sensor gemessenen Luftmenge zum Eichwert über der durchfließenden Luftmasse. Deutlich zu erkennen ist die große Abweichung von bis zu -27.2% bei hohen Luftmassen. Zum Vergleich stellen die rötlichen Balken den gleichen Sensor im Neuzustand dar. Die feingestrichelten Linien grenzen den Toleranzbereich eines neuen Sensors ($\pm 3\%$) ein und die grob-gestrichelten Linien ($\pm 7\%$) den der Lebensdauer-Toleranz.

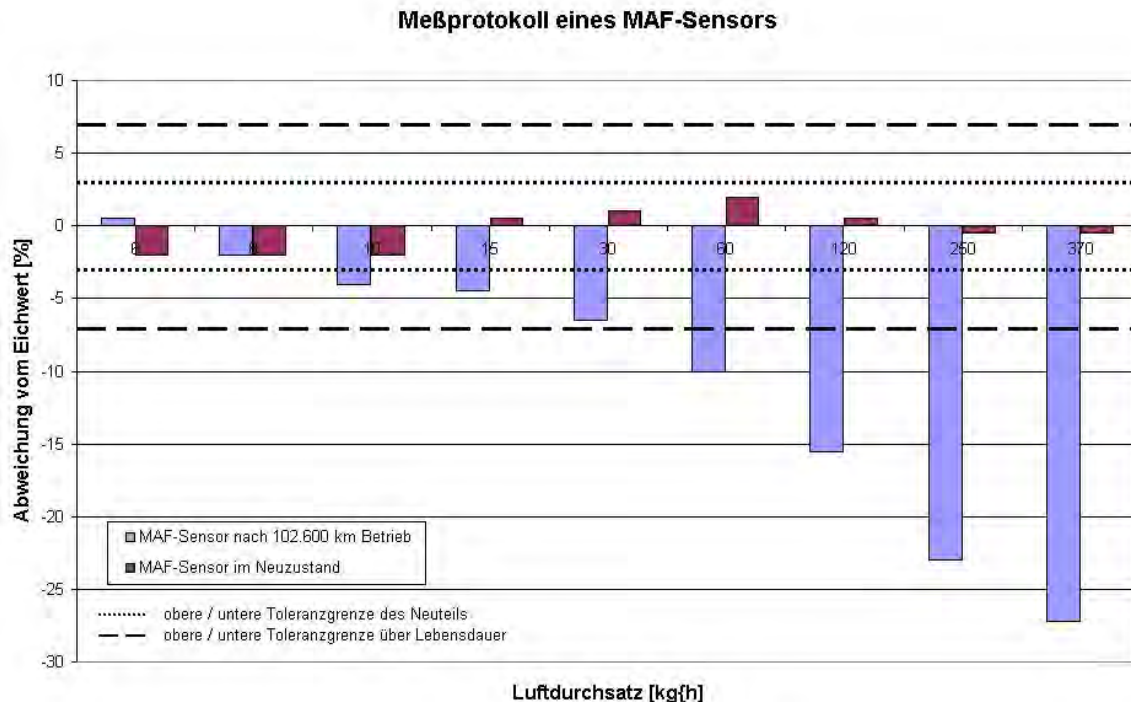


Abbildung 60: Kennlinie des MAF-Sensors nach 102.600 km im Vergleich zum Neuzustand

Ab einem Luftmassenstrom von etwas über 30 kg/h verlässt dieser Sensor den Toleranzbereich. Da dieses Problem nicht sofort erkannt worden ist und auch nicht von der On-Board-Diagnostik erfasst wurde, kam es zu zwei Motorausfällen.

In diesen Fällen hat der MAF-Sensor während der Volllast eine zu niedrige Luftmasse gemessen und darauf die Kraftstoffmenge ausgelegt. Anhand der Information der Lambdasonde vor dem 3-Wege-Katalysator kann diese Einspritzmenge durch die Funktion der Kraftstoff-Luft-Adaption in gewissen Grenzen korrigiert werden. Dies geht bis zu $\pm 20\%$. Läuft dieser Adaptionfaktor in eine Grenze, so wie es in den beiden Fällen war, dann sollte die On-Board-Diagnostik einen Fehler melden. Da dies nicht passiert ist, konnte durch die Adaption die Einspritzmenge nicht ausreichend erhöht werden und der Motor ist "ausgemagert". Hierdurch ist die Verbrennungstemperatur gestiegen bis der Kolbenboden anfang zu schmelzen.

Abbildung 61 und 62 zeigen die durchgebrannten Kolben der beiden Motorausfälle. Die Laufzeiten der beiden Fahrzeuge lagen mit 35.000 km, bzw. 24.000 km auf einem sehr niedrigen Niveau. Da die Ausfälle während des Versuchs aufgetreten sind, standen zu diesem Zeitpunkt noch keine Resultate der Bauteilrückmessungen zur Verfügung. Aus diesem Grund wurde die „Ausmagerung“ als Schadensursache für die beiden Motorausfälle erst nach diesen Erkenntnissen auf ein Versagen der MAF-Sensoren zurückgeführt, so dass auch keine Rückmessungen zu den Sensoren aus diesen Fahrzeugen vorliegen.



Abbildung 61: Motorausfall IG104,
35.000 km, durchge-
brannter Kolben



Abbildung 62: Motorausfall IG102,
24.000 km, durchge-
brannter Kolben

5.8 Ölanalysen

Stichprobenartig wurden von den Versuchsfahrzeugen Ölproben analysiert. Teilweise alle 5.000 km, aber generell bei allen Fahrzeugen nach 20.000 km im Rahmen des Services.

Es galt zu untersuchen, ob die Benzindirekteinspritzung neue Anforderungen an das Motoröl stellt.

Vorweg bleibt als Ergebnis festzustellen, dass die Analysen keine Besonderheiten gezeigt haben, welche darauf schließen lassen würden, dass es sich bei dem Versuchsmotor um einen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung handelt.

Der Kraftstoffgehalt im Motoröl ist mit 2% bei den meisten Fahrzeugen auf einem sehr niedrigen Niveau. Hier bestand die ursprüngliche Befürchtung, dass bei dem wandgeführten Brennverfahren die Kolbenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff während der Kaltstartphase zu einer erhöhten Ölverdünnung führen könnte.

Bei dem "Low Speed / Low Mileage"-Testzyklus merkt man diesen Effekt, da hier der Kraftstoffanteil im Öl mit bis zu 7% sehr hoch ist. Die Analyse der Motorkomponenten nach dem Testende hat aber keinen erhöhten Verschleiß gezeigt. Dabei muss aber auch erwähnt werden, dass bei diesem Zyklus der Kraftstoffgehalt im Öl bei herkömmlichen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung mit bis zu 6% ebenfalls auf einem hohen Niveau liegt [40].

Bei einigen Fahrzeugen wurde ein auffallend hoher Nitrat-Gehalt festgestellt, wie z.B. bei IG242 oder IG247, aber dies ist für die Funktion des Motors und des Schmierstoffes nicht bedenklich. Eine Ursache hierfür konnte nicht gefunden werden.

Die metallischen Rückstände in dem Öl sind auffallend gering, was sich auf ein sehr niedriges Verschleißverhalten zurückführen lässt. Hier war vor Versuchsbeginn infolge der möglichen Schmierfilmbewaschung durch Kraftstoffbenetzung der Zylinderlaufflächen ein möglicher höherer Metallgehalt als bei Ottomotoren mit konventioneller Saugrohreinspritzung erwartet worden.

Ebenfalls verwunderlich für die Ölproben von Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung war, dass keine der Proben Russ enthalten hat.

Das Öl wurde im Motorbetrieb sehr wenig geschert, was zu einer sehr guten Stabilität der Viskosität des Motoröls über der Laufleistung führt. Zusammenfassend kann man festhalten, dass die Analysen der Ölproben ergeben haben, dass das verwendete Öl (Texaco 5W-30, API-Klasse SL/EC, GF-2 und ACEA-Klasse A1/B1) ohne jegliche Einschränkung in Verbindung mit diesem Motor bei einem Wechselintervall von

20.000 km eingesetzt werden kann und zur Freigabe von Motorölen für diesen Motor keine neuen Tests erforderlich sind.

5.9 Verschleißmessungen

Um das Verschleißverhalten des Motors beurteilen zu können, sind nach Testende elf Motoren zerlegt und die wichtigsten Stellen, wie Haupt-, Pleuel- und Nockenwellenlager, sowie der Kolben und die Zylinderbohrung vermessen und optisch begutachtet worden.

Alle Lagermaße lagen noch in der Toleranz. Bei einem Fahrzeug mit einer Laufleistung von 178.000 km waren erhebliche Verschleißspuren an den Hauptlagern zu erkennen, die wohl auf Sandrückstände in der Ölwanne oder von anderen Gussteilen zurückzuführen sind, aber offensichtlich die Funktion nicht beeinträchtigt haben.

Optisch zeigten einige der Fahrzeuge unabhängig von dem Fahrzyklus Riefen in der druckseitigen Zylinderlaufbahn. Diese waren aber nicht so tief, dass sie zu einem erhöhten Ölverbrauch hätten führen können.

Bei der Betrachtung der Kolben fällt auf, dass einige mit den Einlassventilen in Kontakt gekommen sind. Dieses Phänomen war aber nicht an der Dichtigkeit und Form der Ventile nachzuvollziehen. Es kann sich nur dadurch erklären lassen, dass die Ablagerungsschicht auf dem Kolben so groß war, dass der Spalt zwischen Kolbenboden und Einlassventil überbrückt werden konnte. Entfernt man die Ablagerungen auf den Kolben, dann ist der Einschlag auf der metallischen Oberfläche auch nicht mehr sichtbar.

6 Bewertung der Ergebnisse und Ausblick

Bei der Bewertung der Ergebnisse im Hinblick auf den Einfluss der gewählten Untersuchungsparameter bezüglich Verbrauch, Emissionen, Robustheit und Alterung wird deutlich, dass der große Untersuchungsumfang mit der gewählten Fahrzeuganzahl nicht eindeutig und lückenlos zu analysieren war.

Bei ersten Auswertungsversuchen nach 3.000 km hat sich gezeigt, dass die Ergebnisse zum Teil widersprüchlich oder technisch nicht erklärbar waren. Dies belegt, dass offensichtlich zumindest bei dieser Laufleistung wichtige Einflussfaktoren, die einen höheren Effekt auf die Qualitätsmerkmale haben, in dem Versuchsplan nicht berücksichtigt wurden. Diese können bei so einem komplexen System sehr viele sein, wie zum Beispiel folgende Faktoren:

- Innermotorische Reibungsverluste
- Abweichungen im c_w -Wert oder in der Querschnittsfläche zwischen den Fahrzeugen
- Differenzen im Abrollverhalten der Reifen, welche zwar vom Typ her alle identisch waren, aber der Reifendruck nicht permanent kontrollierbar ist
- Fahrzeuggesamtmasse mit Passagieren
- Schwankungen in der Kraftstoffqualität

Da fünf Fahrzeuge (15,63%) eine geringere Kilometerlaufleistung als 20.000 km bei Testende hatten, wie **Abbildung 29** zeigt, konnte keine weitere sinnvolle Auswertung im Rahmen der statistischen Versuchsplanung unter Verwendung von Ergebnissen der Abgasuntersuchungen erfolgen.

Die unterschiedlichen Reibungsverluste infolge der mechanisch zulässigen Fertigungstoleranzen bei einem Fahrzeug stellen sich erst nach einer Laufleistung von ungefähr 20.000-25.000 km ein, was eine sichere Auswertung erst nach 40.000-60.000 km zulässt.

Die Aussage, dass die Ausfallwahrscheinlichkeit der neuen Technologie infolge von Motorschäden, Pannen oder erhöhtem Verschleiß nicht größer als bei konventionellen Ottomotoren ist, kann anhand der Testergebnisse getroffen werden.

Nach den verwendeten Kriterien für die Stabilität eines Brennverfahrens kann das System als hinreichend robust bewertet werden. Dies lässt sich durch den langen Zeitraum erklären, zu dem ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze vorliegt, was allerdings zu Lasten höherer HC-Rohemissionen geht.

Bezüglich der Kohlenwasserstoff- und Stickoxidemissionen ist das Brennverfahren in dieser Ausführung nicht realisierbar. Messungen der Rohgasemissionen vor dem 3-Wege-Katalysator an einigen Fahrzeugen haben gezeigt, dass die Kohlenwasserstoffemissionen bei diesem Brennverfahren sehr hoch sind. Zwar lassen sich diese durch einen größeren 3-Wege-Katalysator im Abgasnachbehandlungssystem senken, wodurch aber nicht das Grundproblem gelöst wird. Untersuchungen an einem anderen Versuchsträger parallel zu diesem Versuch haben ergeben, dass der Katalysator beim wandgeführten BDE-Verfahren eine Größe von 100% des Motorvolumens und eine höhere Platin-Beladung haben sollte, um die HC-Emissionen über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs unterhalb der Emissionsgrenzwerte zu halten. Zum Vergleich hat der 3-Wege-Katalysator des Versuchsträgers ein Volumen von nur circa 50% des Motorhubraums.

Die Reduzierung der Stickoxidemissionen bei diesem Brennverfahren ist durch Verbesserungen in der Motorsteuerung realisierbar. Untersuchungen parallel zu diesem Versuchsprogramm haben aber verdeutlicht, dass das Hauptproblem auf die Motorkalibrierung zurückzuführen ist.

In der ursprünglichen Strategie beginnt der Schichtbetrieb ab einer Motortemperatur von 48°C. Tests haben gezeigt, dass sich die NO_x-Emissionen deutlich reduzieren lassen, wenn man die Starttemperatur auf 58°C legt, da somit während des NEDC-Tests der Schichtbetrieb erst 70 Sekunden später, also nach 190 Sekunden, einsetzt, wodurch mehr Zeit zur Aufheizung des NO_x-Speicher-katalysators bleibt.

Als zweiter Punkt wurde in der Kalibrierung die Verzögerungszeit für das Umschalten zwischen den beiden Betriebsstrategien, Homogen- und Schichtbetrieb, von 0.1 Sekunden auf 5 Sekunden erhöht. Hierdurch wird das Hin- und Herschalten zwischen den Strategien während der Beschleunigungsphasen verhindert.

Die anfängliche Befürchtung, dass sich durch diese beiden Änderungen der Kalibrierung der Kraftstoffverbrauch, infolge des geringeren Schichtanteils, im NEDC erhöhen würde, konnte bei den Messungen nicht festgestellt werden.

Dies lässt sich dadurch erklären, dass durch die Reduzierung der Umschaltunkte im Test diese verbrauchsungünstigen Verbrennungsphasen gesenkt werden, bei denen der Kraftstoffverbrauch hoch ist. Während diesen Umschaltphasen steht im Mittelpunkt, dass sie so ruhig wie möglich erfolgen, ohne dass der Fahrer eine Drehmomentänderung oder einen Geräuschanstieg spürt. Dies geht zu Lasten des Verbrauchs.

Abbildung 63 zeigt den Vergleich zwischen der modifizierten Kalibrierung und der Basiskalibrierung.

Deutlich sichtbar wird der Einfluss der Modifizierung auf die NO_x-Emissionen. Diese werden bis zu 76% reduziert, so dass bei allen mit dieser Kalibrierung getesteten Fahrzeugen auch nach 60.000 km der Grenzwert von 0.08 g/km NO_x unterschritten wurde. Auf die HC- und CO-Emissionen hat die Modifizierung einen vernachlässigbar kleinen Einfluss, der im Rahmen der Messgenauigkeit liegt.

Für die Umsetzung der neuen Kalibrierung hätte für jedes Fahrzeug der DoE-Flotte die Kalibrierung einzeln geändert werden müssen, da in dieser die Parameteränderungen implementiert sind. Dies war aus Kosten- und Zeitgründen nicht möglich.

Kilometer	Fahrzeug	NO _x [g/km]		
		Basis	Modifiziert	Effekt [%]
20.000	IG221	0.062	0.034	-45.2
	IG248	0.164	0.056	-65.9
40.000	IG227	0.074	0.047	-37.1
	IG232	0.220	0.052	-76.3
60.000	IG253	0.218	0.071	-67.4
	IG225	0.147	0.038	-74.1

Abbildung 63: Vergleich der Basis-Kalibrierung mit der modifizierten Kalibrierung

Ob mit der modifizierten Kalibrierung das Abgassystem bezüglich der NO_x-Grenzwerte dauerhaftbar wäre, konnte nicht geklärt werden, da hierzu die ausreichenden Kilometerlaufleistungen fehlen.

Da der Unterschied bei den Schadstoffemissionen zwischen den 1PP- und DoE-Fahrzeugen nicht signifikant ist, kann angenommen werden, dass die im Versuchsaufbau gewählten Fertigungstoleranzen übernommen werden können.

Der Kraftstoffverbrauch im realen Fahrbetrieb hat erkennen lassen, dass das Potential des wandgeführten Brennverfahrens nicht ausreichend groß ist, um damit in Serienproduktion zu gehen.

Aber der Benzindirekteinspritzung wird weiter in den Entwicklungsabteilungen aller Automobilhersteller eine große Rolle bei neuen Technologien der Ottomotoren zu-

kommen. Das theoretische Potential der Schichtladung ist größer als bei jedem anderen motorseitigem Ansatz zur Verbrauchsreduzierung.

Die Lösung der heutigen Probleme, die in der Robustheit des Abgassystems und in der Erweiterung des Schichtbereichs liegen, werden es kurzfristig nicht ermöglichen, einen Motor mit Schichtladung auf den Markt zu bringen, der von dem Kunden aufgrund der Verbrauchersparnis angenommen wird. Es wird einige Modelle geben, deren Serie bewusst klein gehalten wird, um eine Art „Test am Kunden“ durchzuführen. Hierbei steht aber die Forschung im Vordergrund, da die Herstellungskosten in naher Zukunft noch so hoch sind, dass damit kein Gewinn zu erwarten ist.

Einige Automobilhersteller gehen schon heute diesen Weg und werben in Verbindung der Benzindirekteinspritzung mit mehr Leistung und Drehmoment.

In naher Zukunft wird vermehrt die Entwicklung von BDE-Homogen-Konzepten im Vordergrund stehen. Dabei kann auf das aufwendige Abgassystem verzichtet werden und es wird nur die mögliche höhere Verdichtung und der höhere Liefergrad der Technologie genutzt. Sinnvoll ist noch der Schichtstart, bei dem die Verbrennung bewusst sehr spät erfolgt, um den Katalysator mit dem heißen Abgas schnell aufzuheizen. Die dabei entstehenden NO_x-Emissionen sind, bezogen auf den Gesamtzyklus des NEDC, als vernachlässigbar anzusehen.

Die Benzindirekteinspritzung bietet in Kombination mit der Aufladung eine sehr interessante Entwicklungsgrundlage. Zum einen fällt hier, im Vergleich zum konventionellen Ottomotor mit Turboaufladung, die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses nicht so hoch aus und zum anderen bietet das System in Bezug auf den Einspritzzeitpunkt einen Freiheitsgrad mehr. In Verbindung mit variablem Ventiltrieb können so besser Spüleffekte genutzt werden.

Erste Ergebnisse haben gezeigt, dass durch diese Kombination von Downsizing und Benzindirekteinspritzung erhebliche Verbrauchspotentiale im NEDC von über 10% realisierbar sind, die darüber hinaus aufgrund der sehr geringen Volllastanfettung auch im realen Betrieb vorhanden sind.

Die Kosten eines solchen Motors stehen zwar deutlich über denen eines herkömmlichen Ottomotors mit Saugrohreinspritzung, liegen aber unter denen eines Schicht-BDE-Motors.

7 Zusammenfassung

Diese Arbeit hat verdeutlicht, dass die theoretischen Vorteile der Benzindirekteinspritzung nur sehr schwierig umzusetzen sind. Der zu realisierende Schichtbereich ist sehr klein, was gerade bei hubraumschwachen Motoren den Nutzen stark begrenzt. Die Verbrennung mit hohem Luftüberschuss erfordert ein aufwendiges und teures Abgasnachbehandlungssystem, welches besonders sensitiv auf einen zu hohen Schwefelgehalt reagiert.

Ein gutes Antriebskonzept sollte auch neben der Optimierung des genormten NEDC-Verbrauchs-Zyklus darauf ausgelegt sein, in denjenigen Bereichen Kraftstoff zu sparen, in denen es vom Kunden überwiegend betrieben wird. Dieses Ziel kann die Schichtladung bei der Benzindirekteinspritzung nicht vollständig erfüllen.

Bei dem untersuchten wandgeführten Brennverfahren sind die HC-Rohemissionen zu hoch, so dass das Abgasnachbehandlungssystem in Bezug auf Dauerhaltbarkeit erhebliche Probleme offenbart hat.

Der große Vorteil des Brennverfahrens liegt in der Robustheit. Geht man davon aus, dass die hohen NO_x -Emissionen durch die Modifizierung der Kalibrierung hätten reduziert werden können und die hohen HC-Emissionen verfahrensbedingt sind, dann haben sowohl die Toleranzuntersuchungen, als auch der Einsatz in unterschiedlichen Klimagebieten, die Systemunempfindlichkeit ergeben.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass der Schichtbetrieb in dem mit diesem System möglichen Bereich nur sehr bedingt Sinn macht und bei der Kosten-Nutzen-Rechnung mit dem gemessenen "Real-World"-Verbrauch sicher nicht von den Kunden akzeptiert werden würde. Die Verbrauchsreduzierung von 7.6% gegenüber dem leistungs- und drehmomentähnlichen 1.25 l Sigma-Ottomotor mit herkömmlicher Saugrohreinspritzung muss sich dem Argument stellen, dass es deutlich modernere Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung gibt, die ohne die aufwendige Technik der Direkteinspritzung vergleichbare, oder sogar niedrigere Verbrauchswerte realisieren.

Der Versuch hat viele wichtige Erkenntnisse über die Haltbarkeit der wichtigsten neuen Komponenten der Benzindirekteinspritzung geliefert. Beim Kraftstoffsystem wurde die Robustheit der Drallinjektoren, der Zündkerzen, des Kraftstoffspeichers und der Hochdruckpumpe nachgewiesen. Beim Drucksensor im Ansaugkrümmer wurde das Problem der Ablagerungsbildung entdeckt und beim MAF-Sensor wurde eine Fehlfunktion erkannt, welche für weitere Produktionen behoben werden konnte. Es konnte belegt werden, dass die Ventilverkokung zwar auftritt, aber, wie es die

Fließbankuntersuchungen gezeigt haben, bei diesem Versuchsträger keinen signifikanten Einfluss auf das Laufverhalten des Motors hat. Es stellt sich ein Gleichgewicht ein zwischen Ablagerungsbildung und dem Zerfall der Ablagerungen im unkritischen Bereich.

Inwieweit diese gewonnenen Erkenntnisse auf andere Brennverfahren und Injektortypen übertragbar sind, muss noch überprüft werden.

Die gewonnenen Erkenntnisse haben die Wichtigkeit des Flottentests als einen festen Bestandteil in der Produktentwicklung hervorgehoben, um spätere Servicekosten und Garantiekosten zu vermeiden.

Da die erzielte Kilometerlaufleistung erheblich von dem geplanten Umfang abweicht, fehlen zu tieferen Analysen wichtige Informationen. So ist es nicht möglich gewesen zu prüfen, ob das Abgassystem in Hinblick auf die Funktion der NO_x-Konvertierung über die Gesamtlebensdauer von 240.000 km dauerhaft ist.

Es wurde auch deutlich, dass die untersuchten Parameter zu umfangreich für die Anzahl der Testfahrzeuge waren, wodurch klare Transferfunktionen der einzelnen Parameter im Hinblick auf Verbrauch, Emissionen und Alterung nicht möglich waren.

Die Alterung des Systems hat keinen merklichen Einfluss auf die Kraftstoffemissionen, welche im NEDC über der Laufleistung nahezu konstant bleiben.

Die Ölanalysen haben gezeigt, dass bei diesem Brennverfahren keine besonderen neuen Anforderungen an das Schmieröl gestellt werden müssen.

Zum Schluss bleibt festzustellen, dass dieser Motor beim Bauteil-Verschleiß und beim Brennverfahren sehr robust ist, aber mit diesem Konzept nicht die erforderliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden kann, um eine Serienproduktion zu rechtfertigen.

Dies lassen auch die sehr hohen HC-Rohgas-Emissionen nicht zu, welche durch das Abgasnachbehandlungssystem nicht ausreichend reduzierbar sind. Im Hinblick auf zukünftige Abgasnormen, wie Euro V, bietet das Brennverfahren keine Reserven mehr, so dass es sich nicht lohnt, dieses Brennverfahren als Schichtkonzept weiter zu untersuchen.

8 Literatur

- [1] Langrock, T.
Petersen, R.
Schallaböck, K. O. Bedeutung der klimawirksamen Emissionen des PKW-Verkehrs und Bewertung von Minimierungsstrategien
Wuppertal Spezial 21 (2002), S. 18-28
- [2] Petersen, R.
Diaz-Bone, H. Das Drei-Liter-Auto
Birkhäuser Verlag, Berlin, 1998, S. 115-135
- [3] Thom, R.
Graf, A.
Oberländer, P. Gesetzliches Umfeld der Pkw-Automobilindustrie
bezüglich Emissionen und CO₂ in Europa, USA und Japan
Emission Control, 10./11.6.2002 TU Dresden, S. 2-ff
- [4] Wissussek, D. Grundlagen der Kolbenmaschinen
Vorlesungsskript, Universität Essen
SS 2004
- [5] Karl, G.
Abthoff, J.
Bargende, M.
Kemmler, R.
Kühn, M.
Bubeck, G. Thermodynamische Analyse eines direkteinspritzenden
Ottomotors
17. Internationales Wiener Motorensymposium, 1996,
Band 1, S. 200-233
- [6] Kemmler, R.
Frommelt, A.
Kaiser, T.
Schaupp, U.
Schomers, J. Waltner, A.
Krämer, S. Thermodynamischer Vergleich ottomotorischer
Brennverfahren unter dem Fokus minimalen
Kraftstoffverbrauchs
11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
2002 Sonderdruck Daimler Chrysler, S. 59-82
- [7] DIN 1940
Verbrennungsmotoren, Hubkolbenmotoren, Begriffe,
Formelzeichen und Einheiten
Kapitel 3.1.3 Leistung des „Vollkommenen Motors“
Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1976
- [8] Stutzenberger, H.
Preussner, C.
Gerhardt, J. Benzin-Direkteinspritzung für Ottomotoren –
Entwicklungsstand und Ausblick
17. Internationales Wiener Motorensymposium, 1996,
Band 1, S. 254-287
- [9] Fraidl, G. K.
Piock, W.
Wirth, M. Die Chancen des Otto-Direkteinspritzmotors
18. Internationales Wiener Motorensymposium, 1997,
Band 2, S. 60-83
- [10] Hohenberg, H. Vergleich zwischen Direkteinspritzung und
Saugrohreinjection am Mitsubishi GDI
18. Internationales Wiener Motorensymposium, 1997,
Band 2, S. 111-138

-
- [11] Moser, W.
Küsell, M.
Mentgen, D. Bosch Motronic MED7 – Motorsteuerung für Benzin-Direkteinspritzung
19. Internationales Wiener Motorensymposium, 1999, Band 2, S. 139-155
- [12] Grigo, M.
Klein, H.
Lietz, O.
Kunkel, R.
Dornhöfer, R.-F.
Erdmann, H.-D. Der neue Audi 2.0l 4V FSI Motor
11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002 Band 2, S. 751-758
- [13] van Basshuysen, R.
Schäfer, F. Handbuch Verbrennungsmotor
Vieweg Verlag, 2002
- [14] Arndt, S.
Döring, C.
Gartung, K.
Grzeszik, R.
Ortmann, R. Zerstäubung und Gemischbildung mit Hochdruck-Einspritzventilen für Benzin-Direkteinspritzung
Direkteinspritzung im Ottomotor II, S. 44-60
Expert Verlag, 2000
- [15] Achleitner, E.
Croissant, K.
Kendlbacher, C. Benzindirekteinspritzung für europäische Einsatzbedingungen – Applikationsstrategie und Systemkomponenten
18. Internationales Wiener Motorensymposium, 1997, Band 2, S. 114-137
- [16] Eichlseder, H.
Hübner, W.
Rubbert, S.
Schmitz, K.
Stanski, U. Aspekte zur Auswahl eines Otto-Direkteinspritzkonzeptes
7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, S. 213-234
- [17] Alt, M.
Quarg, J.
Bargende, M. Benzindirekteinspritzung – Potentiale des homogenen und geschichteten Betriebs
11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Band 2, S. 733-735
- [18] Schneider, M.
Weisweiler, W. NO_x-Speicher-Reduktions-Katalysatoren zur katalysierten Reinigung von Abgasen mager betriebener Verbrennungsmotoren
Direkteinspritzung im Ottomotor II, S. 479-505
Expert Verlag, 2000
- [19] Fraidl, G. K.
Piock, W.
Wirth, M. Die Direkteinspritzung als Basis zukünftiger Ottomotorkonzepte
19. Internationales Wiener Motorensymposium, 1999, Band 2, S. 156-174
- [20] Schneider, M.
Weisweiler, W. DeNO_x am Otto-DI-Motor
Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Heft 656, 1997

- [21] Enderle, C.
Heil, B.
Schön, C.
Ried, T. Das Abgassystem des neuen Mercedes-Benz CLK 200 CGI mit mechanisch aufgeladenem Motor M 271 mit Benzindirekteinspritzung
11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Sonderdruck Daimler Chrysler, S. 35-57
- [22] Bozelie, P.
Baumgarten, H.
Weinowski, R. Fahrzeuguntersuchungen an einem 1.8l Ottomotor mit Direkteinspritzung
Direkteinspritzung im Ottomotor III, S.375-395
Expert Verlag 2001
- [23] Fraidl, G.
Piock, W.
Holy, G.
Unger, E.
Wirth, M. Benzin-Direkteinspritzung – das Verbrauchskonzept für EURO 4
20. Internationales Wiener Motorensymposium, 1999, Band 2, S. 33-50
- [24] Wolter, P.
Grigo, M. Ein neues variables Einspritzsystem zur Optimierung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung
Diesel- und Benzindirekteinspritzung III, S.294-309
Expert Verlag, 2005
- [25] Hentschel, W.
Homburg, A.
Ohmstedt, G.
Müller, T.
Grünefeld, G. Detaillierte Untersuchungen zur Strahlbildung an Hochdruck-Drallzerstäuberdüsen für DI-Benzin Brennverfahren
Direkteinspritzung im Ottomotor II, S. 22-43
Expert Verlag, 2000
- [26] Elsässer, G.
Abdelfattah, A.
Eichlseder, H. Kraftstoffspray bei der Benzindirekteinspritzung: Neue Ansätze zur Modellierung der Wandinteraktion
Direkteinspritzung im Ottomotor III, S.47-63
Expert Verlag 2001
- [27] Herzog, P.
Athenstaedt, R. Kraftstoffsysteme für DE-Ottomotoren
17. Internationales Wiener Motorensymposium, 1996, Band 1, S. 235-253
- [28] Ortmann, R.
Würfel, G.
Grzeszik, R.
Raimann, J.
Samenfink, W.
Schlerfer, J. Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzindirekteinspritzung
Direkteinspritzung im Ottomotor III, S.130-146
Expert Verlag 2001
- [29] Preussner, C.
Döring, C.
Fehler, S.
Kampmann, S.
Ortmann, R. Zusammenwirkung von Gemischbildung, Brennverfahren und Funktion des Einspritzventils bei der Benzindirekteinspritzung
7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, S. 751-774

-
- [30] Moser, W.
Mentgen, D.
Rembold, H. Benzin-Direkteinspritzung – eine neue Herausforderung für zukünftige Motorsteuerungssysteme Teil 1: Einspritzsystem und Motorsteuerung MTZ 58 (1997) 9
- [31] Herden, W. Zündung und Entflammung bei Benzindirekteinspritzung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, S. 223-236 Expert Verlag, 2005
- [32] Ortmann, R.
Arndt, S.
Döring, C.
Fehler, S.
Grzeszik, R. Zerstäubung und Gemischbildung mit Hochdruck-Einspritzventilen für Benzin-Direkteinspritzung Direkteinspritzung im Ottomotor II, S. 44-60 Expert Verlag, 2000
- [33] Schamel, A.
Limbach, S.
Sweet, T.
Wölfe, M.
Tielkes, U. Development and Potential of a Small Direct Injection Gasoline Engine Direkteinspritzung im Ottomotor II, S.211-236 Expert Verlag, 2000
- [34] Eichlseder, H.
Ardey, N.
Gabler, W.
Neugebauer, S.
Preus, F. Moderne Otto-DI-Motoren und resultierende Anforderungen an das Kraftstoffsystem Diesel- und Benzindirekteinspritzung, S. 201-222 Expert Verlag, 2005
- [35] Krebs, R.
Stieblels, B.
Sperling, H. Das Kraftstoffsystem des "Lupo FSI" von Volkswagen Diesel- und Benzindirekteinspritzung, S. 151-173 Expert Verlag, 2005
- [36] Eichlseder, H.
Elsässer, G.
Huebner, W.
Neugebauer, S. Moderne Methoden in der Entwicklung der Benzin-Direkteinspritzung Direkteinspritzung im Ottomotor Expert Verlag, 1998
- [37] Bauer, H. Kraftfahrtechnisches Taschenbuch 23. Auflage 1999 Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen
- [38] Wiesner, M.
Schäfer, R.
Wissussek, D. Verlängerung der Ölwechselintervalle durch konstruktive/konzeptionelle Maßnahmen am Motor Tribologie + Schmierungstechnik 49 [2002] Nr. 2, S. 10-14
- [39] Wiesner, M.
Bartz, W. J.
Wissussek, D. Die komplexe Beanspruchung des Schmieröls im Verbrennungsmotor Tribologie + Schmierungstechnik 50 (2003) Nr. 6, S. 36-40

- [40] Wissussek, D. Betriebsstoffe und Tribologie, Teil 1
Vorlesungsskript, Universität Essen
WS 2003/04
- [41] Pischinger, F. Verbrennungsmotoren Band II
Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen
S. 11-13

9 Anhang

9.1 Abkürzungen und Formelzeichen

1PP	1 st Phase of Production Prove Out (spezielle Bauphase vor Serieneinführung)
ACEA	Verband der Europäischen Automobilindustrie
AFR	Air Fuel Ratio (Kraftstoff-Luftverhältnis)
AGR	Abgasrückführrate
BDE	Benzindirekteinspritzung
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (spezifischer Kraftstoffverbrauch)
CO ₂	Kohlendioxid
DE	Direkteinspritzung
DoE	Design of Experiments (statistische Versuchsplanung)
DOHC	Dual Overhead Cam (zwei oben liegende Nockenwellen)
EOBD	European Onboard Diagnostic
EZP	Einspritzzeitpunkt
HEGO	Heated Exhaust Gas Oxygen (beheizte Lambda-Sonde)
KW	Kurbelwelle, Kurbelwinkel
λ	Lambda (Kraftstoff-Luftverhältnis)
LBK	Ladungsbewegungsklappe
MAF	Mass Air Flow (Ansaugluftmasse)
MAP	Manifold Air Pressure (Druck im Einlasskrümmer)
NEDC	New European Drive Cycle (Abgaszyklus)
NO _x	Stickoxid
PCV	Positive Crankcase Ventilation, Kurbelwellen-Gehäuseentlüftung
SCV	Swirl Control Valve (Ladungsbewegungsklappe)
UEGO	Universal Exhaust Gas Oxygen (Lambda-Sonde)
ZK	Zündkerze
ZZP	Zündzeitpunkt

9.2 Messergebnisse in Diagrammform

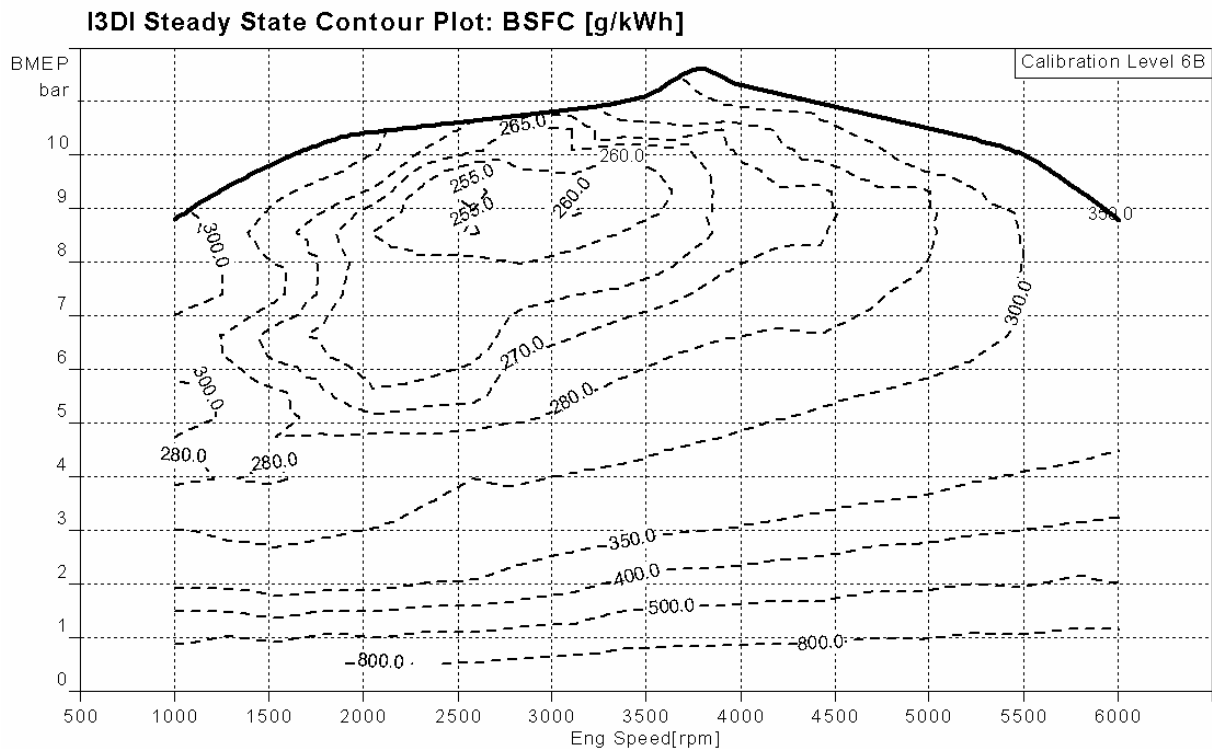


Abbildung Anhang 1: Spezifischer Kraftstoffverbrauch im Drehzahl-Lastkennfeld

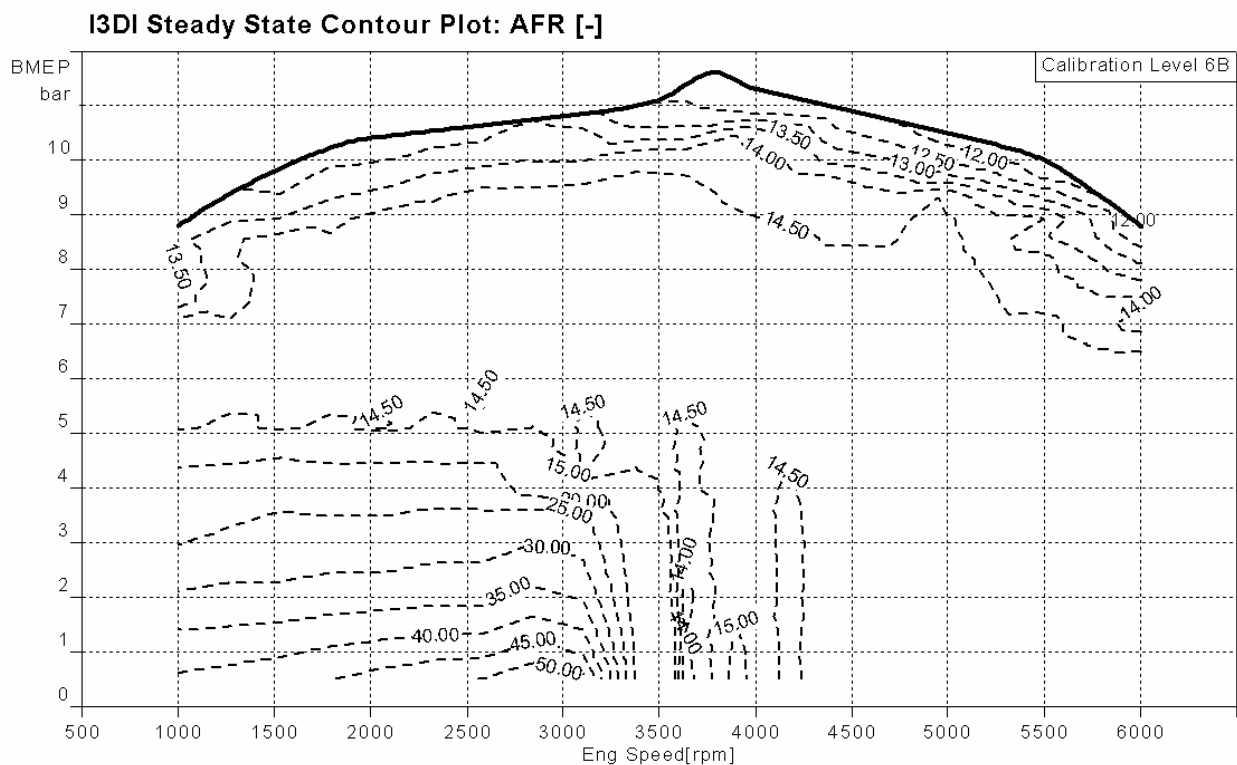
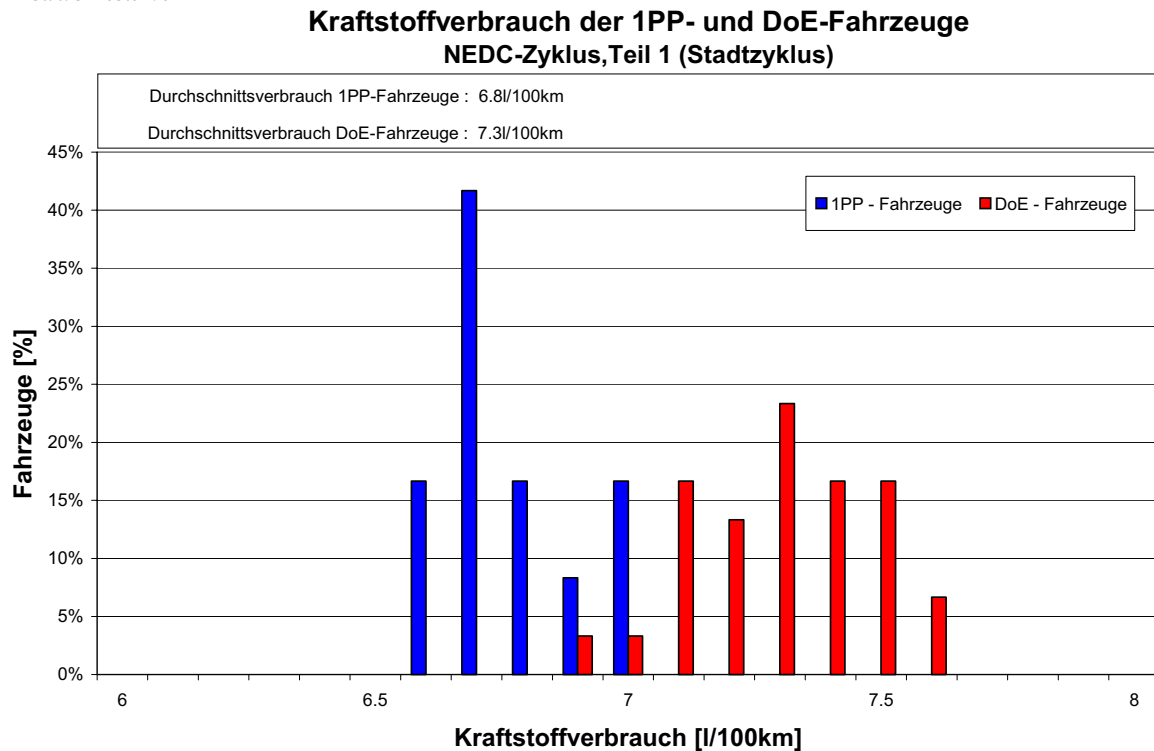
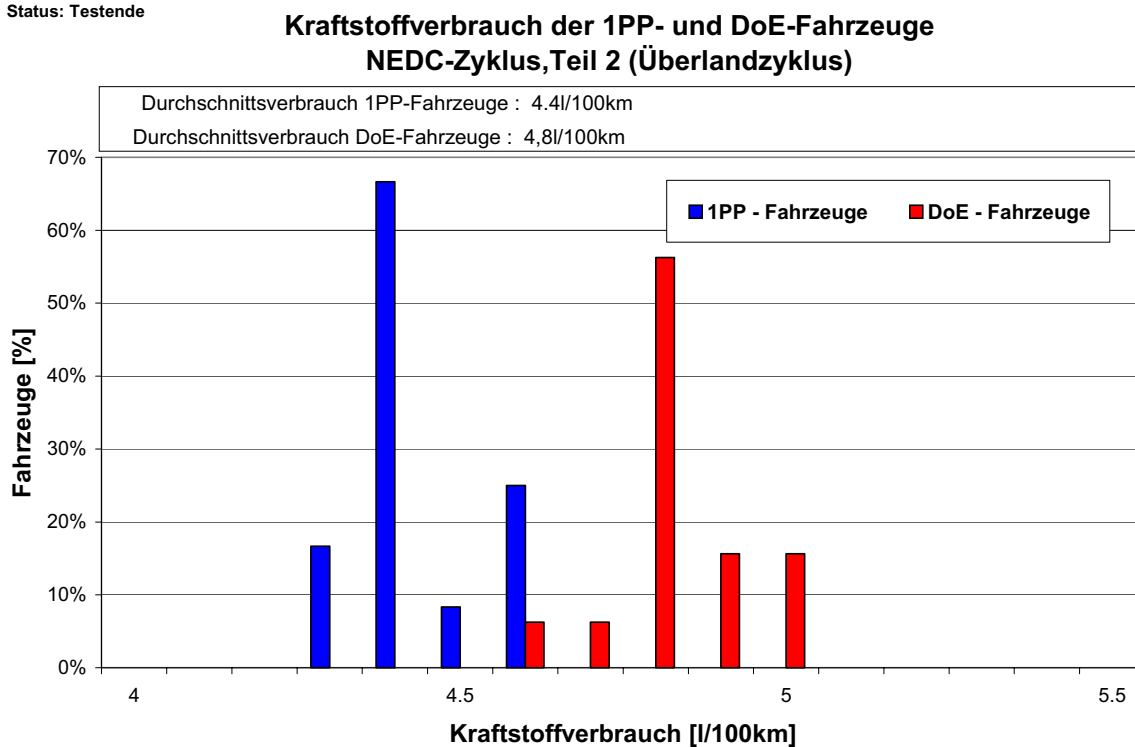


Abbildung Anhang 2: Kraftstoff-Luft-Verhältnis im Drehzahl-Lastkennfeld

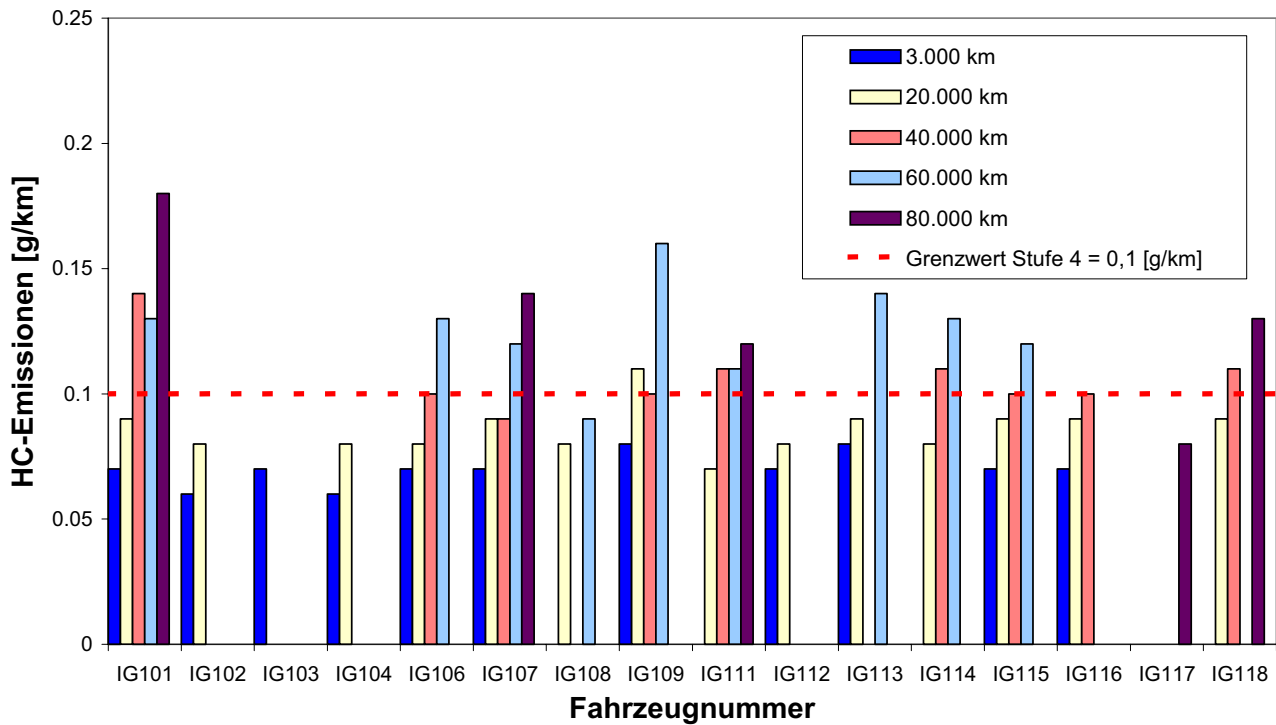
Status: Testende

**Abbildung Anhang 3:** Kraftstoffverbrauch der Versuchsflotte, NEDC-Zyklus, Teil 1

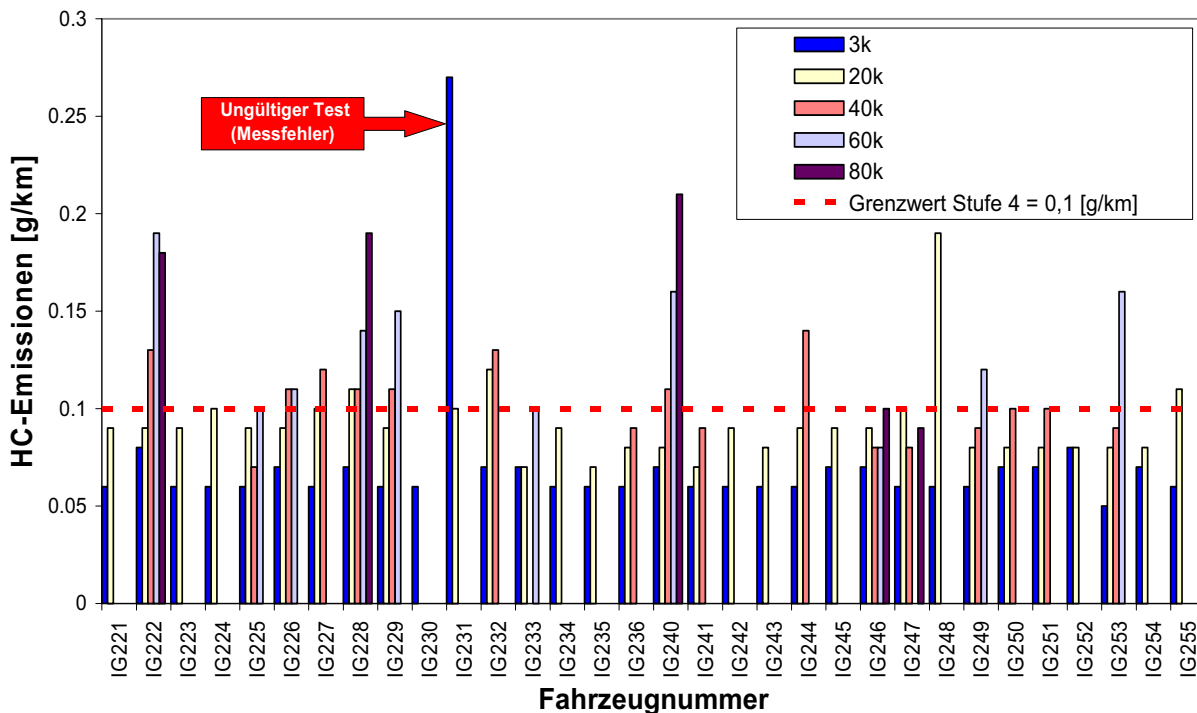
Status: Testende

**Abbildung Anhang 4:** Kraftstoffverbrauch der Versuchsflotte, NEDC-Zyklus, Teil 2

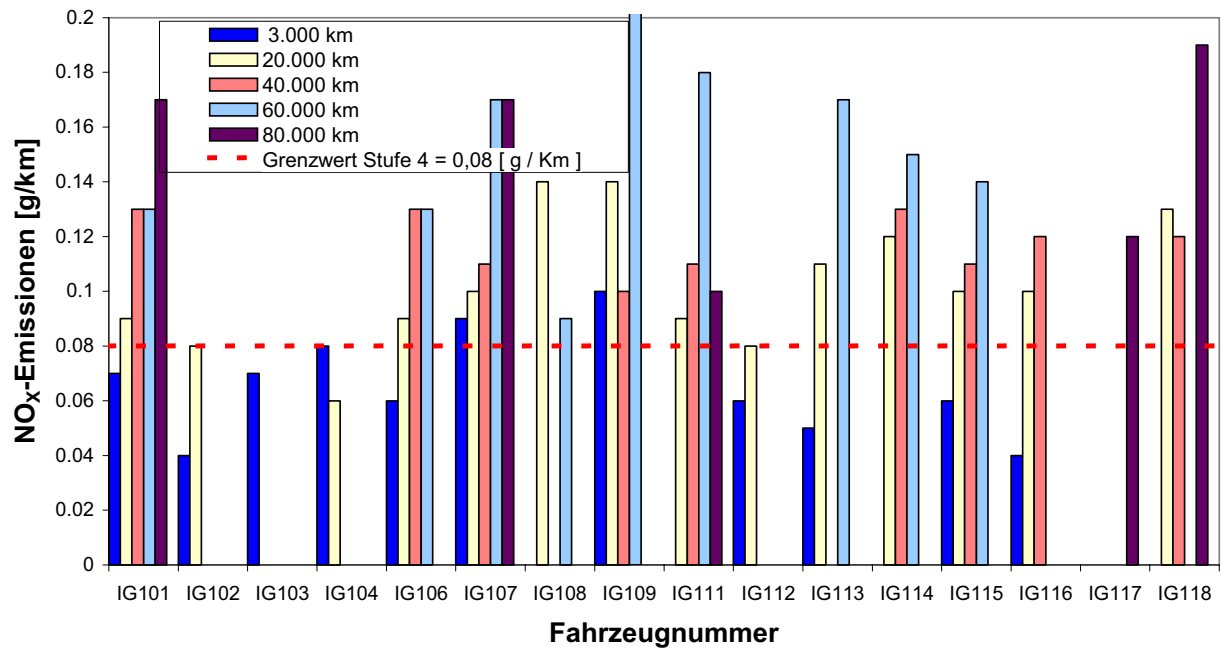
Status: Testende

Trend der HC-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 5:** Entwicklung der HC-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen

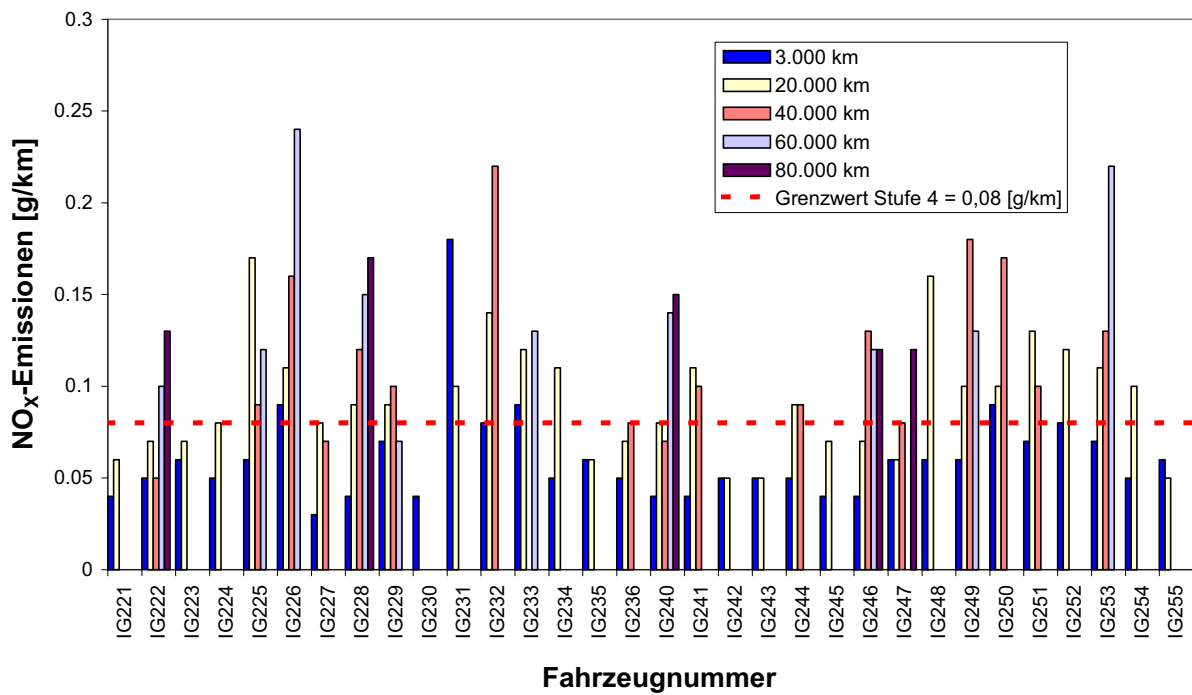
Status: Testende

Trend der HC-Emissionen bei den DoE-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 6:** Entwicklung der HC-Emissionen bei den DoE-Fahrzeuge

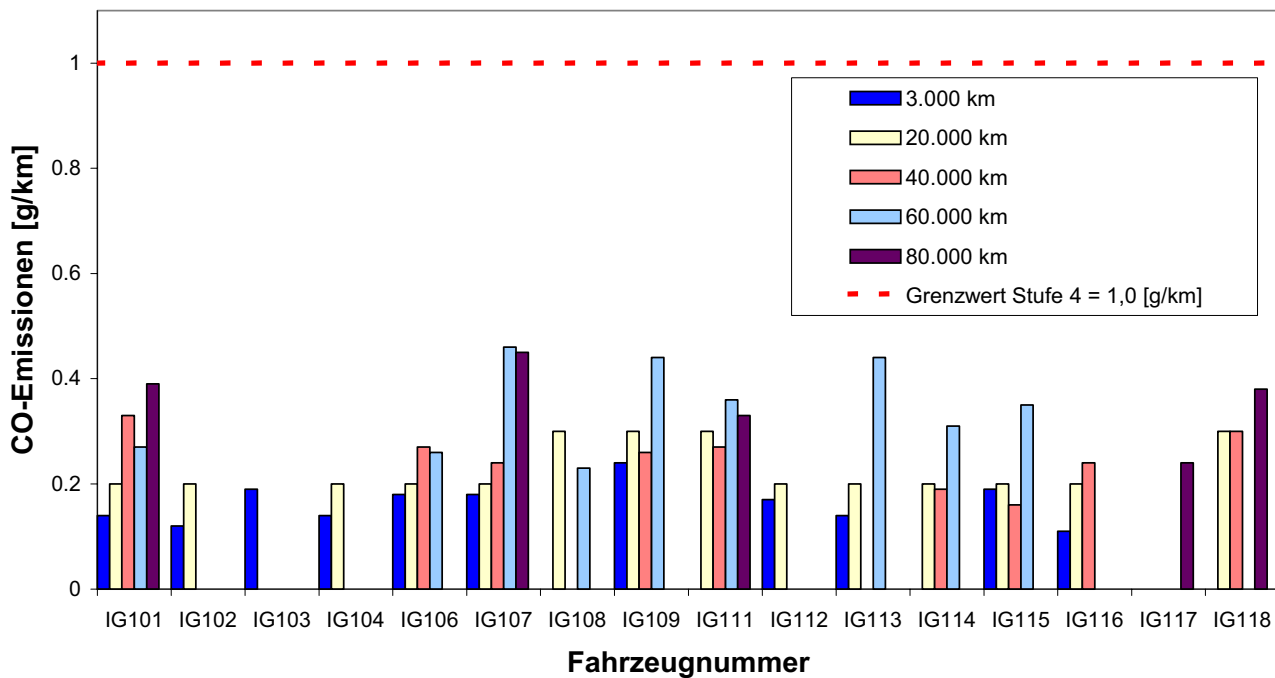
Status: Testende

Trend der NO_x-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 7:** Entwicklung der NO_x-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen

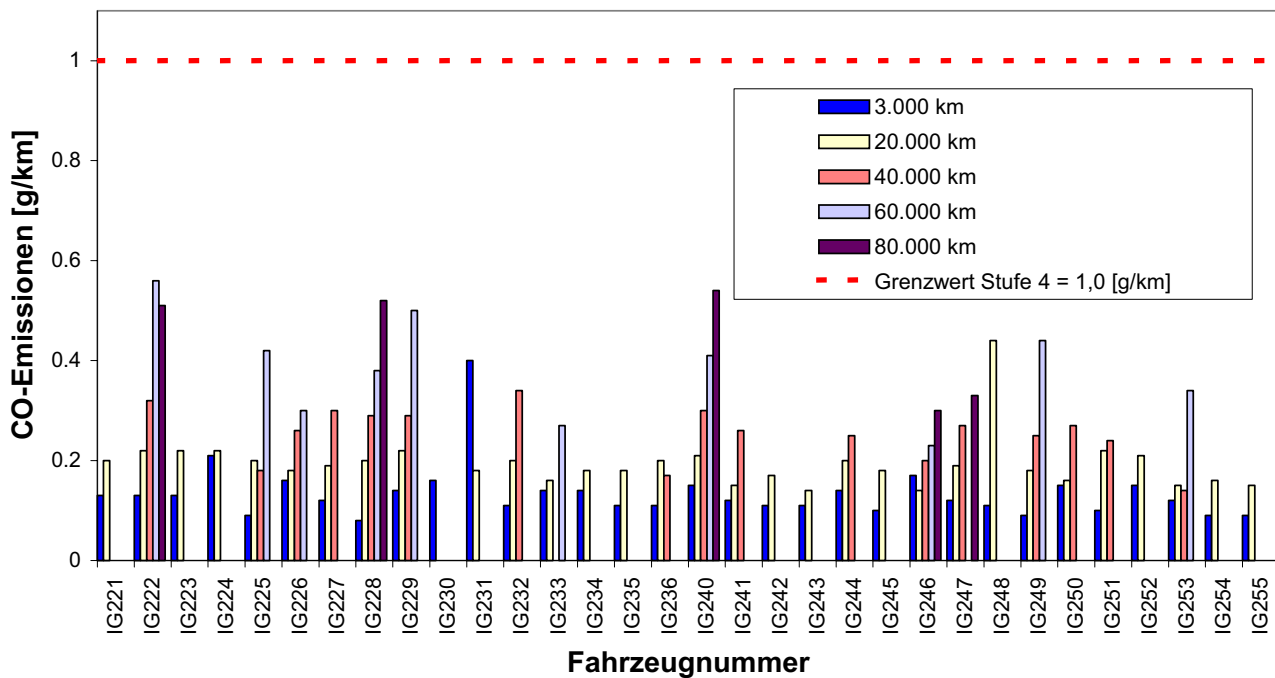
Status: Testende

Trend der NO_x-Emissionen bei den DoE-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 8:** Entwicklung der NO_x-Emissionen bei den DoE-Fahrzeugen

Status: Testende

Trend der CO-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 9:** Entwicklung der CO-Emissionen bei den 1PP-Fahrzeugen

Status: Testende

Trend der CO-Emissionen bei den DoE-Fahrzeugen über der Laufleistung**Abbildung Anhang 10:** Entwicklung der CO-Emissionen bei den DoE-Fahrzeugen

