

Diplomarbeit

Untersuchung der Einflüsse von Emissions- und Leistungsparametern von Dieselmotoren auf das Verbrennungsgeräusch



Dohr Josef

Studienrichtung: Maschinenbau / Verkehrstechnik

Technische Universität Graz

Begutachter: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Priebisch Hans-Herwig

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Blassnegger Jürgen

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz

Graz, 2011

Vorwort

Das Fertigstellen der Diplomarbeit ist sicher eine der wichtigsten großen Meilensteine im Studium. In dieser Arbeit steckt sehr viel Arbeit und Wissen, welches ich mir in zahlreichen Praktikum und Arbeit neben dem Studium angeeignet habe.

Die Herausforderung der Verfassung der Arbeit ist und war eine große Herausforderung und war nicht immer leicht, da man auch auf Grenzen stößt und diese unüberwindbar scheinen.

Umso schöner ist es, wenn man Schritt für Schritt an das Endergebnis gelangt.

Damit diese Arbeit zustande gekommen ist, möchte ich mich herzlichst bei meinen Betreuern Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hans-Herwig Priebisch, der mich in jeder Minute unterstützte und auch immer ein offenes Ohr für meine Probleme hatte und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Jürgen Blassnegger, der seitens der TU Graz die Betreuung kurzfristig übernommen hat und die ganze Arbeit auch von einer anderen Seite betrachtet hat, bedanken.

Ebenso gebührt mein Dank Herrn Dipl. –Ing. Dr. techn. Gunter Jammernegg und den Prüfstandstechnikern der AVL Graz, die mit mir die Messungen und Umbauten an den Fahrzeugen durchgeführt haben.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, den ohne deren Unterstützung wäre mein Studium nicht möglich gewesen, sowie meiner Freundin und Schwester.

Josef Dohr

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	7
Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen	10
Kurzfassung.....	11
Abstract	11
1. Einleitung.....	12
1.1 Zielsetzung.....	12
1.1.2 Stand der Technik	12
1.1.3 Gliederung der Arbeit	13
1.1.4 Zusammenfassung der Ergebnisse	13
1.1.5 Ausblick.....	14
1.2 Herausforderungen der Fahrzeugentwicklung.....	15
1.2.1 Zielkonflikt Emissionen – Geräusch – Verbrauch – Fahrverhalten.....	15
1.2.2 Betriebsstrategien und Technologietrends für zukünftige Abgasgesetzgebungen	15
2. Fahrzeugakustik und Begriffserklärung.....	17
2.1. Geräuschquellen des Fahrzeuges	18
2.2. Körperschallbrücken, Luftschallübertragung	19
2.3. Grundlagen und Begriffsbestimmung	21
2.4. Motorakustik und Möglichkeiten zur Reduktion.....	22
2.5. Geräuscentstehung bei Verbrennungsmotoren.....	23
2.6. Zylinderdruck als Kraftanregung.....	25
2.7. Einflußgrößen auf das Verbrennungsgeräusch	26
2.8. Verbrennungsgeräusch beim Ottomotor	27
2.9. Verbrennungsgeräusch beim Dieselmotor.....	28
2.10. Gaskräfte	29
3. Grundlagen der Messverfahren in der Motorakustik	31
3.1. Die Luftschallmessung	31
3.2. Verbrennungsgeräuschberechnung (Combustion Noise)	31

4.	Fahrzeuge und Messtechnik.....	33
4.1.	Auswahl der Fahrzeuge für die Testzwecke	33
4.2	Meßtechnik.....	34
4.2.1	Einbauorte der Messtechnik.....	36
4.2.1.1	Einbauorte im Fahrzeuginnenraum.....	37
4.2.1.2	Einbauorte im Motorraum	37
4.2.2	Aufbau und Meßpositionen auf der Akustikrolle und Teststrecke	39
5.	Messzyklen	41
5.1.	Messungen auf der Akustikrolle.....	41
5.2.	Messungen auf der Emissionsrolle.....	43
5.3.	Messungen auf der Teststrecke	44
5.3.1.	Kaltstarttest	44
5.3.2.	Beschleunigungstest.....	44
5.4.	NEDC (New European Driving Cycle) Test	45
5.4.1.	Geltungsbereich.....	47
5.4.2.	Emissionsgrenzwerte.....	47
6.	Relevante Fahrmanöver und Einflußgrößen	48
6.1.	Manöver auf der Teststrecke	50
6.2.	Manöver auf dem Rollenprüfstand	50
7.	Auswertestrategie	50
7.1.	Mögliche Einflußgrößen:	51
8.	Auswertungen und Ergebnisse	51
8.1.	Ergebnisse der Manöver auf der Teststrecke.....	52
8.2.	Ergebnisse der Manöver auf dem Rollenprüfstand.....	65
8.3.	Vergleich der Fahrzeuge	79
8.4.	Kalibrations Parameter	80
8.5.	Berechnung von Korrelationswerten in Bezug auf das Verbrennungsgeräusch.....	82
8.5.1.	Auswertung der Meßwertepaare mittels Regression und Korrelation	83

9	Resümee	89
	Literaturverzeichnis	91

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Zusammenhang Verbrennungsgeräusch – Betriebsbereich [20].....	16
Abbildung 2: Technologietrends zur Emissionserfüllung [20].....	17
Abbildung 3: Geräuschquellen [16].....	19
Abbildung 4: Körperschallbrücken [16].....	20
Abbildung 5: Körperschallbrücken [16].....	21
Abbildung 6: Tabelle Subjektives Lautstärkeempfinden	22
Abbildung 7: Motorgeräuschursachen [8].....	24
Abbildung 8: Schallentstehung [13]	25
Abbildung 9: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckspektrum [15]	26
Abbildung 10: Haupteinflußgrößen für das Verbrennungsgeräusch [8].....	27
Abbildung 11: Verbrennungsdruck des Ottomotors [16].....	28
Abbildung 12: Verbrennungsdruck beim Dieselmotor [16]	29
Abbildung 13: Gaskräfte [16].....	30
Abbildung 14: Gaskräfte 2 [16].....	30
Abbildung 15: MFFR (Mean Free Field Response) – Filter [17].....	32
Abbildung 16: A – Bewertungskurve [17].....	32
Abbildung 17: Ablaufdiagramm zur Berechnung des Verbrennungsgeräusches [8]	33
Abbildung 18: Gliederung Fahrzeuge	34
Fotoreihe1: Fahrzeuginnenraum.....	37
Fotoreihe 2: Einbauorte Motorraum.....	39
Fotoreihe 3: Akustikrolle	40
Fotoreihe 4: Emissionsrolle	40
Fotoreihe 5: Teststrecke.....	41
Abbildung 19: NEDC Zyklus [20]	46
Abbildung 20: optimaler Wirkungsgradbereich des 50% MBF.....	49
Abbildung 20: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1.....	53
Abbildung 21: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1.....	53

Abbildung 22: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2.....	54
Abbildung 23: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2.....	55
Abbildung 24: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3.....	55
Abbildung 25: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3.....	56
Abbildung 26: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4.....	56
Abbildung 27: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4.....	57
Abbildung 28: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5.....	58
Abbildung 29: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5.....	58
Abbildung 30: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1.....	59
Abbildung 31: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.1.....	60
Abbildung 32: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2.....	60
Abbildung 33: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.2.....	61
Abbildung 34: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3.....	61
Abbildung 35: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.3.....	62
Abbildung 36: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4.....	62
Abbildung 37: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.4.....	63
Abbildung 38: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5.....	64
Abbildung 39: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.5.....	64
Abbildung 40 : Zylinderdruck und erste Ableitung von Pmax im Leerlauf.....	65
Abbildung 41 : EGR Position und Einspritzzeitpunkte im Leerlauf.....	65
Abbildung 42: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.1.....	66
Abbildung 43: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.1.....	67
Abbildung 44: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.2.....	68
Abbildung 45: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.2.....	68
Abbildung 46: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.3.....	69
Abbildung 47: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.3.....	69
Abbildung 46: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.4.....	70
Abbildung 49: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.4.....	70

Abbildung 48: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.5.....	71
Abbildung 49: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.5.....	71
Abbildung 50: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.1.....	73
Abbildung 51: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.2.....	74
Abbildung 52: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.3.....	75
Abbildung 53: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.4.....	76
Abbildung 54: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.5.....	77
Abbildung 55: Kenngrößen bei Mt max im 2ten Gang bei 2/8 APO.....	78
Abbildung 56: Vergleich der Fahrzeuge	80
Abbildung 57: Kalibrierungsparameter	81
Abbildung 58: CN Werte für die Berechnung der Korrelationswerte	83
Abbildung 59: $dp/d\alpha$ Werte für die Berechnung der Korrelationswerte.....	83
Abbildung 60: Werte für die empirische Formel.....	86
Abbildung 61: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 1.....	87
Abbildung 62: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 2.....	88
Abbildung 63: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 3.....	88
Abbildung 64: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 4.....	88
Abbildung 65: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 5.....	88

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

ps..... Schmerzschwelle [Pa]

po..... Hörschwelle [Pa]

p..... Schalldruck [Pa]

Pa..... Pascal [Pa]

MFFR.....Mean Free Field Response- Filter

CN..... Combustion Noise (Verbrennungsgeräusch) [dBA]

L..... Schalldruckpegel [dB]

L_v [dBA]... A-bewerteter Summenpegel des berechneten Verbrennungsgeräusch

b.....Regressionskoeffizient

b_m.....mittlerer Regressionskoeffizient (Mittelwert über alle Drehzahlen)

b_n.....Regressionskoeffizient

dp/dαerste Ableitung des Zylinderdrucks

k.....y- Achsabschnitte

k_n.....y- Achsabschnitte

n [U/min].....Drehzahl

APO.....Gaspedalstellung

M_t.....maximales auftretendes Drehmoment

MFB.....Mass Fraction Burned Punkt (Umsetzungspunkt)

Kurzfassung

Die Herausforderung für die Kalibrierung der angetriebenen Träger des Diesels und des Benzins DI ist es, einen guten Kompromiß zwischen Leistung, Emission, Fahrverhalten und Geräuschpegel / Geräuschqualität zu finden. Um einen besseren Überblick und eine Liste für die Kalibrierungstätigkeiten zu erhalten, ist es wichtig das Zusammenspiel zwischen verschiedenen Parametern wie z.B. Einspritzungszeitpunkt, Zahl der Piloteinspritzungen, Zusatzdruck, etc. auf Verbrennungsgeräuschen zu kennen. Außerdem sind diese Informationen richtungsweisend für die Zielvorgabe zukünftiger Gesetzgebung.

Dazu sind in der Diplomarbeit eine Vielfalt an Fahrzeugen vermessen und entsprechende Fahrmanöver bestimmt worden. Auch die möglichen Parameter bzw. Messtechnik wurden dazu entsprechend gewählt. Daraus sind mögliche Empfehlungen ermittelt worden, um in weiterer Folge schon in der Vorentwicklung neuer Motoren das Verbrennungsgeräusches als wichtiges Element im Vorfeld mit zu entwickeln bzw. zu reduzieren.

Abstract

The challenge for the calibration of Diesel and Gasoline DI powered vehicles is to find a good compromise between performance, emission, drivability and noise level/noise quality. To get a better overview and a road map for the calibration activities it is important to know about the interaction between different parameters like e.g. injection timing, number of pilot injections, boost pressure, etc. on combustion noise. Furthermore this information is important for future target setting considering future legislation.

In this diploma thesis a variety of vehicles have been measured and suitable driving manoeuvres have been determined. Also the possible parameters and the measuring technology were chosen accordingly. As a result possible recommendations have been determined for a reduction and or a customer oriented design for the combustion noise in a early phase of the engine development.

1. Einleitung

1.1 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, Zusammenhänge im Fahrzeug wie z.B. Zylinderdruck, Einspritzung (Anzahl, Dauer, Zeitpunkt) und andere fahrzeugspezifische Parameter zu messen und zu quantifizieren und so Zusammenhänge zum Verbrennungsgeräusch bei Dieselmotoren herzustellen.

Da Fahrzeugkäufer empfindlicher auf das Fahrzeuggeräuschniveau und der Geräuschqualität werden, ist es notwendig, über die Zusammenhänge von Kalibrierungsparametern und Verbrennungsgeräuschen bescheid zu wissen.

Auch sollte das Ergebnis der Arbeit ein Abschätzen des Verbrennungsgeräusches in verschiedenen Lastpunkten ermöglichen. Schwierigkeit dabei war es, daß es sich um Serienfahrzeuge handelt und somit nicht alle Parameter wie z.B. Einspritzmenge oder CAN-Bus Daten frei zugänglich waren.

1.1.2 Stand der Technik

Die Hersteller aller Marken arbeiten je nach Kundenanforderung mit mehr oder weniger Aufwand in der Geräuschentwicklung. Dies ist auch sofort in der Ausführung der Dämmung erkennbar. Je nach Preissegment wurde auch schon viel in Dämmung investiert, dies reichte von einer bloßen Plastikabdeckung auf dem Zylinderdeckel bis hin zur Dämmungseinlagen für die Ventile und Einspritzleitung inklusive gedämmten Cover. Neben den Sekundärmaßnahmen wurde auch viel in die Einspritzung investiert. Dies reicht von einer einfachen Vor- und Haupteinspritzung, bis hin zu einer Anzahl von bis zu 4 Einspritzungen (2 Vor-,Haupt-,Nacheinspritzung) im höheren Preissegment. Alleine durch die Änderung der Einspritzstrategie ist schon eine merkbar angenehmere Geräuschkulisse wahrnehmbar. Des weiteren besitzen auch schon alle neuen modernen Dieselmotoren Common Rail Einspritzsysteme, welche in einem Druckbereich von 1600-2000 bar arbeiten. Die Verteilung des Gemisches bzw. der Einspritzstrahlen ist auch ein wichtiger Punkt, welcher das Verbrennungsgeräusch stark beeinflusst. Außerdem weisen die Fahrzeuge schon mindestens EU4, EU5 oder EU6 Abgasnorm auf und sind somit mit modernster Abgasnachbehandlung

ausgestattet. Ab EU5 wird auch schon mit geregelten AGR Raten gearbeitet. Dies hat zur Folge, daß eine niedrigere Verbrennungstemperatur herrscht und somit neben einem geringeren Schadstoffausstoß auch ein angenehmeres Verbrennungsgeräusch vorliegt.

1.1.3 Gliederung der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit erfolgte größtenteils aus den Vorgaben eines industriellen Kundenprojektes. Vorgaben daraus waren die Autotypen sowie das Messprogramm. Die Messtechnik wurde von der Firma AVL zur Verfügung gestellt und wird im Hause produziert. Nachdem die Ziele der Arbeit definiert waren, wurden die Testläufe absolviert und danach die Überlegungen angestellt, wie man eine vernünftige Aussage aus den Messdaten bekommen kann. Danach wurde die Auswertestrategie festgelegt und die einzelnen Parameter gegenüber gestellt. Nebenbei wurde auch noch Literaturrecherche betrieben, um mögliche bekannte Erkenntnisse mit einzubeziehen. Für die aktuellen Messungen On Board gab es jedoch sehr wenig Anhaltspunkte. Die meisten bekannten Ergebnisse stammen fast zur Gänze aus Prüfstandsarbeiten, wo die Beurteilung leichter fällt, da man Einflußparameter wie z.B. das Gaspedal durch fixe Drehzahl- oder Lastvorgaben hat.

1.1.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Arbeit gestaltete sich schwierig im Bezug auf die Charakterisierung bzw. Pauschalantwort zur Beeinflussung des Verbrennungsgeräusches. Dies war auch eine Folge daraus, daß ein wichtiger Parameter, nämlich die Einspritzmenge, nicht ermittelt werden konnte. Die Auswahl beschränkte sich letztendlich auf die Motoren mit 1,5l Hubraum, der Modelbaureihe (K9K) mit Common Rail Einspritzung und Abgasturboaufladung. Dadurch wurde auch klar ersichtlich, daß alle Hersteller eine andere Einspritzstrategie verfolgen, obwohl derselbe Motor verbaut ist. Deswegen sind auch keine Pauschalaussagen für verschiedene Motoren möglich, sondern nur auf diese Baureihe bezogen, was das Verbrennungsgeräusch angeht. Einzelne Maßnahmen zur Senkung des Verbrennungsgeräusches wurden jedoch gefunden und auch durch die Testergebnisse untermauert. Beispiel dafür sind die Einspritzparameter, welche den Hauptanteil am Verbrennungsgeräusch ausmachen. Ähnliches gilt für andere Parameter wie AGR Rate, Ladedruck und Luftmasse. Auch wurde eine empirische Beziehung aufgestellt, die ein

Abschätzen der Lautstärke des Verbrennungsgeräusches ermöglicht, welche lastunabhängig und lediglich von der Drehzahl abhängt. Somit ist es möglich, Größenordnungen anzugeben und Tendenzen abzuschätzen. Die Ergebnisse bzw. Empfehlungen sind im Kapitel Resümee zusammengefasst und werden hier nicht näher erläutert.

1.1.5 Ausblick

Die Untersuchungen zeigten, daß in Folge der Einschränkungen des Versuchsaufwandes durch die beauftragende Firma nicht alle Aussagen für die Zielsetzung möglich waren. Für zukünftige Arbeiten bzw. Untersuchungen kann man sagen, daß so eine Arbeit nicht nur im Fahrzeug durchgeführt werden sollte, sondern auch eigene Messungen am Motorprüfstand erfolgen sollten.

Für zukünftige Messungen wäre es sinnvoll, einige Motorparameter über das Steuergerät mit zu messen bzw. offene Steuergeräte zu benutzen.

Ein nicht zu unterschätzender Punkt ist die Einspritzmenge, aus der sich auch viele Parameter wie der Zylinderdruck und Energieumsetzung errechnen lassen und somit auch weitere Parameter des Verbrennungsgeräusches besser bestimmen lassen. Zielführend wären z.B. die Einspritzdauer, der Zeitpunkt und die eingesetzte Spritzmenge je Einspritzung. Dies müßte am Prüfstand und durch Vermessen der Injektoren erfolgen, um exakte Aussagen über Einspritzparameter zu bekommen.

Des Weiteren könnte ein Augenmerk auf die Verbrennung selbst gelegt werden, da es Unterschiede in der Flammenausbreitung geben kann. Abhängig davon, wie viele Zündherde im Brennraum vorhanden sind, idealerweise sind es maximal zwei, die dann auch eine geringere Flammenausbreitung und somit ein leiseres Verbrennungsgeräusch verursachen. Bei mehreren Zündherden erfolgt die Verbrennung rascher und ist auch lauter. [19]

Auch sind die Fahrmanöver mit der Lastvorgabe nicht exakt, da jedes Auto eine andere Kennlinie des Gaspedals hat und somit nicht die exakt gleiche Beschleunigung erreicht wird. Grundsätzlich sollte auch darüber nachgedacht werden, ob es nicht besser ist solche Versuche nur zum Teil im Fahrzeug und den Rest am Motorprüfstand durchzuführen, um auch die gleichen Werte in Bezug auf Lastvorgabe zu erhalten.

1.2 Herausforderungen der Fahrzeugentwicklung

Bei der Entwicklung oder Verbesserung technischer Verbrennungskonzepte spielt in zunehmendem Maße auch die Frage der Geräuschemission eines Verbrennungssystems eine maßgebliche Rolle. Ziel ist es, die Entstehung von Lärm bei der Verbrennung in technischen Systemen zu charakterisieren, quantitativ zu beschreiben und die Wege zu finden, Lärmemissionen gezielt während der Auslegungsphase zu minimieren. Zu diesem Zweck wurden Serienfahrzeuge definiert und untersucht, die ein breites Spektrum technisch relevanter Diesel – Verbrennungskonfigurationen widerspiegeln.

1.2.1 Zielkonflikt Emissionen – Geräusch – Verbrauch – Fahrverhalten

Das steigende Qualitätsbewusstsein des Fahrzeugkunden stellt in allen Marktsegmenten neben der Erfüllung von Kriterien wie Emissionen, Fahrbarkeit, Kraftstoffverbrauch auch zunehmende Anforderungen an die Geräuschemissionen und Geräuschqualität. Dabei sind bei Oberklassefahrzeugen geräuschkämmende Sekundärmaßnahmen zulässig, während aufgrund der Kosten/Ertragsschere in anderen Marktsegmenten der beste Kompromiss aus den Kundenanforderungen und legislativen Vorgaben hinsichtlich Emissionen und des Flottenverbrauchs erzielt werden muss.

1.2.2 Betriebsstrategien und Technologietrends für zukünftige Abgasgesetzgebungen

Eine Hubraumreduktion bei Massenprodukten ist neben der Hybridisierung strategischer Produkte ein wesentliches Merkmal zur Absenkung des Kraftstoffverbrauches bzw. des zulässigen Flottenverbrauchs. Bei gleichen Fahrleistungen, also mit gesteigerter spezifischer Leistung und Drehmoment, werden dabei die Aggregate in Kombination mit intelligenten Getrieben auch im gesetzlichen Emissionstest immer näher am Wirkungsgradoptimum betrieben. Der wirkungsgradoptimale Bereich im Motorverbrauchskennfeld und der häufigste Betriebsbereich im realen Fahrbetrieb decken sich zu einem sehr großen Anteil mit jenem Bereich, in welchem das Verbrennungsgeräusch einen wesentlichen Anteil zum Gesamtmotorgeräusch liefert. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 1 dargestellt.

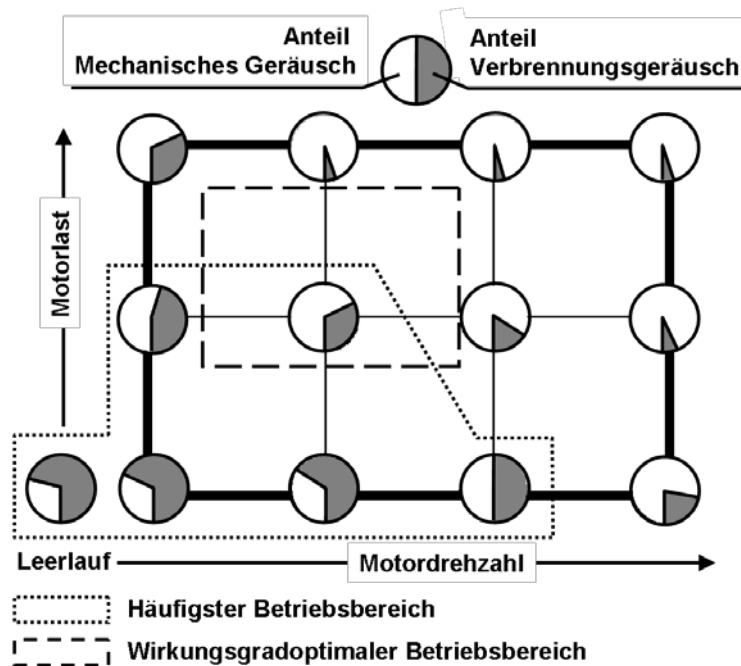


Abbildung 1: Zusammenhang Verbrennungsgeräusch – Betriebsbereich [20]

Teilhomogene Brennverfahren mit höchsten AGR Raten für niedrigste NO_x Emission kommen dabei im unteren Lastbereich zum Einsatz (Abb. 2). Die Hubraumverkleinerung mit höherer spezifischer Motorbelastung führt zufolge niedrigerer AGR Raten zu einem Anstieg der NO_x Emissionen. Demzufolge müssen auch bei höherer Last NO_x-mindernde Maßnahmen getroffen werden, wie eine besonders gute AGR Kühlung kombiniert mit höheren Ladedrücken für höhere AGR Raten und Mehrfacheinspritzungen. Diese Anforderungen an das Brennverfahren bedingen einen weitestgehend variablen Betrieb des Luft- und Einspritzsystems am Motor und ergeben eine Vielzahl an Abstimmungsparametern.

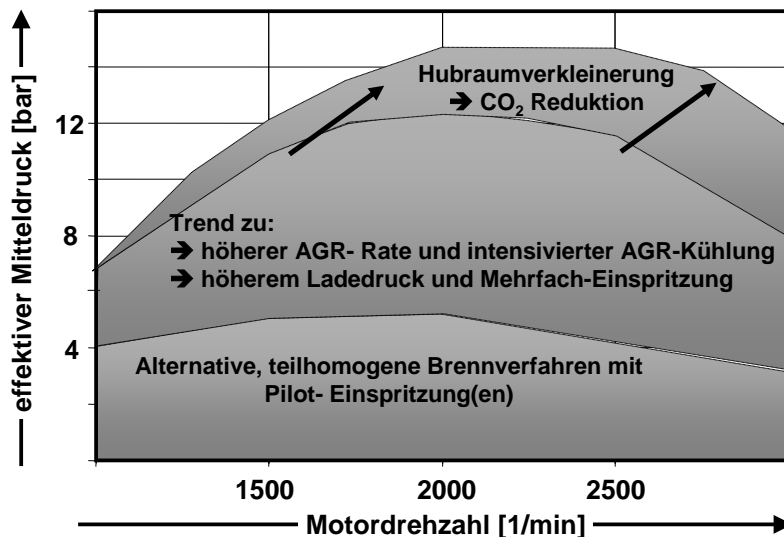


Abbildung 2: Technologietrends zur Emissionserfüllung [20]

2. Fahrzeugakustik und Begriffserklärung

Das Fahrzeug ist als Einheit so komplex, dass sich alle akustischen Vorgänge nur schrittweise berechnen lassen. Das Zusammenwirken verschiedenster Schallquellen im Fahrzeug erzeugt komplexe Bedingungen, wobei die Schallausbreitung als Körperschall, also das was man fühlt, oder als Luftschall, das was man hört, sowohl ins Fahrzeuginnere als auch nach außen erfolgt.

Genauso wichtig ist die Wirkung der Schallereignisse auf den Menschen. Bei dieser Thematik spielen subjektive Kriterien und psychoakustische Effekte eine entscheidende Rolle.

Die Fahrzeugakustik ist ein vielseitiges Gebiet der angewandten Physik, basierend auf der physikalischen Akustik, der Psychoakustik sowie der Messtechnik. Die Aufgabe der Fahrzeugakustiker ist es, die Mechanismen der Schallentstehung und Übertragung zu analysieren und die Wirkung aufzuklären, um eine wirksame und wirkungsvolle Geräuschminderung zu erzielen.

Das Geräusch von Verbrennungsmotoren setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen, die auf verschiedene Anregungsmechanismen zurückzuführen sind. Eine Gewichtung der einzelnen Mechanismen ist entscheidend abhängig vom Brennverfahren (Otto- oder

Dieselmotor), vom mechanischen Aufbau (Anzahl der Zylinder, Reihen- oder V-Motor...) und von den Betriebsbedingungen. So sind beim Dieselmotor normalerweise die Verbrennungsgeräusche die dominante Geräuschquelle, während beim Ottomotor üblicherweise die mechanischen Geräusche das Schallfeld des Motors prägen.

In der allgemeinen Maschinenakustik unterscheidet man zwischen „direkt“ und „indirekt“ erzeugtem Luftschall. Die direkte Luftschallanregung geschieht beim Verbrennungsmotor z.B. durch den Ansaug- bzw. den Auspuffvorgang. Ladungswechselvorgänge erzeugen Strömungspulsationen im Ansaug- bzw. Abgassystem, die ohne weitere Energieumwandlung vorwiegend von der Mündung abgestrahlt werden.

Weitere Ursachen für direkt erzeugten Luftschall bei Verbrennungsmotoren können Wirbelbildung an Kühlgebläsen oder Anregungen durch Zahn- bzw. Keilriemen sein.

Bei der indirekten Luftschallentstehung bewirken Wechsel- und Stoßkräfte innerhalb der Maschine Schwingungen der gesamten Motorstruktur, die als Körperschall bezeichnet werden. Dieser gelangt auf verschiedene Übertragungswegen an die Motoroberfläche und wird von dort entweder als Körperschall über Befestigungspunkte auf andere Bauteile wie z.B. Abgasanlage und Karosserie übertragen oder direkt in Form von indirektem Luftschall abgestrahlt, was auch als „körperschallerregte Luftschallabstrahlung“ bezeichnet wird.

Der indirekte Luftschall wird in das Verbrennungsgeräusch und das mechanische Geräusch unterteilt.

Das Verbrennungsgeräusch entsteht durch die Wirkung des Gasdruckes und wird durch den Druckanstieg im Brennraum während der Verbrennung hervorgerufen. Die Motorteile, die den Brennraum begrenzen und das System Kolben- Pleuel- Kurbelwelle- Lagerung werden durch die periodischen Druckschwankungen bei der Verbrennung zu Schwingungen angeregt, die von der Motorstruktur bis an die Oberfläche übertragen und dort als Luftschall abgestrahlt werden.

Unter mechanischem Geräusch werden all jene Geräuschanteile zusammengefasst, die durch Stoßvorgänge innerhalb der Motorstruktur angeregt werden wie z.B. rotierende Massen, Kurbeltrieb oder Ventiltrieb. [3]

2.1. Geräuschquellen des Fahrzeuges

Das Fahrzeuggeräusch setzt sich im wesentlichen aus folgenden Anteilen zusammen:

- Geräusch des Aggregates (Motor, Getriebe, Lüfter usw.)

- Geräusch der Abgasanlage
- Geräusch des Ansaugsystem
- Rollgeräusch
- Windgeräusch

Beim stehenden Fahrzeug mit laufendem Motor treten nur die ersten drei Geräuschbeiträge auf, beim fahrenden Fahrzeug alle fünf Geräuschbeiträge gemeinsam auf.

Die angeführten Schallquellen strahlen direkt Schall ab, hauptsächlich nach außen, aber auch durch Öffnungen nach innen.

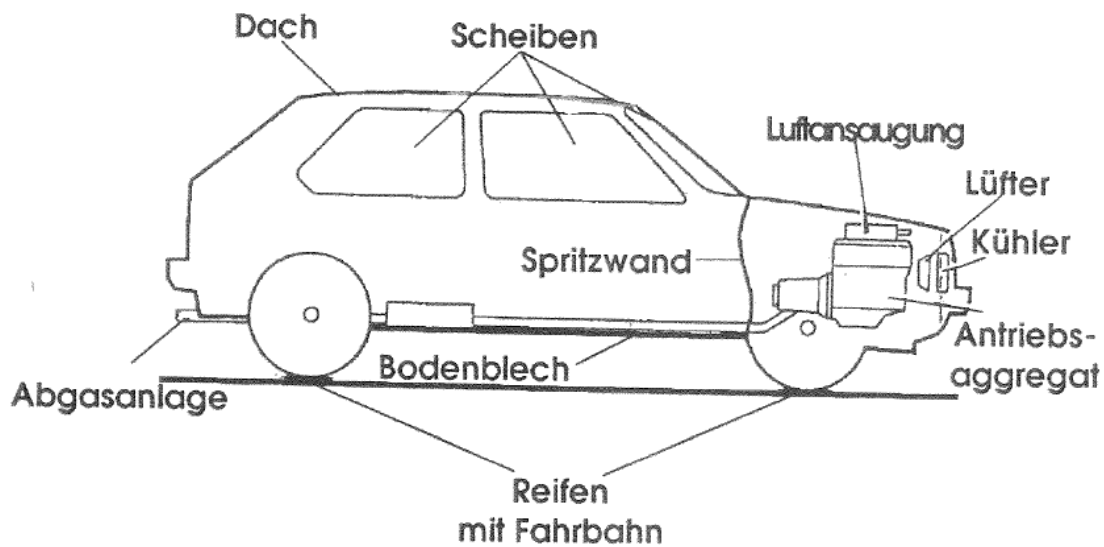


Abbildung 3: Geräuschquellen [16]

2.2. Körperschallbrücken, Luftschallübertragung

Die Schallfortpflanzung in einem Kraftfahrzeug geschieht über Körperschallbrücken und über das Ausbreitungsmedium Luft.

Körperschallbrücken stellen die Verbindung zwischen der Schallquelle und anderen Fahrzeugkomponenten dar. Solche Brücken sind beispielweise Federbeine, Antriebsstränge, Lagerungen aber auch Kabel und Schläuche.

Über Körperschallbrücken werden Teile der Karosserie zu Schwingungen angeregt und bewirken Schallabstrahlung.

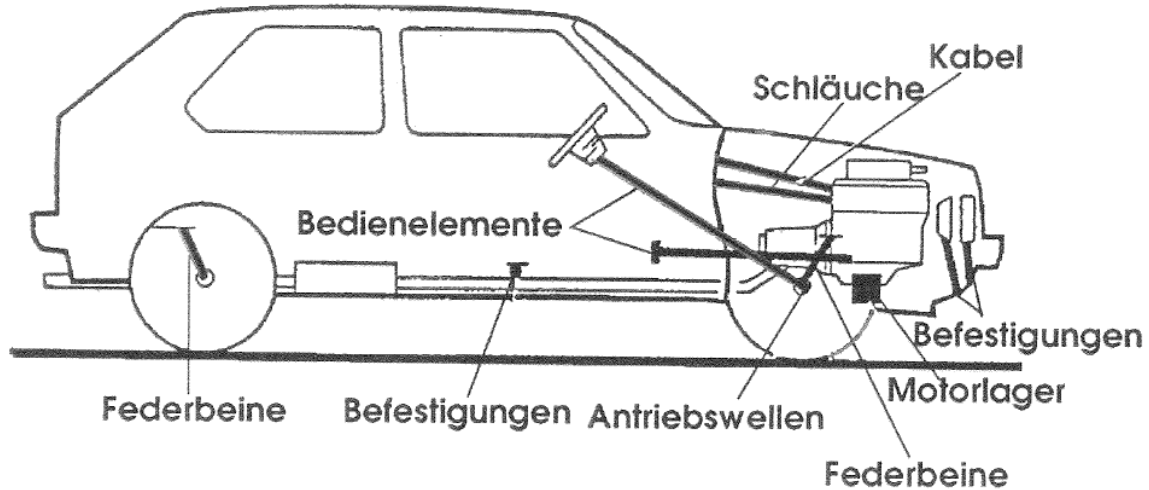


Abbildung 4: Körperschallbrücken [16]

In der Fahrzeugakustik ist Luft- und Körperschall gleichbedeutend. Der wesentliche Körperschallfrequenzbereich erstreckt sich für das Innengeräusch bis etwa 500Hz. Beim Luftschall sind dagegen Frequenzen bis zu etwa 5 kHz entscheidend. Oberhalb dieser Frequenz sind die Pegel meist so gering, dass sie keine Störungen hervorrufen.

Luft- und Körperschallausbreitung beim Fahrzeug kann man nicht isoliert betrachten. Sie stehen miteinander direkt in Wechselwirkung.

Der Motor erzeugt Luftschall, der in der Karosserie Körperschall verursacht. Die Spritzwand strahlt folgend (sekundären) Luftschall in das Fahrzeuginnere ab. Außerdem gelangt der vom Motor erzeugte Luftschall, durch die nach unten offenen Bereiche des Motorraumes direkt auf die Straße. Dort wird er reflektiert und erzeugt wiederum Karosserieschwingungen, welche sekundären Schall in das Fahrzeuginnere abstrahlen.

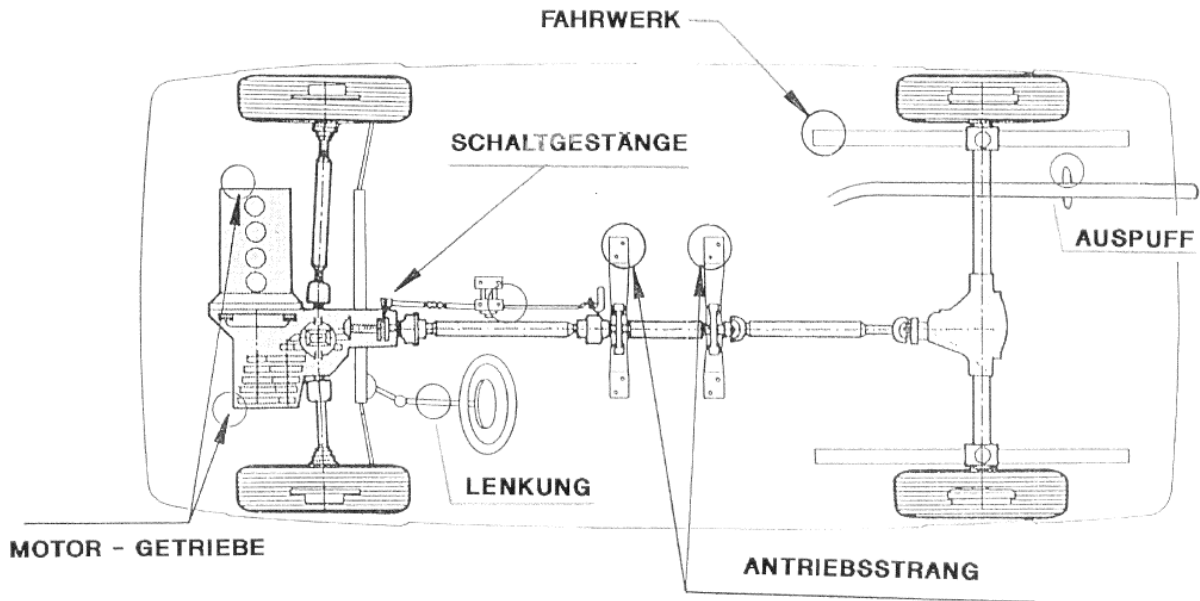


Abbildung 5: Körperschallbrücken [16]

2.3. Grundlagen und Begriffsbestimmung

Unter Schall versteht man mechanische Schwingungen, die im Hörbereich des Menschen zwischen 16 – 16000 Hz liegen. Je nachdem, in welchem Medium die Übertragung stattfindet, unterscheidet man zwischen Luft-, Flüssigkeits- und Körperschall. Die Schallausbreitung ist kein Massentransport, sondern reiner Energietransport. Allgemein versteht man unter dem Pegel L das logarithmische Verhältnis einer Größe x zu einer Bezugsgröße x_0 :

$$L = 10 \cdot \log \left(\frac{x}{x_0} \right)^2 = 20 \cdot \log \left(\frac{x}{x_0} \right) \quad [\text{dB}]$$

Der Schalldruckpegel L ist wie folgt definiert:

$$L = 20 \cdot \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad [\text{dB}]$$

Dabei ist p_0 der Schalldruck bei der Hörschwelle $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa. Die Schmerzschwelle liegt bei $p_s = 10^2$ Pa.

Als Spektrum bezeichnet wird die Darstellung der Pegelwerte über einen bestimmten Frequenzbereich. Wobei für das menschliche Ohr ist der Bereich zwischen 1 - 4 kHz am stärksten ausgeprägt. Diese Spektren werden allerdings oft einer Bewertung unterzogen, um das menschliche Hörempfinden besser abzubilden. Hierfür wird meistens die A – Bewertung nach DIN 45633 verwendet. Die gesetzlichen Grenzwerte werden in dB(A) angegeben. Für subjektive Beurteilungen reicht aber die A - bewerteten Pegel alleine nicht aus.

Zusätzliche Kenngrößen sind Lautheit, Impulshaltigkeit, Rauigkeit und Schärfe von Geräuschen. [1,2]

Der Summenpegel L_i von n Geräuschen läßt sich wie folgend berechnen:

$$L_{Ges} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \quad [\text{dB}]$$

Pegeländerung [dB]	Multiplikator der Schalleistung	Subjektive Wahrnehmung
3	2	gerade wahrnehmbar
5	3	deutlich wahrnehmbar
10	10	doppelt so laut

Abbildung 6: Tabelle Subjektives Lautstärkeempfinden

Um eine Änderung subjektiv akustisch wahrzunehmen, muß also eine Pegeländerung von 3 dB vorhanden sein.

2.4. Motorakustik und Möglichkeiten zur Reduktion

Bei dieser Diplomarbeit ist der Schwerpunkt auf die Motorakustik gelegt, deswegen wird dieser Teil auch hier näher beschrieben.

Die Motorakustik gehört zur Maschinenakustik und befasst sich mit der Reduzierung der Schallemission von Motoren. Wichtig dabei sind aber vor allem aber auch gesetzliche Vorschriften, Gewicht und andere Vorgaben seitens der Hersteller. Der Dieselmotor hat dabei wegen seines guten Wirkungsgrades und der modernen Technik eine passendes

Konzept um all die Anforderungen gerecht zu werden. Nachteilig jedoch ist das relativ laute Verbrennungsgeräusch, was hier vorherrschend ist.

Die Schallabstrahlung eines Motors setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelschallquellen zusammen. Hauptanteile erzeugen der Motorblock und der Zylinderkopf unter Gas- und Massenkraftanregung. Dazu kommen noch die übrigen Motorkomponenten, die Gaswechselorgane und die Nebenaggregate. Alle Einzelkomponenten tragen zur Schallemission des Gesamtaggregate bei. Das oberste Ziel der Motorakustik ist es, die Mechanismen der Schallentstehung und ihre Wechselwirkungen untereinander zu analysieren sowie die Wege und die Schallabstrahlung aufzuklären. Daraus sind Maßnahmen zu entwickeln und einzusetzen, die eine wirkungsvolle Geräuschminderung erzielen. In der Motorakustik sind die Aufgaben die Analyse der Kraftanregung, des Strukturübertragungsverhaltens und die Reduktion der Abstrahlung von Luftschall.

2.5. Geräuschenstehung bei Verbrennungsmotoren

Das Geräusch von Verbrennungsmotoren setzt sich aus direktem und indirektem Geräusch zusammen. In dieser Arbeit wird vorwiegend die indirekte Schallabstrahlung behandelt, da der Schwerpunkt auf das Verbrennungsgeräusch gelegt wird.

Der indirekte Anteil des Luftschalls beim Motor entsteht durch die Einwirkung von dynamischen Betriebskräften (Gas-, Massen-, Stoß- und Federkräfte) auf eine elastische Motorstruktur, die dort zeitlich wechselnde Verformungen verursachen und in der Struktur weitergeleitet werden. In diesem Fall wird von Körperschall gesprochen, der an der Strukturoberfläche zur Luftschallabstrahlung führt. [9]

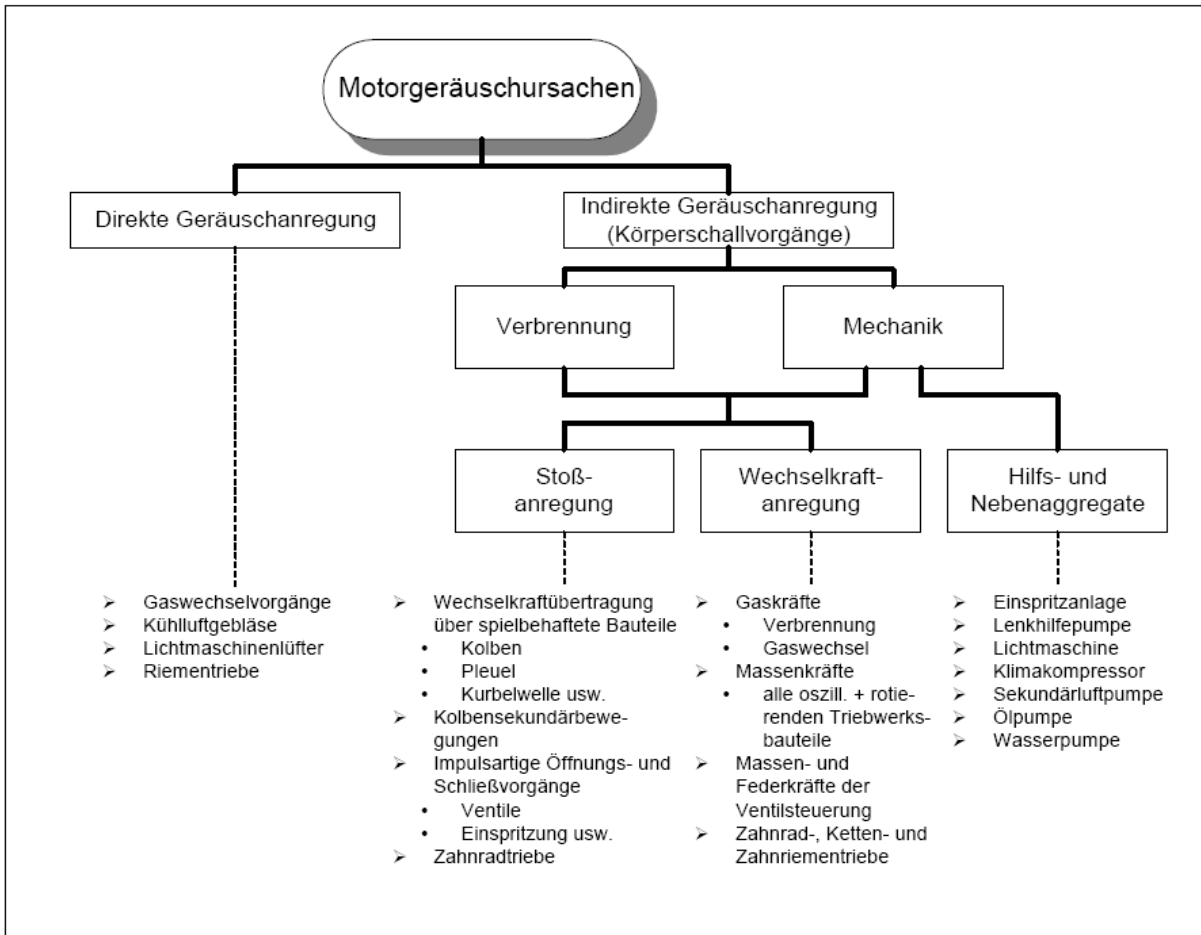


Abbildung 7: Motorgeräuschursachen [8]

Der indirekt erzeugte Luftschall hängt unmittelbar mit dem direkten und indirekten Verbrennungsgeräusch sowie dem mechanischen Geräusch diverser Motorkomponenten zusammen. [10] Der mechanisch hervorgerufene Geräuschanteil spielt beim Dieselmotor im Betrieb unter Last eine meist untergeordnete Rolle. [5] Das Motorengeräusch wird dominiert vom direkten und indirekten Verbrennungsgeräusch.

Das indirekte Verbrennungsgeräusch entsteht z.B. im Kurbeltrieb beim Anschlagen relativ zueinander bewegter Bauteile nach dem Durchlaufen von Spielen (z.B. im Kurbeltrieb oder durch Kolbenbewegung) unter dem Einfluß von Betriebskräften (Massen-, Stoß- und Federkräfte), jedoch keine Gaskräfte. [11] Die dadurch hervorgerufenen Anteile am Motorgesamtgeräusch werden dem mechanischem Geräusch zugeordnet, wobei der Einleitung des mechanischen Geräusches in das Kurbelgehäuse den Kurbelwellenhauptlagern eine besondere Bedeutung beizumessen ist. [12] Die Anregung der Motorstruktur durch die Verbrennung ist also eine wichtige Größe zur Beeinflussung der Krafteinleitung am Beginn der Schallentstehung und hat ein großes Potential um zur Reduktion des Motorgesamtgeräusches beizutragen.

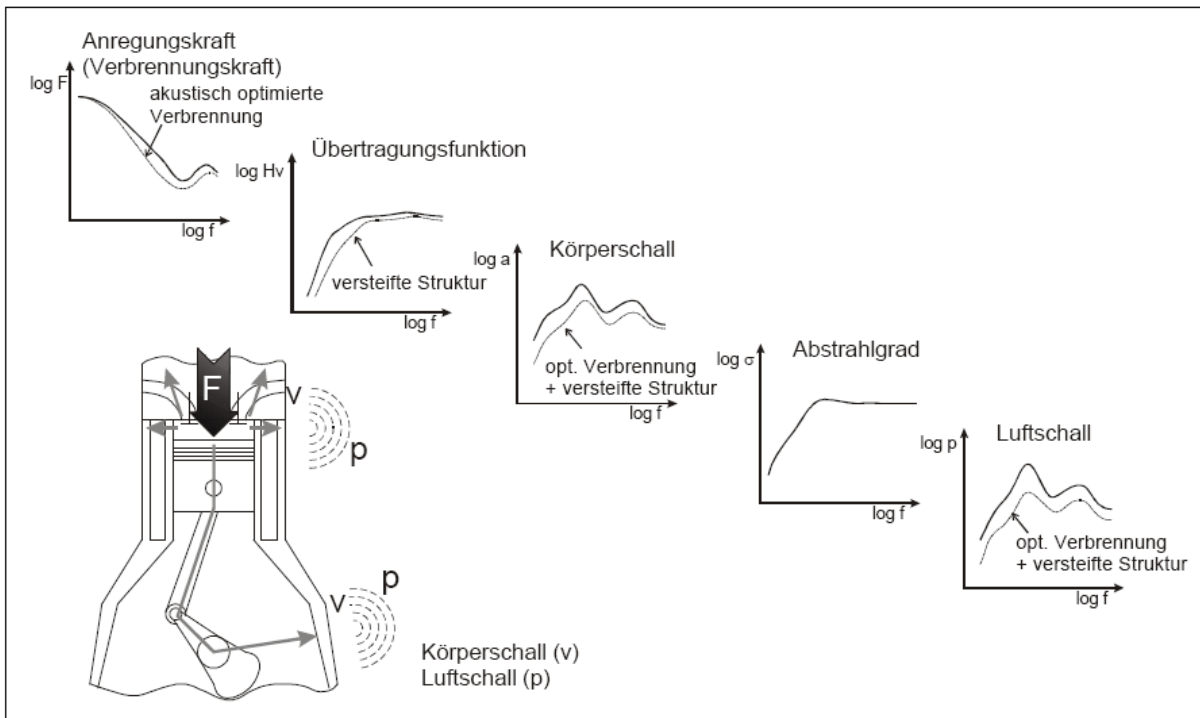


Abbildung 8: Schallentstehung [13]

2.6. Zylinderdruck als Kraftanregung

Der Zylinderdruck, welcher durch die Verbrennung im Brennraum entsteht, ruft mit seinen zeitlich hohen Gradienten lokal elastische Verformungen an der Motorstruktur hervor. [14] Dadurch wird die Motorstruktur zu einer erzwungenen Schwingung angeregt. Um diese Anregung infolge des Zylinderdrucks zu beschreiben, können verschiedene Größen herangezogen werden, die für die akustische Betrachtung als wichtig erachtet werden. Diese Größen sind im einzelnen der Spitzendruck, die auftretenden Druckgradienten, sowie deren 2te Ableitung des Druckverlaufs. Der Zylinderdruck zeigt in seinem Verlauf typische Werte. Im niedrigen Frequenzbereich besitzt er einen Abfall von 20 dB/ Dekade, und bei höheren Frequenzen einen Abfall von 40 dB/ Dekade, was auch für moderne Motoren zutrifft. [15]

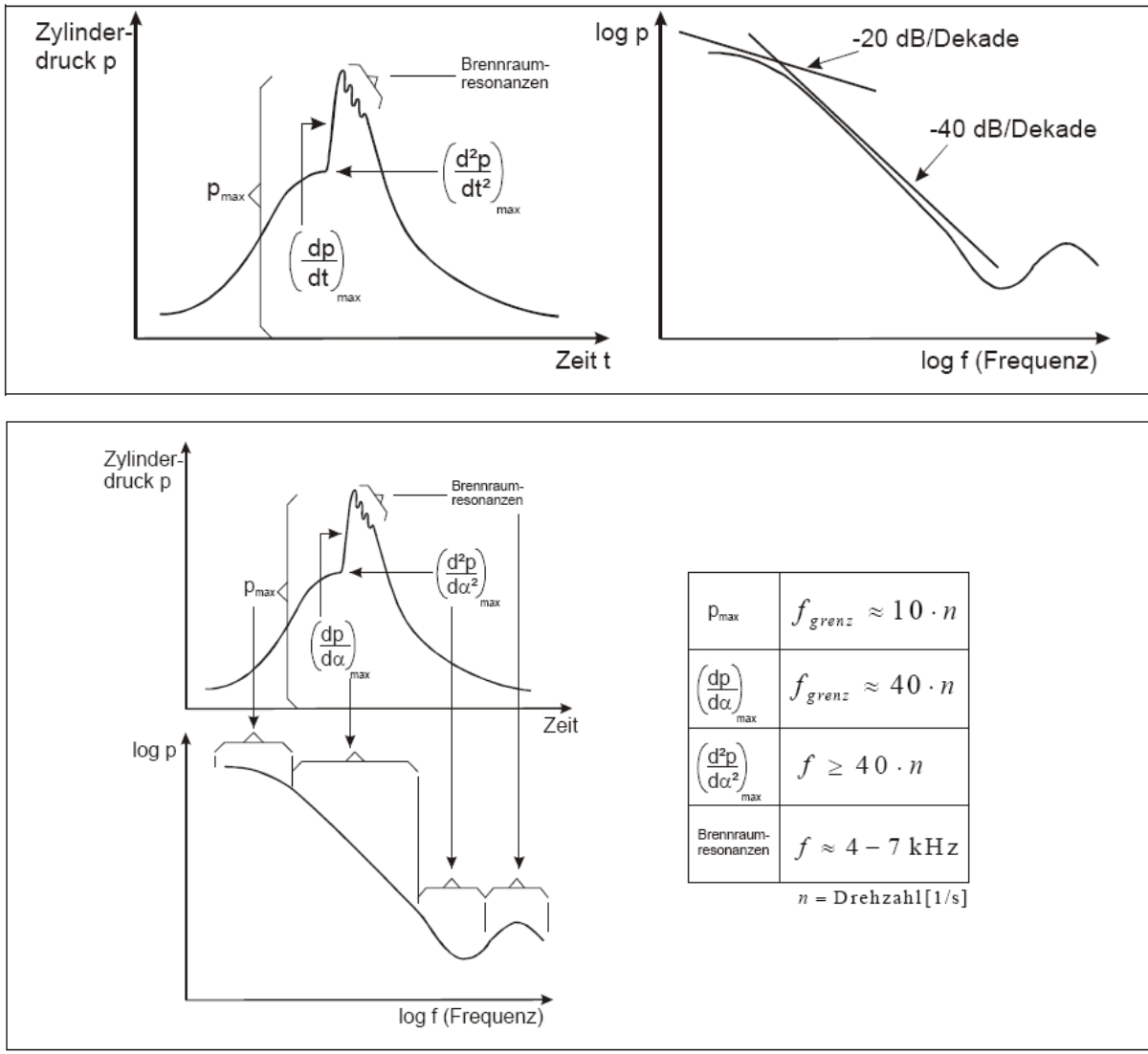


Abbildung 9: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckspektrum [15]

Der interessanteste Bereich für die Akustik liegt zwischen 500 – 3000 Hz, da dort der Druckgradient ($dp/d\alpha$) und die Geschwindigkeit des Druckanstieges ($d^2p/d\alpha^2$) bei Zündbeginn ausschlaggebend sind. Im oberen Frequenzbereich über 4 kHz sind Brennraumdruckschwingungen vorherrschend. Für A - bewertete Pegel ist ebenso die Geschwindigkeit des Druckanstieges bei Zündbeginn entscheidend.

2.7. Einflußgrößen auf das Verbrenungsgeräusch

Grundsätzlich gibt es eine Reihe von verschiedenen Möglichkeiten das Verbrenungsgeräusch am Prüfstand zu beeinflussen, da meistens ein offenes Steuergerät zur Verfügung steht. Bei dieser Arbeit hingegen standen nur Serienfahrzeuge zur Verfügung und somit konnte auch kein Eingriff in die Motorsteuerung erfolgen. Bei den Messungen kam

jedoch deutlich hervor, daß die Hersteller, auch wenn sie den gleichen Motor verwenden, unterschiedliche Strategien in Bezug auf Fahrverhalten, Verbrennungsgeräusch, Verbrauch etc. benutzen. Im folgenden Bild sind generell die Einflussgrößen auf das Verbrennungsgeräusch zu sehen und ihre tendenzielle Auswirkung, wenn man einen Parameter abändert. Im Serienfahrzeug sind dabei die wichtigsten Parameter Einspritzdauer, Einspritzzeitpunkt und die Anzahl der Einspritzungen.

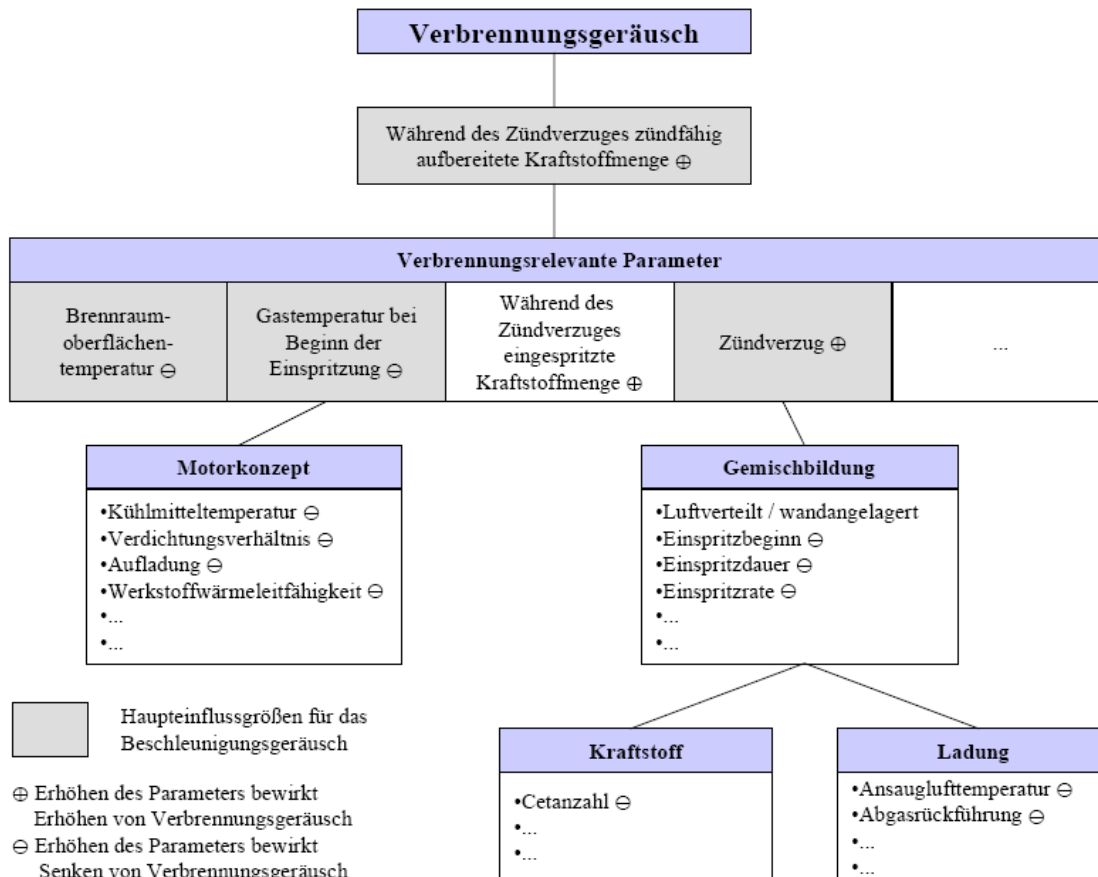


Abbildung 10: Hauptinflussgrößen für das Verbrennungsgeräusch [8]

2.8 . Verbrennungsgeräusch beim Ottomotor

Das Verbrennungsgeräusch lässt sich aus dem Druckverlauf im Zylinder ableiten. Maßgebend für das Geräusch ist der Druckanstieg bezogen auf den Kurbelwinkel.

Die stark ausgezogene Kurve gibt den Druckverlauf für eine normale Verbrennung mit einem maximalen Druckanstieg von 2 bis 3 bar pro Grad Kurbelwinkel [°KW] wieder. Der Maximaldruck tritt nach dem oberen Totpunkt (OT) auf.

Bei klopfender Verbrennung steigt der Druck vor OT sprunghaft an, der Spitzendruck ist höher als bei der normalen Verbrennung. Der Druckanstieg geht bis zu 15 bar/ °KW.

Zusätzlich sind dem Druck hochfrequente Schwingungen überlagert, die sich im Klopfgeräusch widerspiegeln.

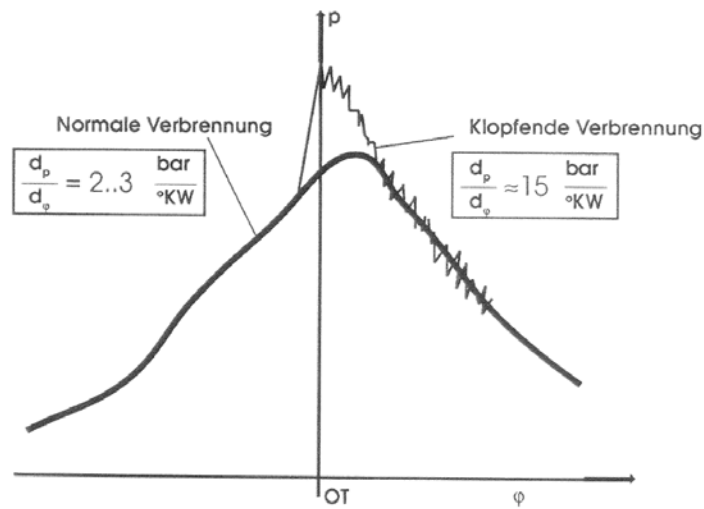


Abbildung 11: Verbrennungsdruck des Ottomotors [16]

2.9. Verbrennungsgeräusch beim Dieselmotor

Beim Dieselmotor ist der Druckanstieg der normalen Verbrennung mit maximal $4 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ höher als beim Ottomotor. Außerdem ist der Verbrennungsdruck im Diesellaggregat auch absolut höher. In dieser Tatsache ist das allgemein höhere Geräuschniveau zu begründen. Klopfen beim Dieselmotor wird auch als „Nageln“ bezeichnet. Die Kurve für eine nagelnde Verbrennung zeigt hochfrequente Druckschwingungen, die zu einem typischen Geräusch führen. „Nageln“ tritt vor allem beim Kaltstart auf. Es entsteht dadurch eine unregelmäßige Folge starker Druckimpulse, die schließlich zur direkten Abstrahlung von Luftschall über das Motorgeräusch führen. Andererseits erfolgt über die Motorstruktur und die Motorlager eine Körperschallübertragung zur Karosserie, die sekundär Luftstrahl abstrahlt. Dieses Phänomen klingt mit steigender Motortemperatur ab.

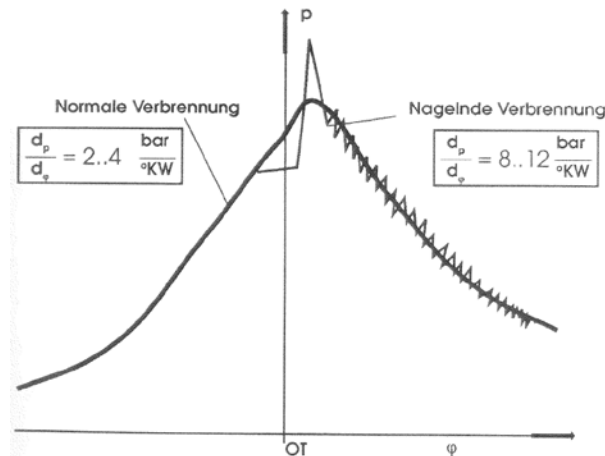


Abbildung 12: Verbrennungsdruck beim Dieselmotor [16]

2.10. Gaskräfte

Kräfte und Schwingungen, die durch den Motor des Kraftfahrzeuges verursacht werden, haben ein Frequenzverhalten, das von der Bauart des Motors abhängt, z.B. von der Anzahl der Zylinder, V-Motor, Reihenmotor.

Die Amplitude periodischer Kräfte und Schwingungen können bei Frequenzen entsprechend dem ein-, zwei- oder allgemein n -fachen der Kurbelwellendrehzahl deutlich ausgeprägt sein und störende Geräusche im Kraftfahrzeuginnenraum hervorrufen.

Die primären Kräfte im Motor sind die Gaskräfte aus dem Verbrennungsdruck und die Massenkräfte, die durch die Bewegung von Kolben, Pleuel und Kurbelwelle entstehen.

Am einfachsten lassen sich die Verhältnisse an einem 1 – Zylinder Hubkolbenmotor überblicken. Die Gaskräfte wirken auf den Kolbenboden, den Zylinderkopf und die Zylinderwand sowie als Folge davon auf die Pleuelstange, die Kurbelwelle und die Lager. Auf Grund des geschlossenen Kraftschlusses treten aber keine Kräfte nach außen.

Auf den folgenden Bildern sind schematisch die Kräfte und der Kraftschluss dargestellt. Die primären Gaskräfte sind durch ein Kreuz mit Pfeilen oberhalb des Kolbens gekennzeichnet. Durch Kippmomente des Motors entstehen Kraftwirkungen auf die Motorlager.

Durch die „Schräge“ der Pleuelstange, abhängig vom Kurbelwinkel, treten an Kolben und Motorlager Seitenkräfte auf, durch die der Motor ein Drehmoment um die Kurbelachse erzeugt.

Das entsprechende Reaktionsmoment hat die gleiche Größe wie das an der Kurbelwelle wirkende Drehmoment (Actio = Reactio), jedoch mit entgegengesetzter Richtung. Motor bzw. Aggregat Schwingung werden über die Motorlager in die Karosserie werden.

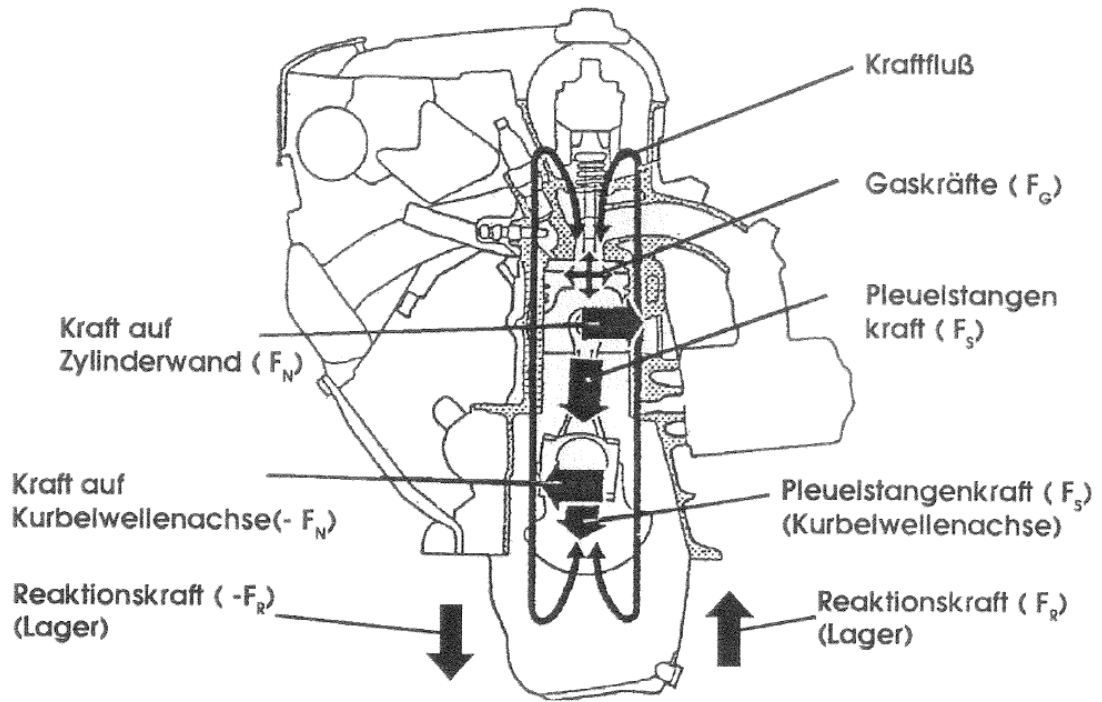


Abbildung 13: Gaskräfte [16]

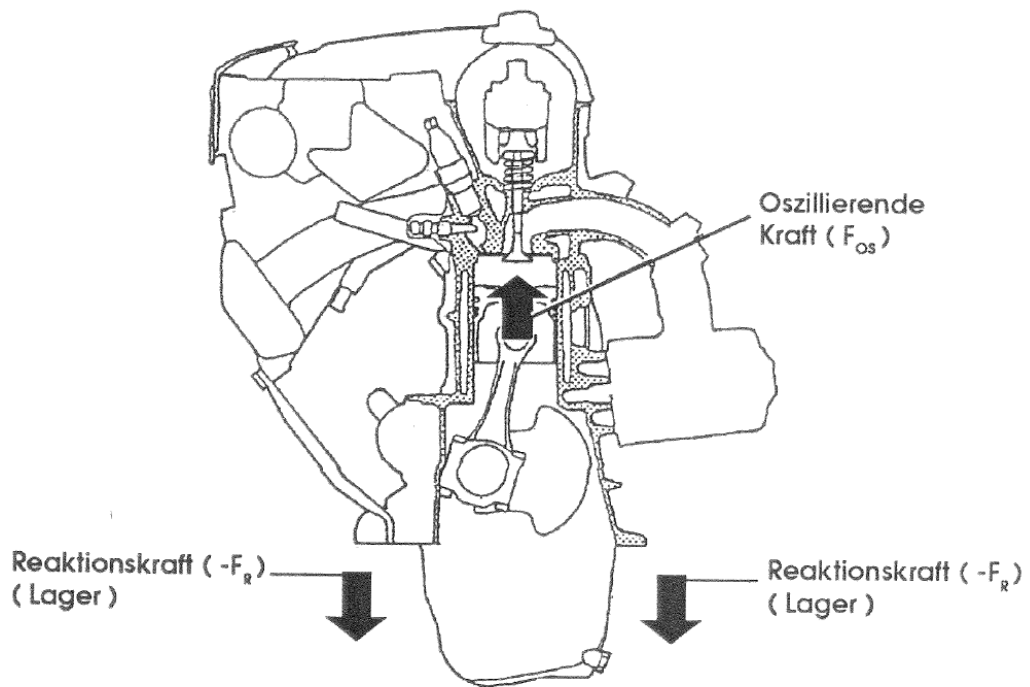


Abbildung 14: Gaskräfte 2 [16]

3. Grundlagen der Messverfahren in der Motorakustik

Die gebräuchlichsten Messverfahren sind in erster Linie die 1m Luftschallmessung, die Brennraumdruck Analyse, die Schallintensitätsmessung im Nahfeld, die Körperschall Analyse, sowie die Ermittlung der Geräuschqualität. Als weitere Mess- bzw. Analysemethoden werden auch die Rotationsanalyse, die Strukturübertragungsanalyse des Motors sowie die Modal- und Betriebsschwingungsanalyse angewandt.

3.1. Die Luftschallmessung

Hierbei werden Mikrofone des Typs B&K 4191 (Übertragungsverhalten, Richtcharakteristik, Dynamik- und Temperaturbereich gemäß DIN IEC 651) den Schalldruck in $[N/m^2]$ erfassen. Um vom gemessenen Schalldruck in Pa (= Pascal; $1 Pa = 1 N/m^2$) auf den allgemein einheitlichen Schalldruckpegel zu kommen, benötigt man einen genormten Referenzwert (ISO/DIS 1683.2). Dieser Bezugswert für die Pegelberechnung in dB ist $p_0 = 2 \times 10^{-5} Pa$.

3.2. Verbrennungsgeräuschberechnung (Combustion Noise)

Das zeitbasierende Zylinderdrucksignal wird mittels Fouriertransformation in seine harmonischen Schwingungsanteile zerlegt. Dieses Spektrum wird in weiterer Folge durch Zusammenfassen von Spektrallinien in ein Terzspektrum umgewandelt. Es besteht aus 22 Frequenzbändern (von 100 Hz bis 14 kHz), welche zu den höheren Frequenzen hin entsprechend der logarithmischen Wahrnehmung des Gehörs exponentiell breiter werden. Innerhalb dieser Terzen werden die Leistungsamplituden der Schwingungsanteile kumuliert, und durch Bezug auf einen Referenzschalldruck ein Pegelverlauf in dB ermittelt. Auf das solchermaßen ermittelte Terzspektrum werden nun zwei Filter angewendet, die über Terzmittenfrequenzen definiert sind. Dies ist einerseits das so genannte MFFR-Filter (Mean Freefield Response), welche die Schallübertragung vom Druck im Brennraum über die Motorstruktur an die Umgebungsluft charakterisiert. Diese Übertragungsfunktion ist für verschiedene Motoren sehr ähnlich, so dass im Allgemeinen eine einzelne ausreicht, um das Verbrennungsgeräusch zu charakterisieren, siehe Abbildung 15.

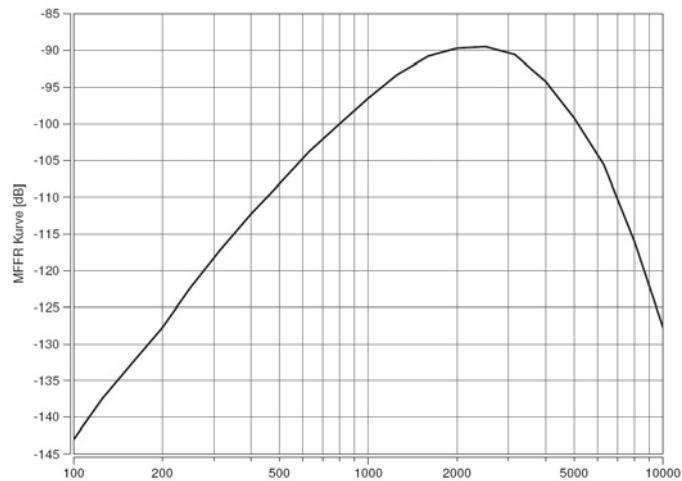


Abbildung 15: MFFR (Mean Free Field Response) – Filter [17]

Die zweite Filterkurve ist die so genannte A-Kurve, siehe Abbildung 16. Diese repräsentiert weitgehend das subjektive Lärmempfinden des menschlichen Gehörorgans.

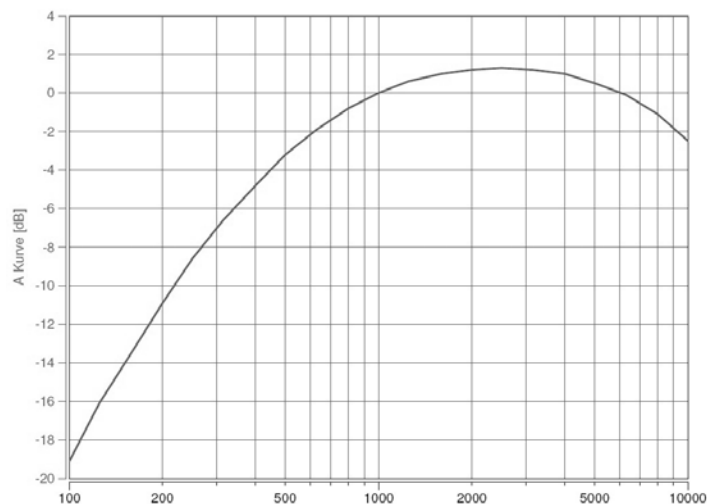


Abbildung 16: A – Bewertungskurve [17]

Nach diesen Filterungen wird aus dem resultierenden Terzspektrum ein logarithmischer Summenpegel berechnet, der dann einen Kennwert für das Verbrennungsgeräuschpegel in dBA darstellt. Dieser Rechengvorgang wird für jedes Arbeitsspiel wiederholt und in Echtzeit ausgegeben, kann somit anschließend zur gemeinsamen Aufzeichnung mit anderen Messwerten an ein Applikationssystem übertragen werden und steht somit als Applikationsparameter zur Verfügung.

Rechenablauf Verbrennungsgeräusch

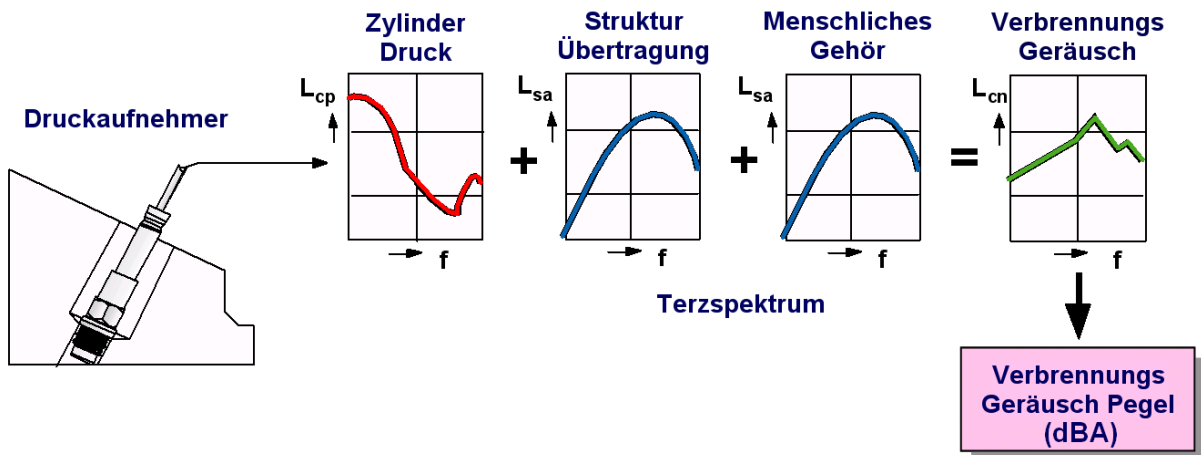


Abbildung 17: Ablaufdiagramm zur Berechnung des Verbrennungsgeräusches [8]

4. Fahrzeuge und Messtechnik

4.1. Auswahl der Fahrzeuge für die Testzwecke

Im Zuge der Fahrzeugauswahl wurden Fahrzeuge mit dem neuesten Stand der Technik ausgewählt, wobei sie einen maximalen Kilometerstand von 10000km aufweisen durften, Euro 4 bis 6 besitzen müssen und damit auch modernste Abgasnachbehandlung aufweisen, was jedoch einen Partikelfilter nicht immer zur Serienausstattung gehören lässt.

Es wurden Fahrzeuge vom Kleinwagen-, Mittelklasse-, Limousinen- und SUV- Sektor ausgewählt. Die Motorvarianten waren entweder 4- oder 6- Zylindermotoren in Reihe oder als V- Motor ausgeführt mit neuester Diesel Common Rail Technik.

Gegliedert wurden die Fahrzeuge in ähnliche Hubraumklassen, um die Messergebnisse leichter zu interpretieren bzw. gruppenspezifisch zu zuordnen.

Aufgrund der vielen Messdaten und Fahrzeuge wurden sämtliche Fahrzeuge in Gruppen mit gleichem Hubraum eingeteilt um diese zu kategorisieren. Des weiteren wurden Fahrzustände rausgesucht, bei denen ein Unterschied von mindestens 2dB(A) im Verbrennungsgeräusch gemessen wurde. Aufgrund dieser Sortierung wurden Auffälligkeiten im Verbrennungsgeräusch bei den Motoren mit 1,5l Hubraum festgestellt und diese wurden dann auch näher betrachtet. Die anderen Fahrzeuge hatten in den Messergebnissen keine

nennenswerten Auffälligkeiten bzw. konnte bei einer Änderung des Verbrennungsgeräusches keine Ursache aus den vorhandenen Messdaten festgestellt werden.

In Summe wurden dann also 5 Fahrzeuge genauer auf die verschiedenen Aspekte untersucht und ausgewertet.

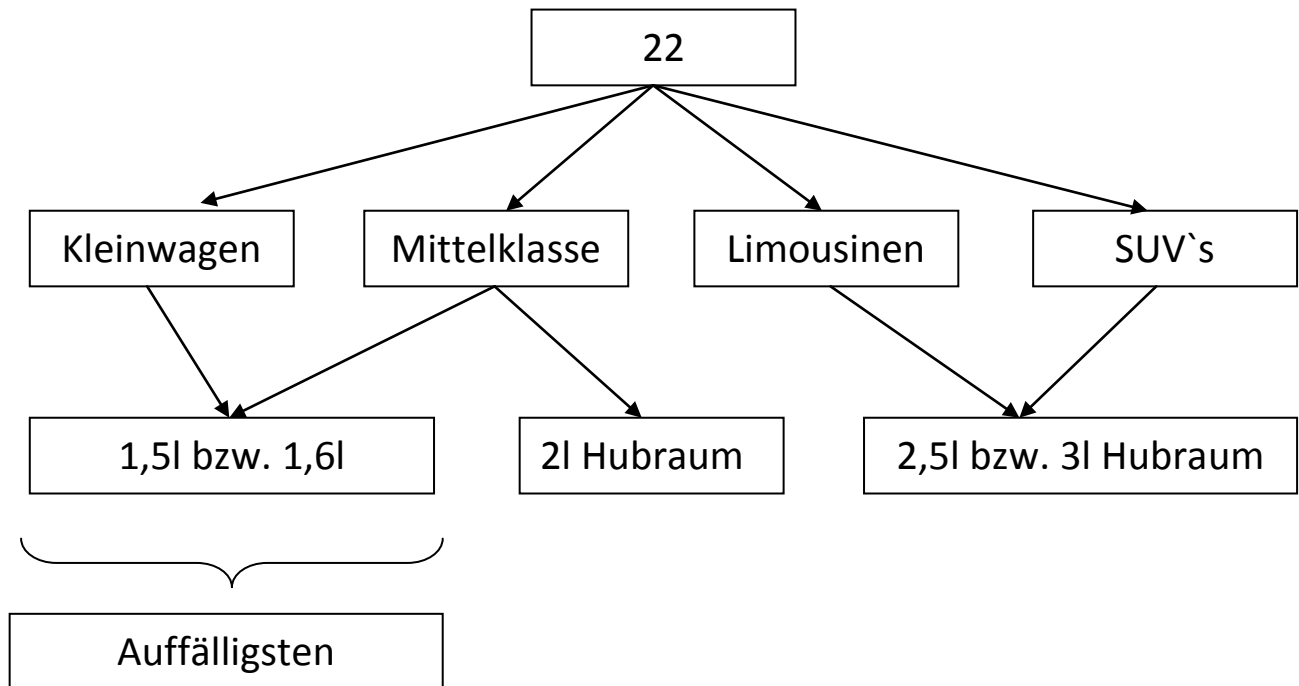


Abbildung 18: Gliederung Fahrzeuge

4.2 Meßtechnik

Um die Geräuschemissionen bzw. die nötigen Parameter für die Bestimmung der Zusammenhänge in Bezug auf das Verbrennungsgeräusch zu erhalten, wurde eine Reihe an komplexer Messtechnik ins Fahrzeug eingebaut. Um die Einflußparameter für das Verbrennungsgeräusch zu erhalten, galt es einen vertretbaren bzw. überhaupt möglichen Aufwand bzw. Einbau zu realisieren. Dies war in erster Linie nicht einfach, den viele Meßgeräte, wie z.B. das AVL Opacimeter nur mit 220V betrieben werden kann. Typische Kenngrößen am Motorprüfstand sind Schall-, Zylinderdruck, Einspritzparameter (Druck, Zeitpunkt), Lastvorgabe und Gangwahl bzw. Drehzahl. Diese Auswahl war es auch, die sich im Auto, mit Einschränkungen, realisierbar gemacht werden konnte. Die Einschränkungen entstanden aber auch dadurch, daß es sich um Serienfahrzeuge handelte und somit über den CAN-Bus nur freie Parameter wie Drehzahl, Gaspedalstellung und Geschwindigkeit

abgegriffen werden konnten. Die wichtigsten Meßgeräte waren die Zylinderdruckindizierung, welche über einen Piezodrucksensor im 1ten Zylinder appliziert war, Strommesszangen, welche die Stromsignale für die Einspritzparameter lieferten, Stromsignale vom Rail- und Drehzahlsensor, welche direkt angezapft wurden, CAN-Bus Signale sowie Mikrophone für die Messung des Schalldruckes im Motor- und Innenraum.

Insgesamt wurden 36 Kanäle ans Frontend angeschlossen und folgende Messtechnik verwendet:

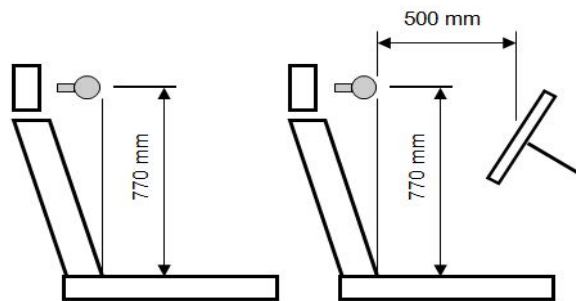
PAK-Ch	Description	Unit	Sensor	Comment
1st Sample Group: Normal (32 kHz)				
1	Driver's ear lhs	Pa	LS-ICP Set 25	x = 500 (center steering wheel) y = 380 (left - right) z = 770 (seat base)
2	Driver's ear rhs	Pa	LS-ICP Set 24	
3	Co-Driver's ear lhs	Pa	LS-ICP Set 23	
4	Co-Driver's ear rhs	Pa	LS-ICP Set 11	
5	Firewall top lhs	Pa	LS-ICP Set 7	
6	Firewall top rhs	Pa	LS-ICP Set 8	
7	Firewall bottom lhs	Pa	LS-ICP Set 10	
8	Firewall bottom rhs	Pa	LS-ICP Set 9	
9	Cylinder pressure cylinder 1	Pa	piezo pressure sensor	
10	Pilot and main injection timing	A	current probe	solenoid valves
11	1 m Vehicle exterior top	Pa	LS-ICP Set 19	acoustic dyno, test track
12	0.3 m Vehicle exterior top	Pa	LS-ICP Set 22	acoustic dyno, test track
13	Rear seat mid	Pa	LS-ICP Set 26	z = 770 (seat base)
14	1.) 0.5 m Vehicle exterior lhs 2.) Cylinder head top	1.) Pa 2.) m/s ²	1.) LS-ICP Set 6 2.) KS Set 4 (10) + Charge Conv. Set 3	1.) acoustic dyno (z = 1200) 2.) emission dyno
15	1.) 0.5 m Vehicle exterior front 2.) Cylinder head near glow plug	1.) Pa 2.) m/s ²	1.) LS-ICP Set 17 2.) KS Set 4 (11) + Charge Conv. Set 3	1.) acoustic dyno (z = 1200) 2.) emission dyno
16	1.) 0.5 m Vehicle exterior rhs 2.) Injection nozzle	1.) Pa 2.) m/s ²	1.) LS-ICP Set 18 2.) KS Set 4 (12) + Charge Conv. Set 3	1.) acoustic dyno (z = 1200) 2.) emission dyno
2nd Sample Group: Amplitude (16 kHz)				
17	Force at wheel front lhs	N	acoustic dyno analog out	acoustic dyno
18	Force at wheel front rhs	N	acoustic dyno analog out	acoustic dyno
21	Power at wheel	kW	acoustic dyno analog out	acoustic dyno
22	AVL combustion noise meter cylinder 1	dB(A)	AVL 4050	TP 6 kHz calibration 91.4 dB(A)
Tach 23	Driving speed	km/h	acoustic dyno tacho	acoustic dyno
25	Air flow	kg/h	Bosch HFM 5	
26	AVL combustion noise meter cylinder 1 (Thruput)	dB(A)	AVL 4050	TP 6 kHz, calib. 91.4 dB(A) (analysis: offset linear 63)
Tach 27	Top Dead Center signal / Engine speed	1/min	vehicle sensor	Hall sensor; pulses 60 - 2; active edge decreasing; output 1 deg (increasing edges)
Tach 28	Crank angle signal / Engine speed	1/min		

3rd Sample Group: CAN-Bus (Bitrate 500 kBit/s)				
CAN 31	Rail pressure	bar	vehicle pressure sensor DualScan Ch 1	
CAN 32	Boost pressure	bar	pressure sensor DualScan Ch 2	
CAN 33	VNT - Position	(bar)	pressure sensor DualScan Ch 3	Analysis min/max: -0.1 bar / -0.7 bar
CAN 34	EGR position	(%)	servo signal / PWM demod. DualScan Ch 4	Analysis min/max: 22% / 2%
CAN 35	Opacity	%	AVL DiSmoke DualScan Ch 5	test track
CAN 36	Intake air temperature after IC	°C	NiCr-Ni DualScan Th 1	
CAN 37	Oil temperature	°C	NiCr-Ni DualScan Th 2	
CAN 38	Accel pedal position	%	travel sensor DualScan Ch 6	acoustic dyno
CAN 41	Accel pedal position	%	vehicle CAN	test track
CAN 42	Engine speed	1/min	vehicle CAN	test track
CAN 45	Driving speed front rhs	km/h	vehicle CAN	test track
CAN 46	Driving speed rear lhs	km/h	vehicle CAN	test track
CAN 47	Driving speed rear rhs	km/h	vehicle CAN	test track
CAN 49	Engine torque	Nm	vehicle CAN	test track

4.2.1 Einbauorte der Messtechnik

Nachfolgende Bilder wurden von mir selbst gemacht und sind auf Prüfständen oder der Messtrecke entstanden und dienen zur Dokumentation der Meßtechnik und deren Einbauorte.

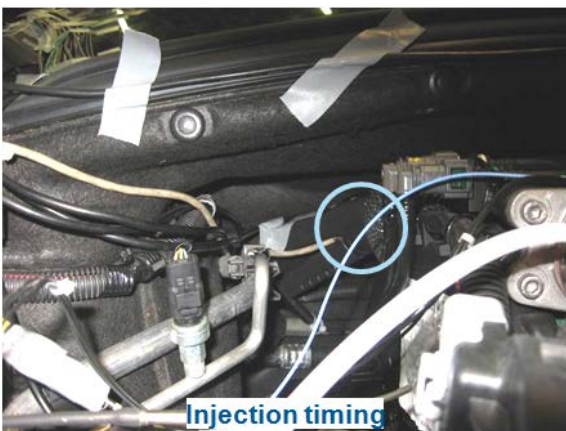
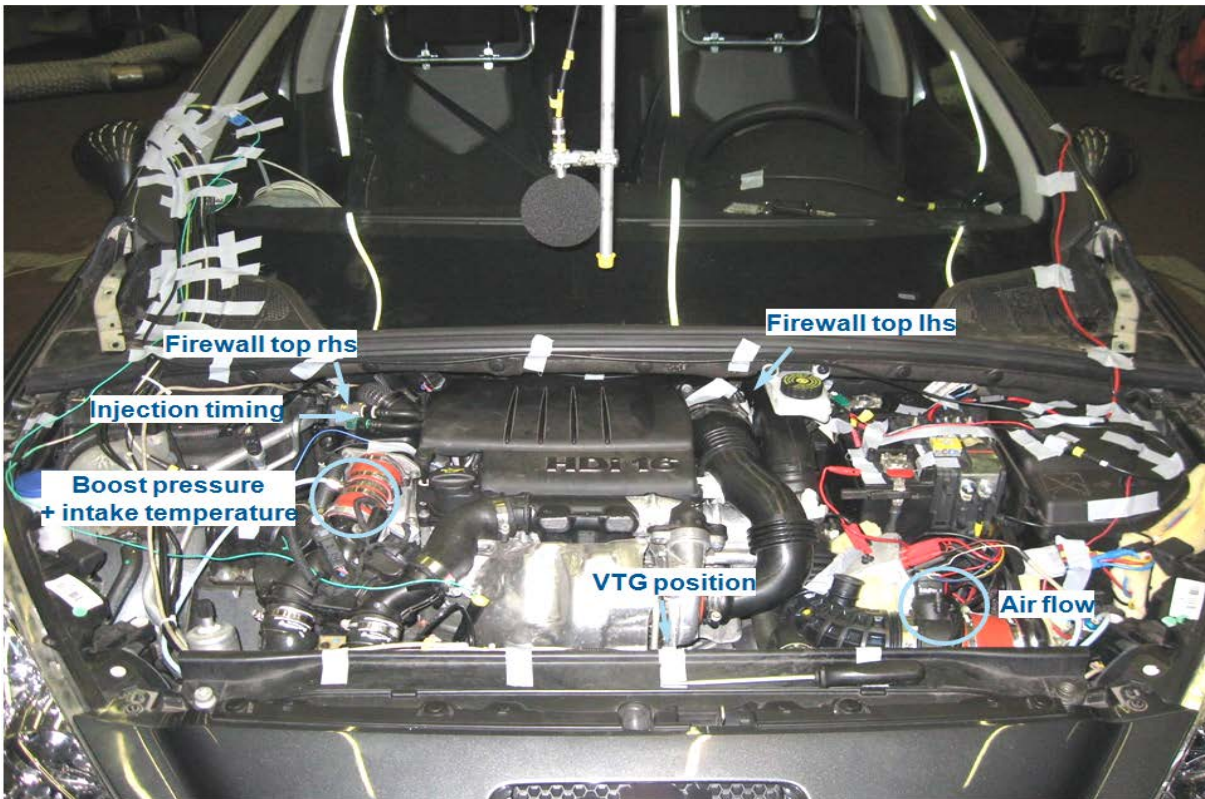
4.2.1.1 Einbauorte im Fahrzeuginnenraum



Fotoreihe1: Fahrzeuginnenraum

4.2.1.2 Einbauorte im Motorraum



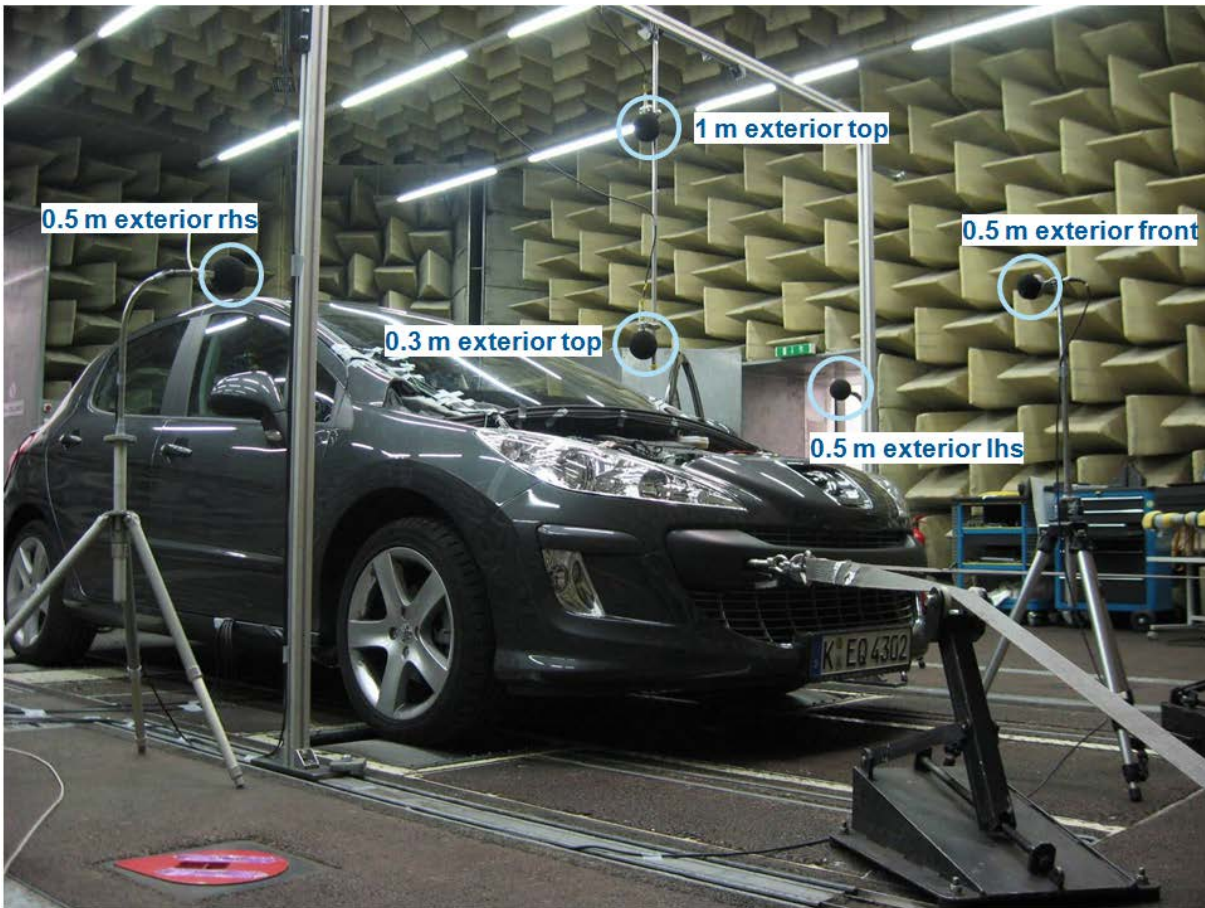




Fotoreihe 2: Einbauorte Motorraum

4.2.2 Aufbau und Meßpositionen auf der Akustikrolle und Teststrecke

Folgende Aufbauten bzw. Messtechnik wurden auf der Rolle bzw. auf der Teststrecke verwendet:



Fotoreihe 3: Akustikrolle



Fotoreihe 4: Emissionsrolle



Fotoreihe 5: Teststrecke

5. Messzyklen

Um einen möglichst breiten Bereich der verschiedenen Fahrzustände zu erreichen, wurden unterschiedliche Fahrmanöver bestimmt, welche von einem Kaltstart bis hin zu Heißtests reichten und werden im folgendem näher beschrieben. Ziel war es, mit einem bergenzten Aufwand durch den Auftraggeber möglichst viel Information bei den jeweiligen Betriebszuständen heraus zu messen.

5.1. Messungen auf der Akustikrolle

Hier wurde die Basisversion vermessen und die Fahrwiderstände ermittelt. Für den Anpassungslauf wurden die Fahrwiderstände aus einem Ausrollversuch auf einer geeigneten Strecke ermittelt. Als Vergleich dazu wurden die Fahrzyklen auch ohne Motorhaube vermessen. Die Messungen waren unterschiedlich und beinhalten konstante Lasten, konstante Drehzahlen, konstante Geschwindigkeiten, Rampen, aber auch einen

geschleppten Hochlauf. Wobei nicht immer alle Fahrzustände zu fahren gingen, da z.B. bei Autos mit Automatik, die Beschleunigung von 1/8 APO (Gaspedalstellung) nicht groß genug als Fahrbefehl war, was wiederum deutlich machte, daß die Hersteller alle unterschiedliche Gaspedalkennfelder benutzen. Was auch zur Folge hatte, daß die Fahrzeuge untereinander unterschiedliche Beschleunigungen aufwiesen bei konstanter Gaspedalstellung und bei gleicher Getriebeübersetzung. Der Vergleich der daraus entstandenen Kennlinien war somit nicht immer zu bewerkstelligen und hatte zur Folge, daß Vergleiche mit konstantem Gaspedal nicht aussagekräftig genug sind.

ok	Description	CD	Tracking Quantity	Online-Monitor
1. Acoustic Dyno: Pretest				
	3rd 1500 rpm, 20 sec	v-constant	time 20 s / Δ 0.25 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
	Coast down in N	simulation	velocity 160 - 20 km/h, Δ 1	power (-90 - 0 Nm)
2. Acoustic Dyno: Baseline Condition				
	1st 1000-2500 rpm/3.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 3.5 s / 1000 - 2500 rpm (24% APO)
	2nd 1000-2500 rpm/5.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 5.5 s / 1000 - 2500 rpm (25% APO)
	3rd 1000-2500 rpm/7.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 7.5 s / 1000 - 2500 rpm (28% APO)
	2nd Coasting 1500-3000 rpm/5.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1500 - 3000 rpm	target 0 - 5.5 s / 1500 - 3000 rpm (28% APO)
	3rd Coasting 1500-3000 rpm/7.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1500 - 3000 rpm	target 0 - 7.5 s / 1500 - 3000 rpm (29% APO)
	3rd 1000-Max rpm/WOT Load sim.	simulation	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-20 - +140 kW)
	3rd 1000rpm/10 sec	simulation	time Δ 0.25 s / start - stop 1000 - 4900 rpm	target 0 - 39 s / 1000 - 4900 rpm
	3rd 1000rpm- 1/8 APO	simulation	engine speed 1000 - rpm, Δ 40	accel. pedal position (0 - 60%)
	3rd 1000rpm- 2/8 APO	simulation	engine speed 1000 - 3700 rpm, Δ 20	accel. pedal position (0 - 60%)
	3rd 1000rpm- 3/8 APO	simulation	engine speed 1000 - 4900 rpm, Δ 20	accel. pedal position (0 - 60%)
	3rd 100% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-20 - +140 kW)
	3rd 50% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 50% (-20 - +140 kW)
	3rd 20% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 20% (-20 - +140 kW)
	3rd 5% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 5% (-20 - +140 kW)
			ramp: 10 s --> 21 km/h / 30 s --> 115 km/h / 10s --> 32 km/h	
	3rd motored run-up 90 sec	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-90 - 0 kW)
			ramp: 10 s --> 21 km/h / 90 s --> 115 km/h / 10s --> 32 km/h	

Engine start / Engine stop	---	time 10 s / Δ 0.1 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
Engine idle A/C off	---	time 20 s / Δ 0.2 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
Engine idle A/C on	---	time 20 s / Δ 0.2 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
1000 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
1250 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
1500 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
1750 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
2000 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
2250 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
2500 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
2750 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
3000 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
3250 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
3500 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
3750 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
4000 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
4250 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
4500 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW
4750 rpm 0 - max bar in 90 sec	v-constant	time 90 s / Δ 1 s	target 0 - 90 s / min - max kW

3. Acoustic Dyno: without bonnet			
1st 1000-2500 rpm/3.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 3.5 s / 1000 - 2500 rpm (24% APO)
2nd 1000-2500 rpm/5.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 5.5 s / 1000 - 2500 rpm (25% APO)
3rd 1000-2500 rpm/7.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1000 - 2500 rpm	target 0 - 7.5 s / 1000 - 2500 rpm (28% APO)
2nd Coasting 1500-3000 rpm/5.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1500 - 3000 rpm	target 0 - 5.5 s / 1500 - 3000 rpm (28% APO)
3rd Coasting 1500-3000 rpm/7.5 sec	simulation	time Δ 0.1 s / start - stop 1500 - 3000 rpm	target 0 - 7.5 s / 1500 - 3000 rpm (29% APO)
3rd 1000-Max rpm/WOT Load sim.	simulation	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-20 - +140 kW)
3rd 1000rpm/10 sec	simulation	time Δ 0.25 s / start - stop 1000 - 4900 rpm	target 0 - 39 s / 1000 - 4900 rpm
3rd 1000rpm- 1/8 APO	simulation	engine speed 1000 - rpm, Δ 40	accel. pedal position (0 - 60%)
3rd 1000rpm- 2/8 APO	simulation	engine speed 1000 - 3700 rpm, Δ 20	accel. pedal position (0 - 60%)
3rd 1000rpm- 3/8 APO	simulation	engine speed 1000 - 4900 rpm, Δ 20	accel. pedal position (0 - 60%)
3rd 100% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-20 - +140 kW)
3rd 50% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 50% (-20 - +140 kW)
3rd 20% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 20% (-20 - +140 kW)
3rd 5% run-up	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power 5% (-20 - +140 kW)
		ramp: 10 s --> 21 km/h / 30 s --> 115 km/h / 10s --> 32 km/h	
3rd motored run-up 90 sec	ramp	engine speed 1000 - 5000 rpm, Δ 20	power (-90 - 0 kW)
		ramp: 10 s --> 21 km/h / 90 s --> 115 km/h / 10s --> 32 km/h	
Engine start / Engine stop	---	time 10 s / Δ 0.1 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
Engine idle A/C off	---	time 20 s / Δ 0.2 s	engine speed (0 - 5000 rpm)
Engine idle A/C on	---	time 20 s / Δ 0.2 s	engine speed (0 - 5000 rpm)

5.2. Messungen auf der Emissionsrolle

Hier wurde lediglich der genormte Zyklus nachgefahren, um eventuelle Rückschlüsse auf Verbrauch und Emissionen zu ziehen.

4. Emission CD: Baseline Condition			
NEDC Cycle	simulation	time 1500 s / Δ 1 s	velocity (0 - 150 km/h)

5.3. Messungen auf der Teststrecke

5.3.1. Kaltstarttest

Dieser Test war der Härteste für Mensch und Material. Das Auto wurde in einem Kühlcontainer für mindestens 12 Stunden bei ca. -28° Celsius eingekühlt und danach die gesamte Messtechnik wieder eingebaut. Der erste Start sollte bei einer Motoröltemperatur von -20° Grad erfolgen, danach bei 0° Grad und dann noch einmal bei +20° Grad. Schwierigkeiten bereitete der Startvorgang bei -20° Celsius, da ein Zylinder nicht vorgeglüht werden konnte, da er mit einem Druckaufnehmer appliziert war. Gemessen wurde der Leerlauf und eine Beschleunigung mit vorgegebener Gaspedalstellung.

5. Test Track: without bonnet			
Engine idle A/C off (-20 °C)	---	time 120 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)
Engine idle A/C on (-20 °C)			
1st run-up 2/8 APO (-20 °C)			
Engine idle A/C off (0 °C)	---	time 120 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)
Engine idle A/C on (0 °C)			
1st run-up 2/8 APO (0 °C)			
Engine idle A/C off (+20 °C)	---	time 120 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)
Engine idle A/C on (+20 °C)			
1st run-up 2/8 APO (+20 °C)			

5.3.2. Beschleunigungstest

Dabei wurde die Performance des jeweiligen Fahrzeugs in Bezug auf Beschleunigung charakterisiert. Dies erfolgte bei unterschiedlichen Gaspedalstellungen und verschiedenen Gängen. Als Zusatz wurde noch ein Opacimeter installiert, um den Rauchwert mit zu messen. Hier zeigte sich eindeutig, daß die Fahrzeuge untereinander unterschiedlich appliziert wurden und auch andere Kennfelder in Bezug auf das Gaspedal besitzen. Des weiteren haben sie auch unterschiedliche Getriebe was auch zu anderen Beschleunigungen führte, obwohl der gleiche Motor verbaut wurde.

6. Test Track: Baseline Condition				
2nd 20 km/h --> 2/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
2nd 20 km/h --> 4/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
2nd 20 km/h --> 8/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
3rd 30 km/h --> 2/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
3rd 30 km/h --> 4/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
3rd 30 km/h --> 8/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
4th 40 km/h --> 2/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
4th 40 km/h --> 4/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
4th 40 km/h --> 8/8 APO	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	
0 --> 400 m	---	time 40 s / Δ 0.2 s, interactive	engine (0 - 5000 rpm), acc. pedal (0 - 100%)	

5.4. NEDC (New European Driving Cycle) Test

Dem NEDC Test unterliegt einem Fahrzyklus, welcher Bedingungen und Geschwindigkeitsabläufe für die Fahrzeuge bei der Ermittlung von CO₂ – Emission und Energieverbrauch vorschreibt. Dabei sind Randbedingungen wie Starttemperatur, Schaltpunkte (nur für Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe), Fahrzeugvorbereitung (Konditionierung), Zuladung, Beginn der Abgasmessung vorgeben.

Die Fahrzyklen sollten eine möglichst realitätsnahe Belastung produzieren, wobei es sich dabei um ein Durchschnittsprofil handelt. Der Fahrzyklus wird üblicherweise auf einem Motoren- oder Rollenprüfstand abgefahren. Dies ermöglicht es, reproduzierbare und vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Aus Sicht der Hersteller bietet ein solcher Fahrzyklus Entwicklungssicherheit.

Der Fahrzyklus ist auch relevant für die Durchführung von Diagnosen. Ein Fahrzyklus ist ein wesentlicher Bestandteil einer Abgasvorschrift.

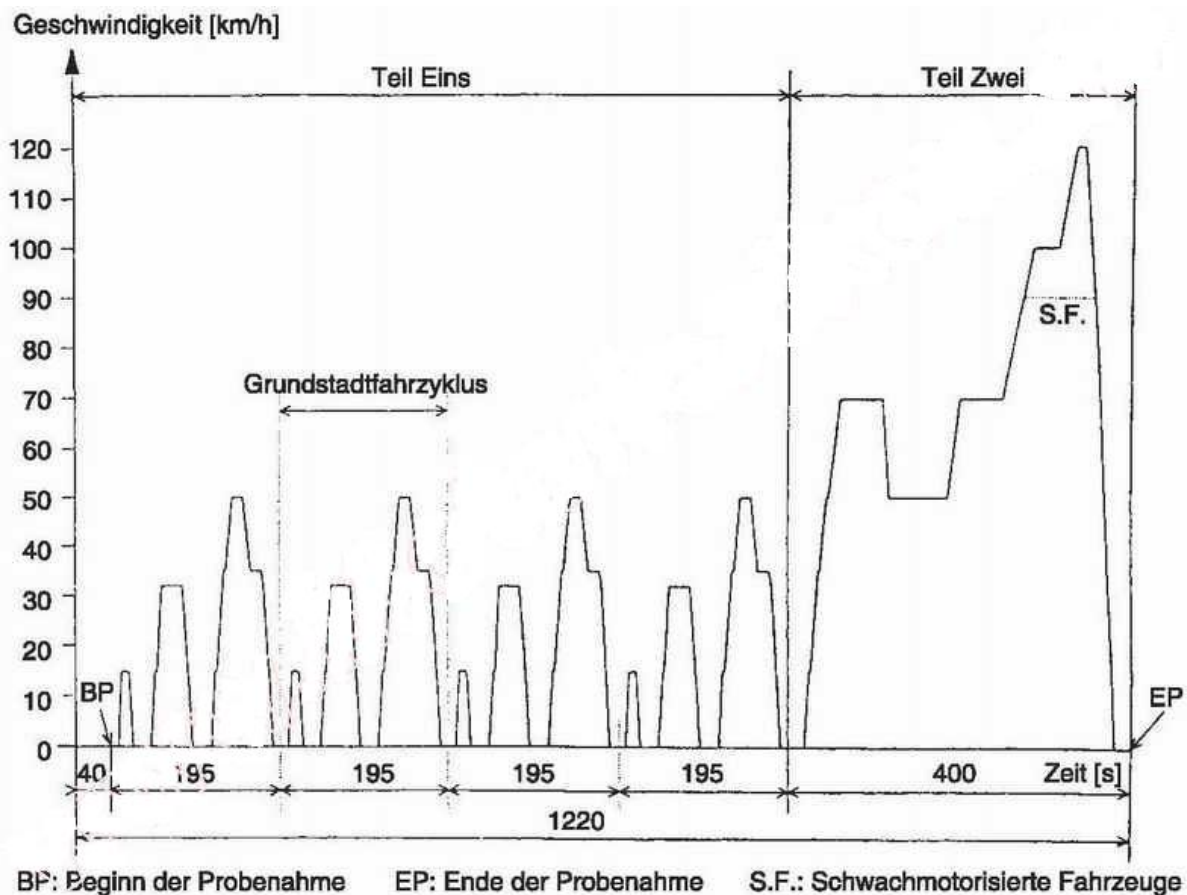


Abbildung 19: NEDC Zyklus [20]

Für die Ermittlung des Verbrauches eines Fahrzeuges müssen zunächst die Fahrwiderstände (Roll- und Luftwiderstand) des Fahrzeuges auf der Straße exakt ermittelt werden. Dann werden die gemessenen Fahrwiderstände auf den Rollenprüfstand übertragen und dann ein genormter Fahrzyklus abgefahren. Dabei werden auch die Abgasemissionen gemessen. Anschließend wird aus der Abgasemission der Kraftstoffverbrauch gemessen. Der Fahrzyklus und die Vorgehensweise bei der Messung ist in der Richtlinie des Rates 70/220/EWG beschrieben.

Eine rechtlich verbindliche Messung kann nur durch zertifizierte EG-Prüflaboratorien durchgeführt werden.

Der genormte Fahrzyklus dauert insgesamt 1180 Sekunden (knapp 20 Minuten). Er besteht aus einem 780 Sekunden dauernden City-Zyklus (städtische Bedingungen) und einem 400 Sekunden dauernden Überland-Zyklus (außerstädtischen Bedingungen). Die Umgebungstemperatur beträgt während der Messung 20 °C bis 30 °C. Kaltstartbedingung, Beschleunigungen und Verzögerungen werden erfasst und entsprechend interpoliert. [3]

5.4.1. Geltungsbereich

Diese Testzyklen haben das Ziel, die durch Straßenfahrzeuge verursachten Umwelt- und Gesundheitsbelastungen so weit wie möglich zu begrenzen, und erstreckt sich daher auf eine Vielzahl verschiedener Schadstoffemissionen: Kohlenmonoxid (CO), Masse der Nichtmethankohlenwasserstoffe und Massen der gesamten Kohlenwasserstoffe, Stickstoffoxide (NO_x) und Partikelmasse (PM). Diese Emissionen schließen sowohl die Emissionen am Auspuff als auch Verdunstungsemissionen und Kurbelgehäuseemissionen mit ein.

5.4.2. Emissionsgrenzwerte

Für jede Kategorie von Schadstoffemissionen sowie für die verschiedenen Fahrzeugarten wurden eigene Emissionsgrenzwerte festgelegt. Hier sind nur die Werte für Diesel- und Benzinmotoren im PKW Sektor angeführt.

Euro-5-Norm

Emissionen aus Dieselfahrzeugen:

- Kohlenmonoxid (CO) : 500 mg/km;
- Partikel (PM) : 5 mg/km (also eine Verringerung der Emissionen um 80 % gegenüber der Euro-4-Norm);
- Stickstoffoxide (NO_x): 180 mg/km (d. h. eine Verringerung der Emissionen um mehr als 20 % gegenüber der Euro-4-Norm);
- Summe der Kohlenwasserstoff- und Stickstoffoxidemissionen HC + NO_x : 230 mg/km.

Emissionen aus Fahrzeugen mit Benzin-, Erdgas- oder Flüssiggasbetrieb:

- Kohlenmonoxid: 1000 mg/km;
- Nichtmethankohlenwasserstoffe: 68 mg/km;
- Summe der Kohlenwasserstoffe: 100 mg/km;
- Stickstoffoxide (NO_x): 60 mg/km (also eine Verringerung der Emissionen um 25 % gegenüber der Euro-4-Norm);

- Partikel (nur bei benzinbetriebenen Fahrzeugen mit Magermix-Direkteinspritzung) : 5 mg/km (neu eingeführter Grenzwert, der bei der Euro-4-Norm noch nicht existierte). [4]

Euro-6-Norm

Für alle mit Dieselmotor ausgerüsteten Fahrzeuge besteht die Verpflichtung, die Stickstoffoxidemissionen ab dem Inkrafttreten der Euro-6-Norm erheblich zu verringern. Die Emissionen aus Personenwagen und anderen der Personen- und Güterbeförderung dienenden Kraftfahrzeugen werden auf 80 mg/km (NO_x) begrenzt (dies entspricht einer Verringerung um weitere 50 % gegenüber der Norm Euro 5). Die Summe der Kohlenwasserstoff- und der Stickstoffoxidemissionen aus Dieselfahrzeugen wird ebenfalls abgesenkt und beispielsweise bei Personenwagen und sonstigen für Beförderungsaufgaben bestimmten Fahrzeugen auf 170 mg/km (HC + NO_x) begrenzt. Die Emissionswerte für Kohlenmonoxid (CO) mit 500mg/km und für Partikel (PM) mit 5 mg/km bleiben gleich wie bei der Euro 5. [4]

Anwendung der Normen

Ab dem Zeitpunkt des Inkrafttretens der Euro-5- und Euro-6-Normen sind die Mitgliedstaaten gehalten, Typgenehmigung, Zulassung, Verkauf und Inverkehrbringen von Fahrzeugen zu verweigern, welche diese Emissionsgrenzwerte nicht erfüllen. Eine zusätzliche Übergangsfrist von einem Jahr ist jeweils für Fahrzeuge für die Güterbeförderung sowie für Fahrzeuge für besondere Zweckbestimmungen (Klasse N1, Gruppen II und III, sowie Klasse N2) vorgesehen. Es gilt folgender Zeitplan:

Die Norm Euro 5 gilt ab 1. September 2009 für die Typzulassung und ab 1. Januar 2011 für die Zulassung und den Verkauf von neuen Fahrzeugtypen;

die Norm Euro 6 gilt ab 1. September 2014 für die Typzulassung und ab 1. Januar 2015 für die Zulassung und den Verkauf von neuen Fahrzeugtypen. [4]

6. Relevante Fahrmanöver und Einflußgrößen

Da nicht alle Fahrmanöver für eindeutige Rückschlüsse auf das Verbrennungsgeräusch in Bezug auf die Parameter zu verwenden sind, wurden solche rausgesucht, wo eindeutige Abweichungen bzw. Tendenzen erkannt und belegt werden können. Die wichtigsten zu untersuchenden Parameter sind Anzahl der Einspritzungen, Zeitpunkt der Einspritzung, Abstand der Einspritzung, Spitzendruck, dessen Ableitungen und das

Verbrennungsgeräusch. Andere Parameter konnten zwar bestimmt werden, zeigten jedoch keinen unmittelbaren Zusammenhang, um Rückschlüsse daraus zu ziehen.

Als Fahrmanöver wurden Beschleunigungsvorgänge mit verschiedenen Gängen und Lastvorgaben gewählt, da dort die gravierenden Änderungen entdeckt wurden. Bei diesen instationären Versuchen zeigte sich, daß die Regelstrategie klar auf die Emissionen und nicht auf den wirkungsgradoptimalen Bereich festgelegt ist. Dies belegt der 50% MFB (Mass Fraction Burned), welcher beispielhaft in nachfolgender Abbildung 20 dargestellt ist. Der ideale Bereich des 50% MFB Punktes liegt zwischen 8-10° nach OT, wird allerdings nicht erreicht, da hier die Auslegung des Motors klar auf Emissionen gerichtet ist und nicht auf optimale Verbrennung. Die Charakterisierung der einzelnen Vorgänge gestaltet sich jedoch sehr schwierig und es können nur Aussagen auf die jeweiligen Motoren je Fahrzeug gemacht werden. Allgemeine Aussagen sind nicht zu treffen, da eine Reihe von Parametern das Verbrennungsgeräusch beeinflussen und nicht bestimmt werden konnten. Dies sind unter anderem die Einspritzmengen (Vor-,Haupt-, Nacheinspritzung) und der exakte Beginn und Ende der Einspritzung.

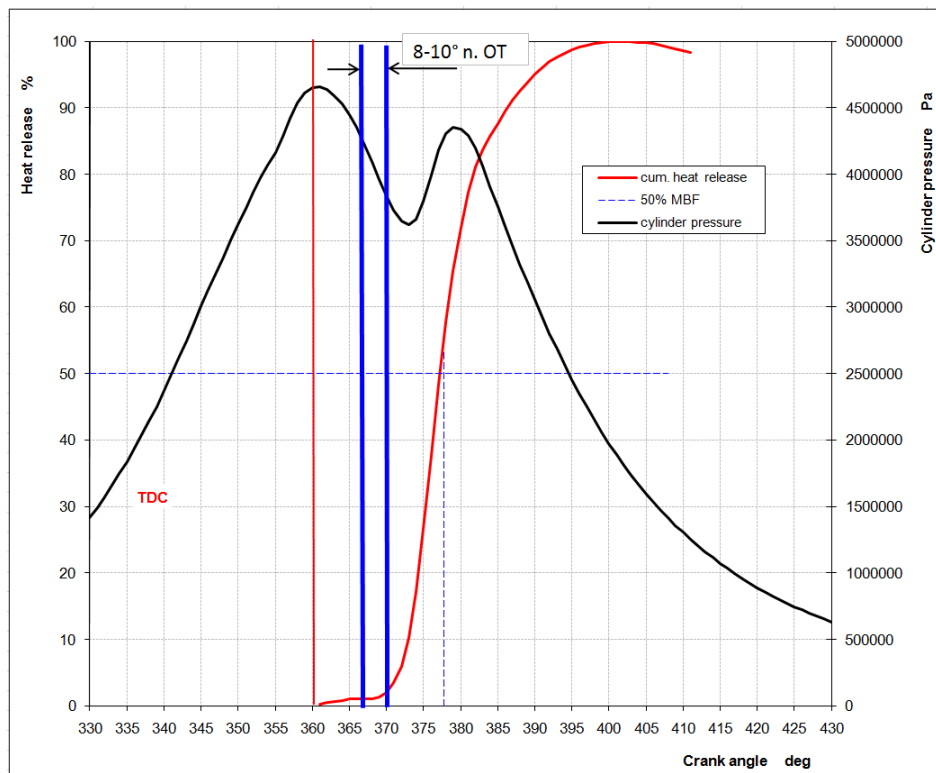


Abbildung 20: optimaler Wirkungsgradbereich des 50% MFB

Aus den verschiedenen Fahrzuständen wurden folgende Manöver herangezogen und ausgewertet:

6.1. Manöver auf der Teststrecke

Hier war vor allem der 2te Gang bei allen Fahrzeugen am auffälligsten bei einer Beschleunigung von 2/8 APO, das entspricht 25% Gaspedalstellung, welche durch den Fahrer über das Gaspedal vorgegeben wurde. Außerdem wurde der Leerlauf bei betriebswarmen Motor ausgewertet.

6.2. Manöver auf dem Rollenprüfstand

Diese Manöver bilden den Schwerpunkt der Auswertungen, da die einzelnen Messpunkte genau angesteuert werden konnten und die Vergleiche untereinander exakter waren. Grund dafür sind unter anderen gleiche Betriebsbedingungen wie konstante Last- oder Drehzahlvorgaben. Hier wurde speziell der 3te Gang bei verschiedenen Gaspedalstellungen bei Beschleunigung ausgewertet. Ebenso Hochläufe im 1ten, 2ten und 3ten Gang bzw. Hochläufe im 3ten Gang mit einer Steigerung der Drehzahl um 1000 U/min pro 10 Sekunden.

7. Auswertestrategie

Durch die enormen Datenmengen, welche durch die Testfahrten und Anzahl der Fahrzeuge entstanden ist, wurde die Gruppeneinteilung nach Hubraumklassen gemacht, um Vergleiche machen zu können. Sinn der Sache war es, gleiche Zylinderanzahl und Hubraum mit ähnlichen Aufladungen zu ermöglichen, um andere Störgrößen wie Laufruhe und Schwingungen auszuschließen.

Bei den 1,5l Motoren traten generell bei den Beschleunigungen eine Abweichung im Verbrennungsgeräusch von mindestens 2 dB(A) auf und deshalb wurden sie auch vorrangig untersucht. Bei den anderen Fahrzeugen wurden keine nennenswerten bzw. sprunghaften Änderungen gemessen.

7.1. Mögliche Einflußgrößen:

- Einspritzstrategie (Anzahl der Einspritzungen, Dauer, Zeitpunkt)
- Spitzendruck
- Raildruck
- Aufladung (Ladedruck)
- Luftmasse
- Regelstrategien (EGR, VTG)
- Fahrmanöver (Beschleunigung, Last)
- Hubraum, Zylinderanzahl
- Maximales Drehmoment
- Emissionen

Aufgrund dieser Vorauswahl der möglichen Parameter wurden die Messergebnisse untersucht und mögliche Zusammenhänge genauer betrachtet.

8. Auswertungen und Ergebnisse

Im Folgenden sind die Messergebnisse ausgewertet, welche nach Vorgaben der Firma AVL List erfolgten, da es sich um ein Kundenprojekt handelte. Als Quelle dienen die Daten vom Kundenprojekt, welche von der Firma AVL zur Verfügung gestellt wurden. Diese Daten sind alle von mir selbst im Messbetrieb als Mitarbeiter im Projekt und aus den Auswertungen entstanden. Somit war eine gewisse Reihenfolge bzw. die Ausgabe der Ergebnisse, was die Bezugsgrößen betrifft, auch vorgegeben. Die Fahrzeuge haben immer die gleiche Bezugsfarbe, d.h. Fzg. 1 wird immer die Farbe Rot haben, egal welche Auswertung betrachtet wird. Der Zylinderdruck wurde direkt von einem Druckaufnehmer, welcher immer im ersten Zylinder appliziert war, gemessen und ausgegeben. Daraus wurden dann die Größen Verbrennungsgeräusch und dessen Ableitungen berechnet. Die anderen Größen wurden durch Aufnehmer, Stromzangen oder CAN Bus gemessen und konnten so direkt ermittelt werden. Aufgrund der Vorauswahl durch Durchsicht der Ergebnisse, wird in meiner Ausarbeitung der Schwerpunkt auf die 1,5l Diesel Motoren gelegt, da sie die auffälligsten waren und ich dort Tendenzen erkennen konnte bzw. Zusammenhänge sichtbar wurden.

8.1. Ergebnisse der Manöver auf der Teststrecke

Schwerpunkt dieser Ergebnisse ist der 2te und 3te Gang, welcher hier bei allen Fahrzeugen der 1,5l Hubraumklasse genauer betrachtet wurde. Es handelt sich hierbei um Beschleunigungen, welche im 2ten Gang bei 2/8 APO, d.h. 25% Gaspedalstellung erfolgten. Diese Lastvorgabe wurde durch den Fahrer über das Gaspedal vorgegeben. Die Lastvorgabe wurde mittels CAN Bus überprüft, da im verwendeten Messprogramm die Gaspedalstellung sichtbar war und so der exakte Wert von 0-100% eingestellt werden konnte. Somit war auch eine ständige Kontrolle während der Messung möglich. Die Messungen wurden immer auf der Teststrecke der Firma AVL durchgeführt, dadurch ist auch ein Wiederholbarkeit der Messungen gegeben, da die Grundbedingungen wie Straßenbelag oder Steigung gleich bleiben.

Bei den Auswertungen zeigte sich schnell, daß die Einspritzstrategie einen direkten Einfluß auf das Verbrennungsgeräusch hat, deswegen wurde bei den folgenden Auswertungen die Einspritzstrategie für den jeweiligen Test angefügt. Diese sollen auch verdeutlichen, wie wichtig die richtige Abstimmung von Anzahl, Dauer bzw. Länge der Voreinspritzungen sind. In den folgenden Diagrammen sind im Hochlauf über die Zeit folgende Größen dargestellt:

- Maximale Zylinderdruck (P_{max})
- Erste und zweite Ableitung des Zylinderdruckes ($dp/d\alpha$ bzw. $(dp/d\alpha)^2$)
- Drehzahl (n)
- Verbrennungsgeräusch (CN)

Im zweiten Diagramm ist dann die Einspritzstrategie ersichtlich. Dort sind die genaue Anzahl der Einspritzungen und der Zeitpunkt der Einspritzung ersichtlich bzw. wie sie sich über die Zeit ändert. Die Voreinspritzungen sind als Pilot 1 und Pilot 2, die Haupteinspritzung als Main und die Nacheinspritzungen als Post 1 und Post 2 dargestellt. Je nachdem wie viele Einspritzungen vorhanden sind, sind sie im Diagramm auch ersichtlich. Sollte eine in der Darstellung fehlen, fand sie nicht statt. Im dritten Diagramm ist die Dauer der jeweiligen Einspritzung dargestellt.

Jedes Fahrzeug wurde für sich nach dem gleichen Schema ausgewertet.

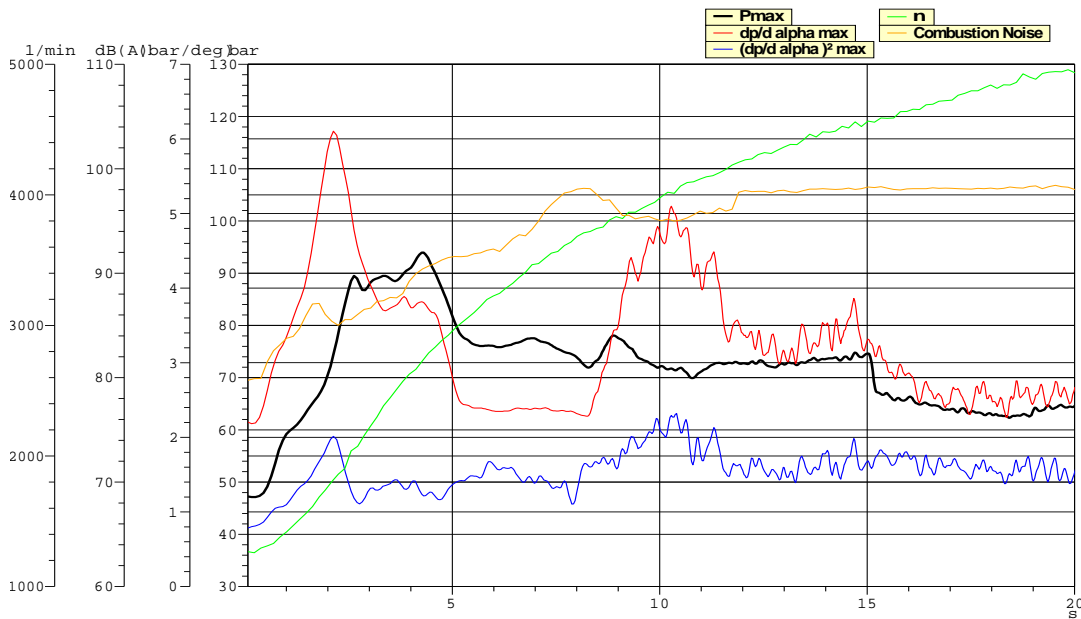


Abbildung 20: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

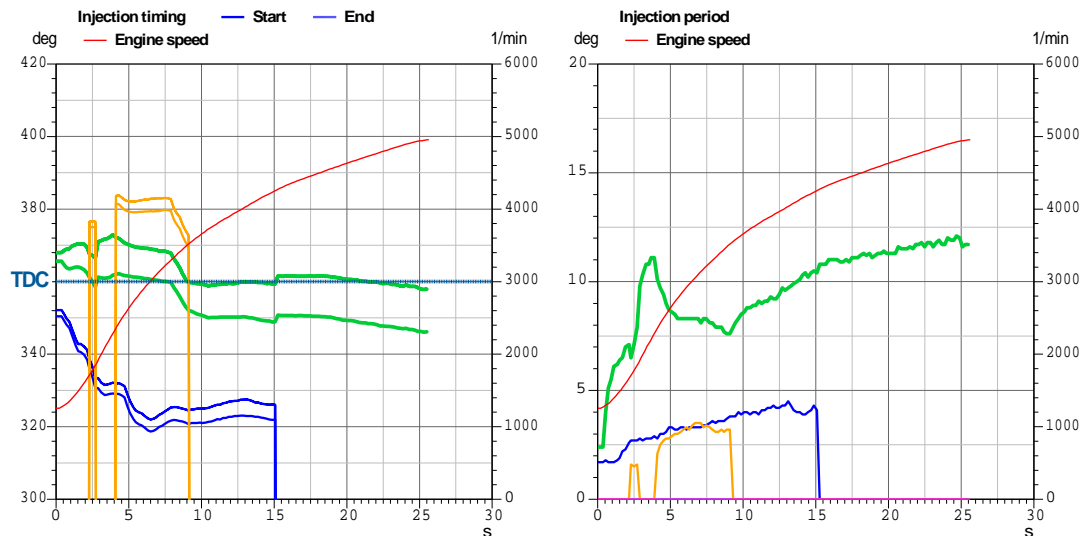


Abbildung 21: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1

Hier ist zwischen der 8-9 Sekunde ein deutlicher Anstieg des $dp/d\alpha$ zu erkennen, dies lässt auf eine Änderung der Einspritzung vermuten. Diese könnte als Ursache eine Verschiebung des Zeitpunktes der Einspritzungen oder Änderung der Anzahl der Einspritzungen haben. Im nachfolgenden Diagramm ist es ersichtlich, dass zwischen der 8 und 9 Sekunde es zu einer Abschaltung der 1ten Nacheinspritzung kommt und dadurch ein Anstieg von $dp/d\alpha$ erfolgt. Gleichzeitig wird die Haupteinspritzung auf „früher“ gelegt. Dadurch wird etwas früher

eingespritzt und der Motor hat „etwas“ mehr Zeit zur Gemischaufbereitung. Dadurch erfolgt auch die Verbrennung schlagartiger, dies hat zur Folge, daß das $dp/d\alpha$ und der Spitzendruck P_{max} ansteigt. Bei Sekunde 15 wird die Voreinspritzung abgeschaltet. Dies hat zur Folge, das der Spitzendruck P_{max} sinkt. Dabei wird die Haupteinspritzung verlängert. Generell ist über die Menge der Einspritzung keine Aussage zu treffen, da die Menge nicht bestimmt werden konnte und auch keine Messung in den Serienfahrzeugen durchführbar war. Einzig die Gesamtmenge teilt sich auf alle Einspritzungen auf, d.h. wenn alle Vor- und Nacheinspritzungen abgeschaltet sind, muß die Haupteinspritzung verlängert werden, da dann über diese die gesamte Einspritzmenge in den Zylinderraum eingebracht wird. Deswegen wird dann die Haupteinspritzung auch auf früher verlegt, damit das gesamte Gemisch weitgehend homogenisiert wird und eine gute Verbrennung gegeben ist.

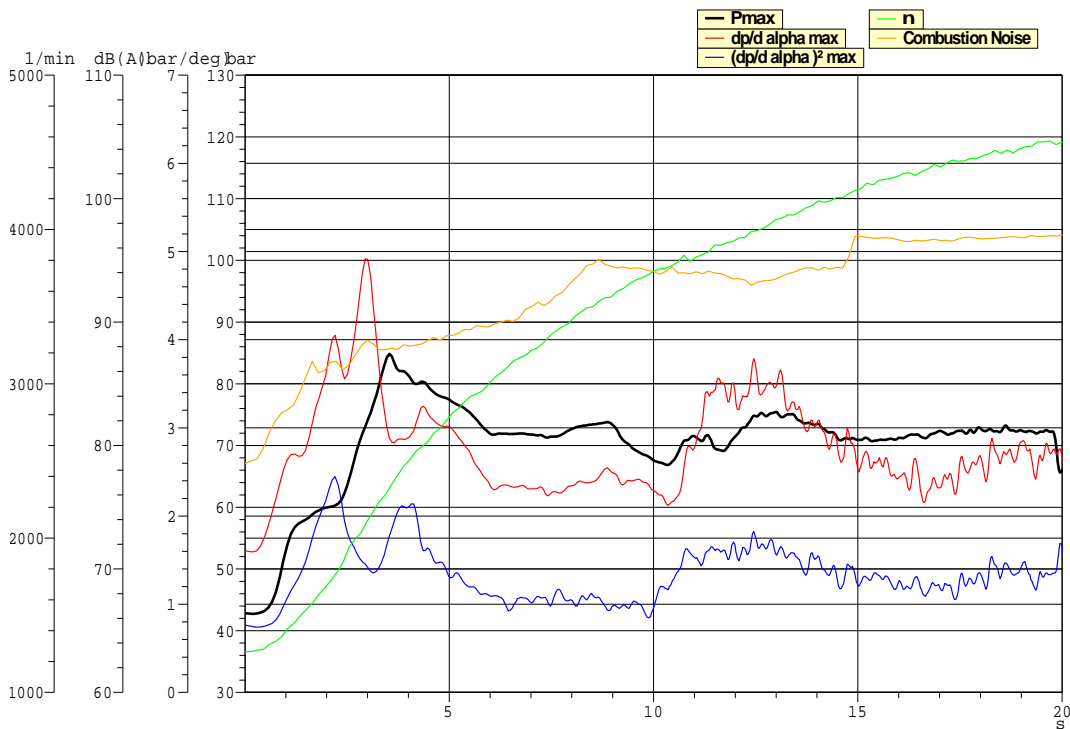


Abbildung 22: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

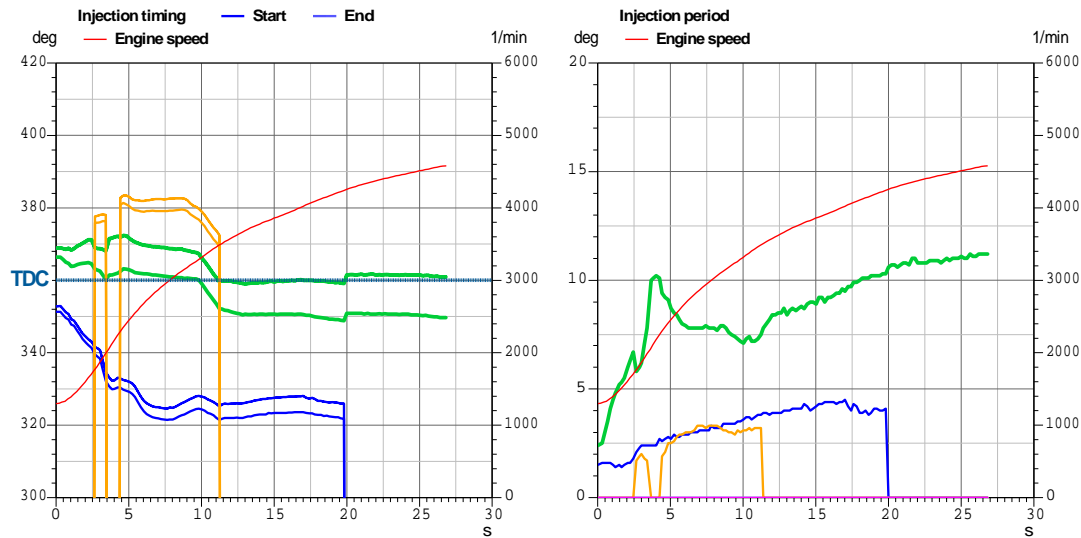


Abbildung 23: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2

Das Fahrzeug 2 verhält sich ähnlich. Auch hier ist durch die Änderung der Einspritzstrategie eine Änderung im Spitzendruck P_{max} sowie dem $dp/d\alpha$ zu erkennen. Einzig der Zeitpunkt der Änderung ist anders. Auch der Gesamtpegel des Verbrennungsgeräusches ist auch etwas niedriger als bei Fahrzeug 1.

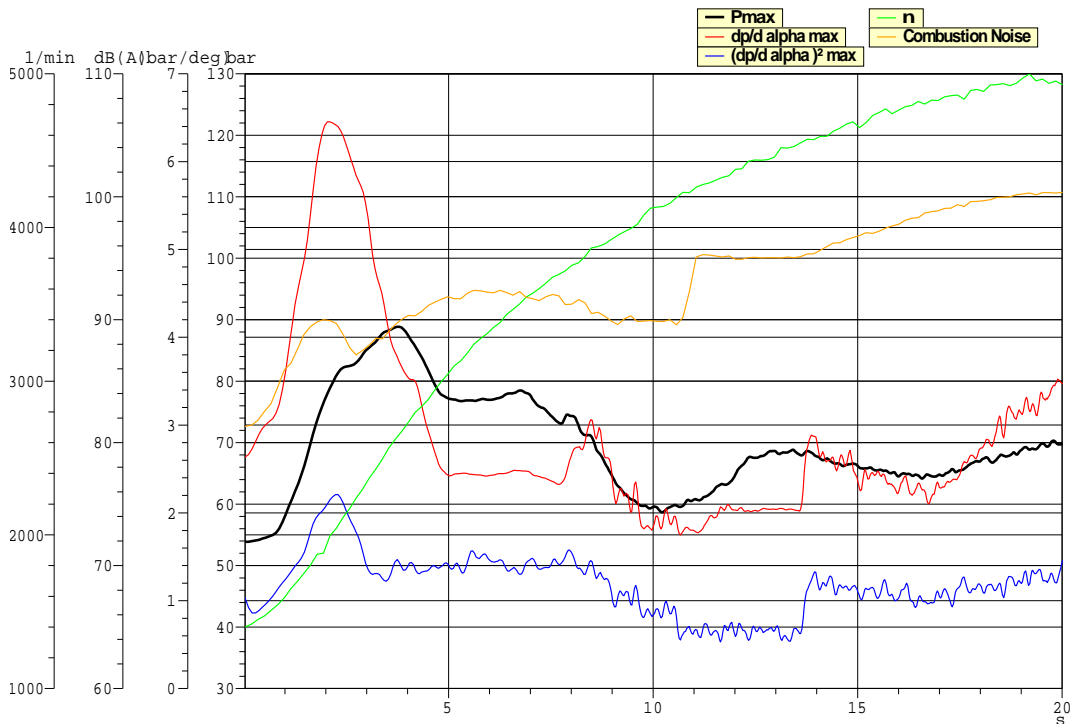


Abbildung 24: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

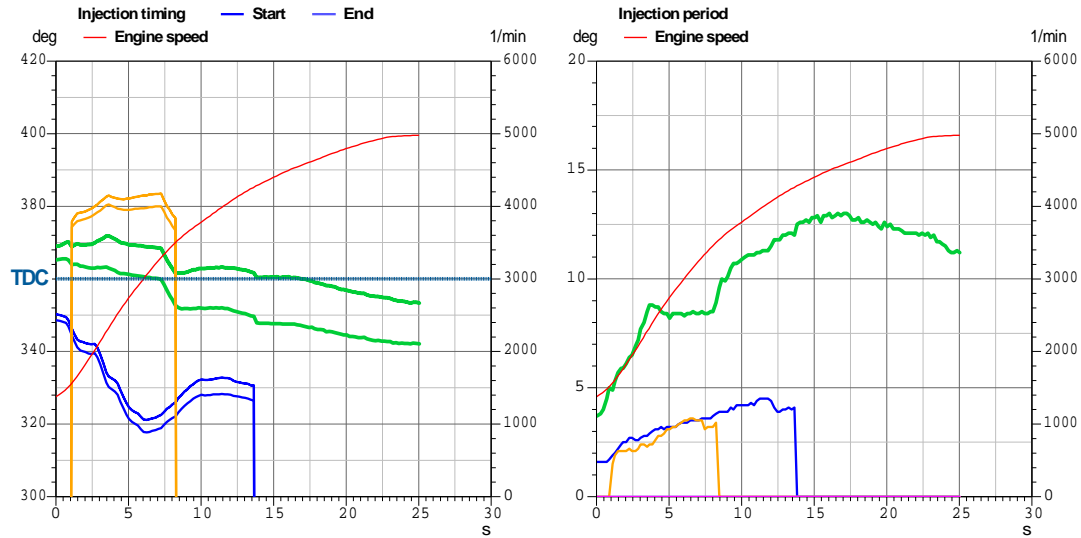


Abbildung 25: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3

Bei Fahrzeug 3 sind ebenfalls 3 Einspritzvorgänge vorhanden nur anders verteilt und vor allem wird die Nacheinspritzung nicht unterbrochen. Dies hat zur Folge, daß das Verbrennungsgeräusch am Ende des Hochlaufes ziemlich hoch ist und auch das $dp/d\alpha$ am Anfang einen steilen Anstieg hat.

Ebenso sind die gleichen Aussagen wie bei den anderen Fahrzeugen schon beschrieben zu treffen. Jeweils wenn eine Einspritzung abgeändert wird, ändert sich P_{max} bzw. $dp/d\alpha$.

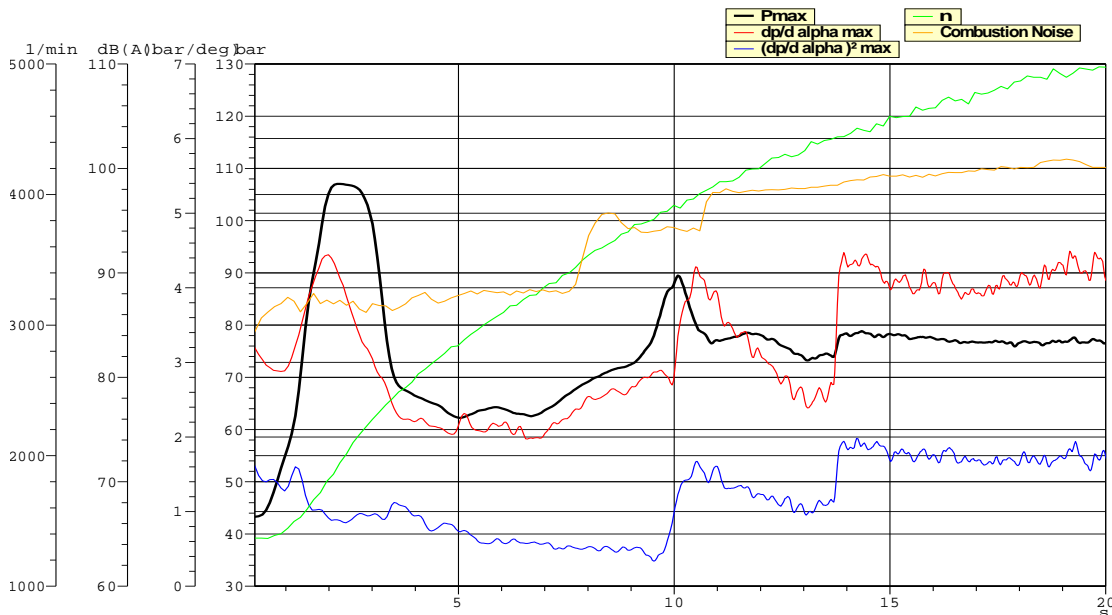


Abbildung 26: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4

Vehicle: Renault Scenic 1,5 dCI
 Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Test: Run Up 2/8 APO, 2nd Gear

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

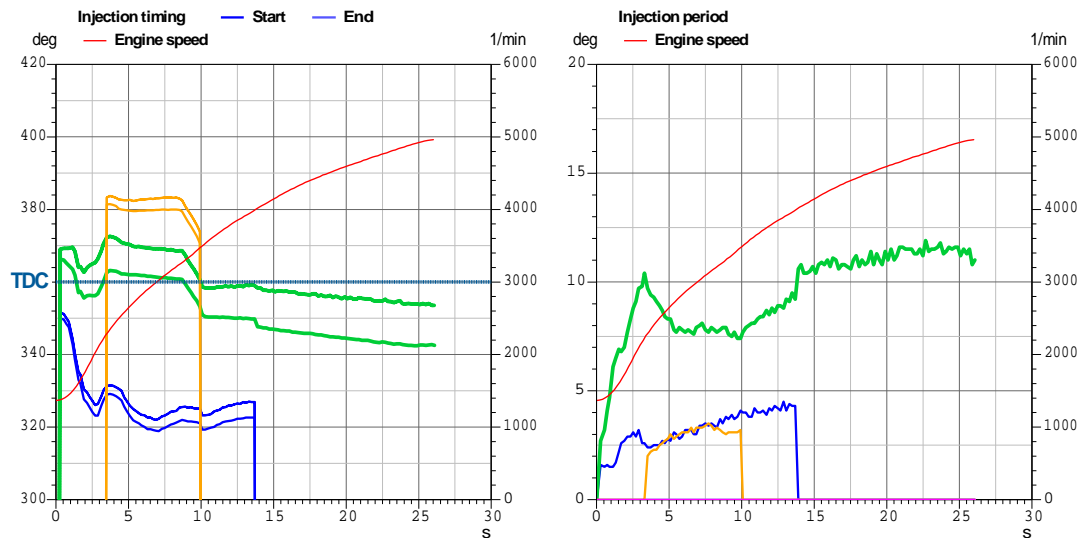


Abbildung 27: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4

Bei Fahrzeug 4 ist durch die Einspritzstrategie ein hoher Druckanstieg beim Anfahren zu bemerken. Liegt daran, daß schon sehr früh eine Voreinspritzung (Pilot1) und schon sehr früh eine Haupteinspritzung (Main) vorliegt. Dadurch erfolgt eine rasche (schlagartige) Verbrennung, welche sich auch im Druckanstieg widerspiegelt. Ansonsten sind auch die gleichen Effekte bei Änderung der Einspritzstrategie wie bei den voran gegangenen Fahrzeugen.

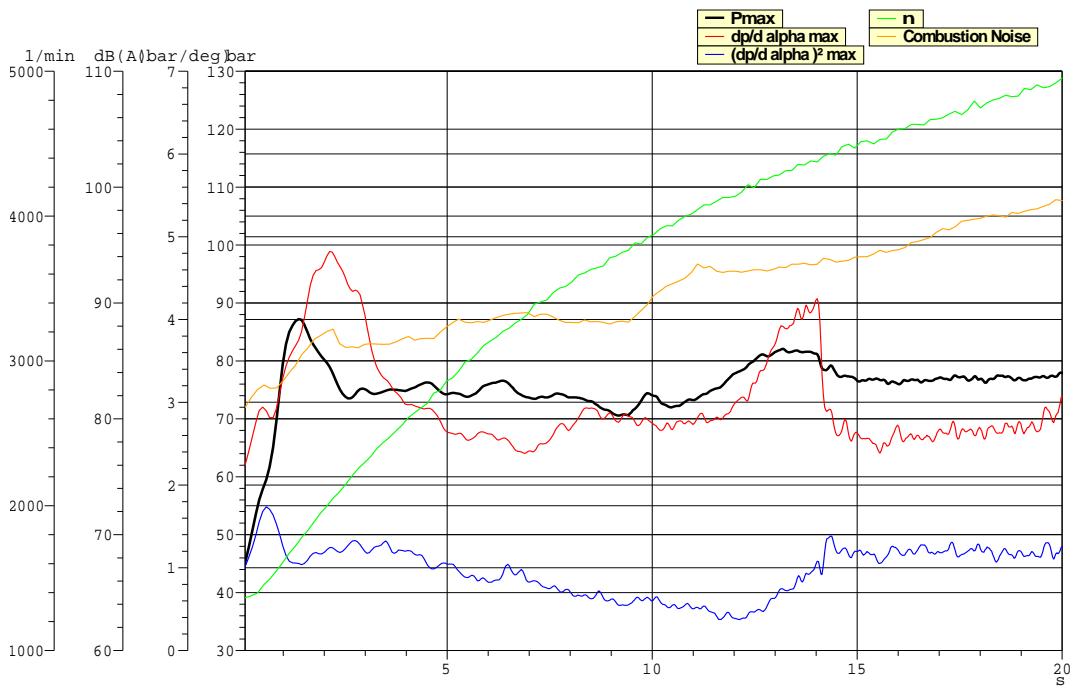


Abbildung 28: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (yellow), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

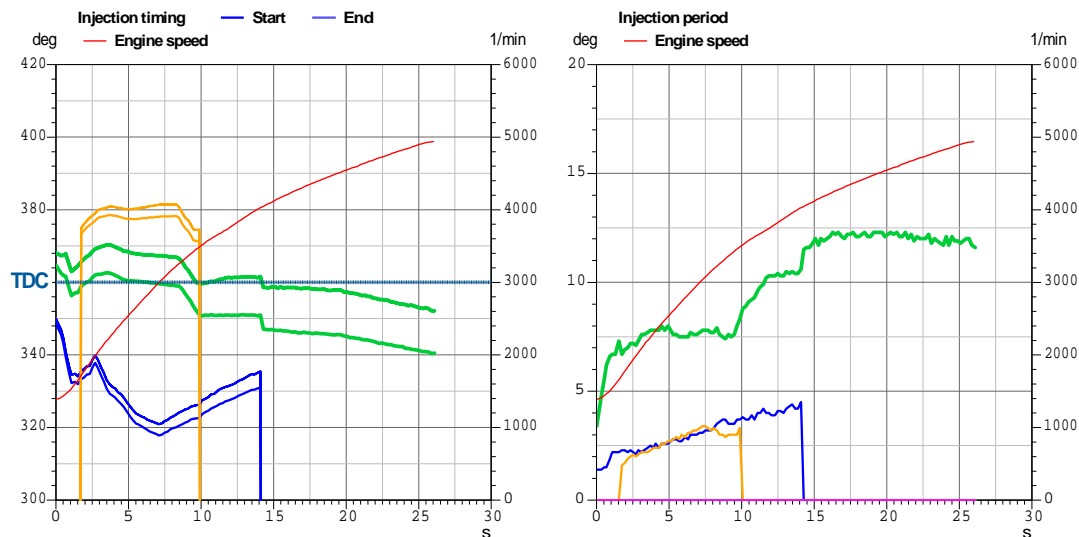


Abbildung 29: Einspritzstrategie Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5

Beim Fahrzeug 5 sind von der Einspritzstrategie her ein guter Kompromiss gewählt, es ist ein niedriger Spitzdruck Pmax und wenig Auffälligkeiten beim $dp/d\alpha$ zu erkennen. Lediglich beim Abschalten der Voreinspritzung bei Sekunde 14 ist ein größerer Sprung im $dp/d\alpha$ zu erkennen, hat aber auf das Verbrennungsgeräusch oder Spitzdruck eine geringe Auswirkung. Auch der Gesamtpegel des Verbrennungsgeräusches ist niedrig. Für diesen

Fahrzustand in Summe gesehen, ist diese Einspritzstrategie für diesen Motor in dem Fahrzeug die beste Kombination, was Verbrennungsgeräusch, Spitzendruck und Performance anbelangt.

Als nächstes wurde der 3te Gang mit der gleichen Beschleunigung, also 2/8 APO vermessen und analog wie zuvor ausgewertet. Auffällig ist dabei, daß nicht alle Fahrzeuge die gleiche Einspritzstrategie haben. Obwohl es derselbe Motor ist. Jeder Hersteller appliziert also seine Motoren anders, auch wenn sie aus der gleichen Modellbaureihe (K9K) stammen und vollkommen ident sind.

Bei manchen Auswertungen sind bei den Einspritzungen anstatt Sekunden die Drehzahl als x-Achse angeführt, ist aber gleichwertig für die Aussagen in Bezug auf das Verbrennungsgeräusch.

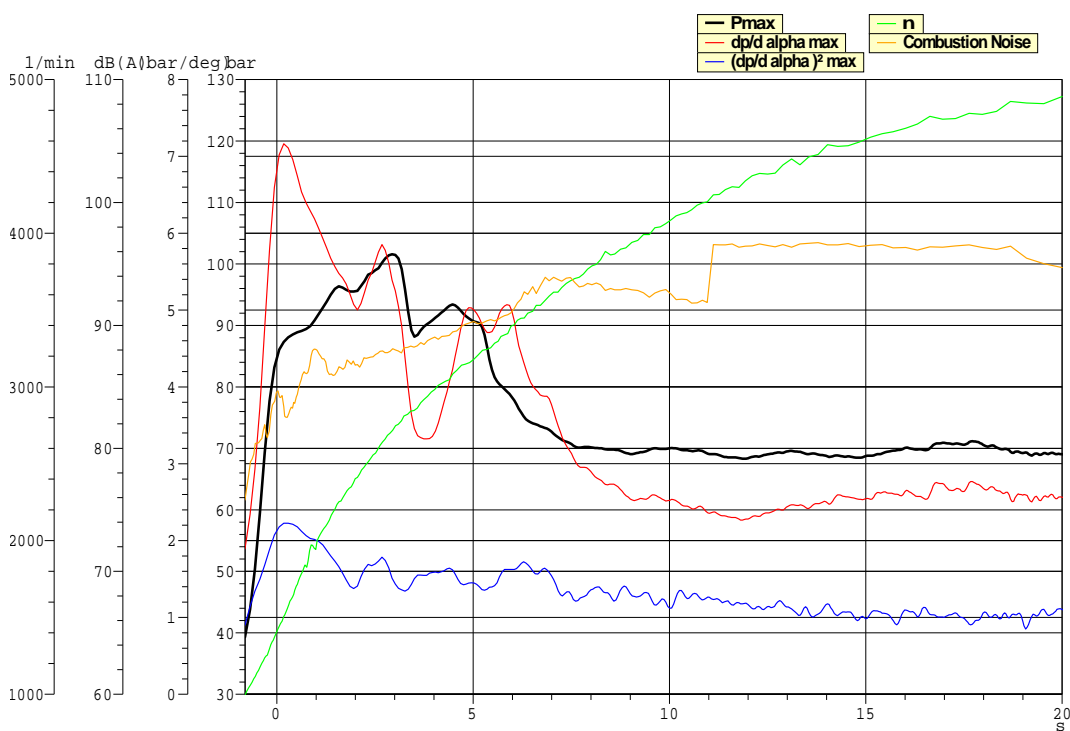


Abbildung 30: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.1

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Pilot 2 (cyan), Main (green), Post 1 (orange), Post 2 (magenta)

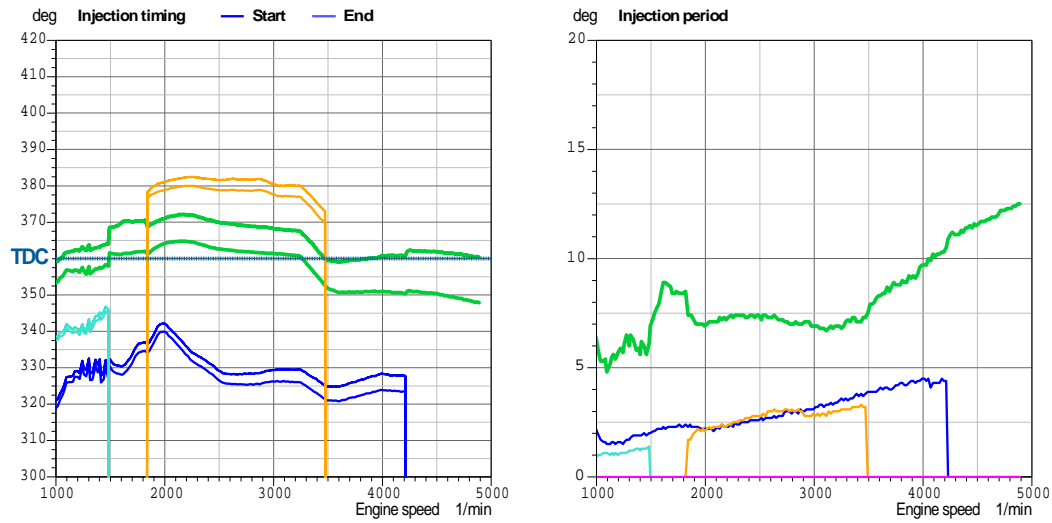


Abbildung 31: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.1

Beim Fahrzeug 1 sind beim Anfahren 2 Voreinspritzungen vorhanden, was zwar auch einen relativ raschen Anstieg von Pmax zur Folge hat, diesen aber begrenzt. Durch diese Maßnahme der zusätzlichen Voreinspritzungen wird in Summe der Spitzendruck gesenkt und hat auch ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch zur Folge. Auch hier erfolgt durch das Zu- oder Abschalten einer Voreinspritzung für einen markanten Anstieg von $dp/d\alpha$.

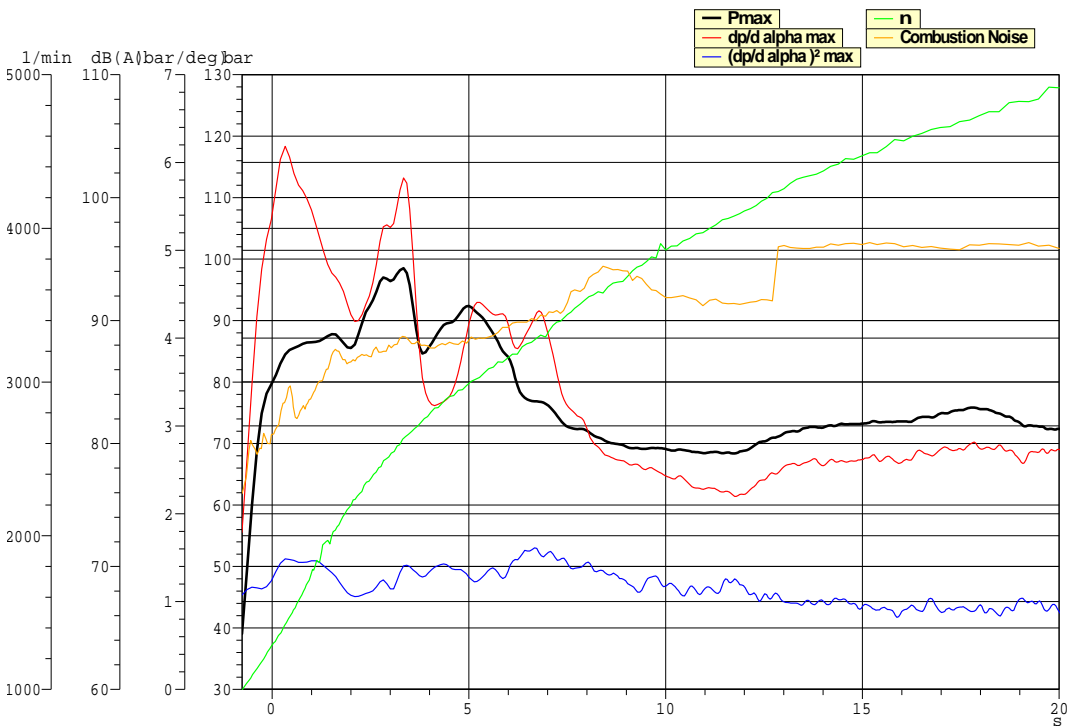


Abbildung 32: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.2

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

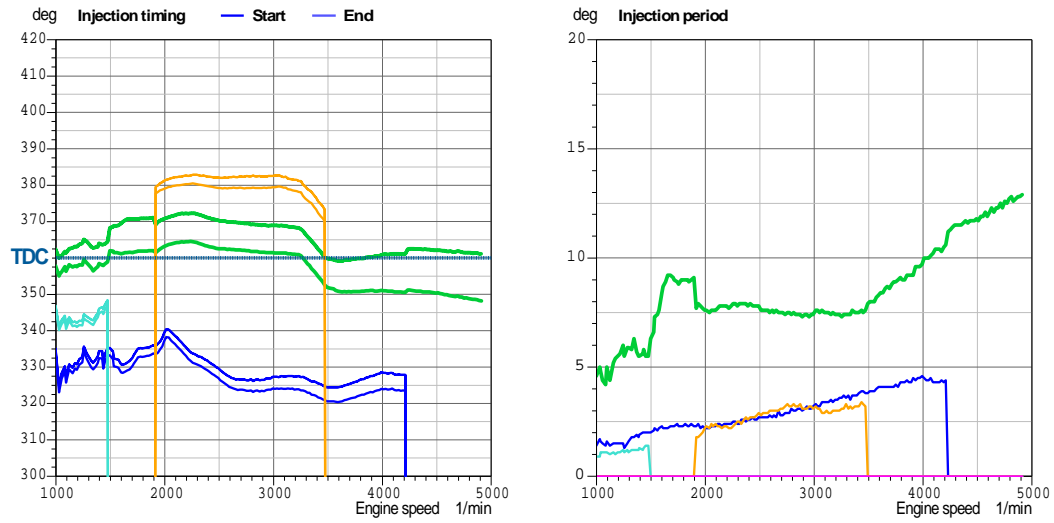


Abbildung 33: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.2

Das Fahrzeug 2 verhältet sich fast ident wie Fahrzeug 1 und es sind auch die gleichen Parameter, welche geändert werden. Einspritzstrategie ist auch ähnlich wie bei Fahrzeug 1.

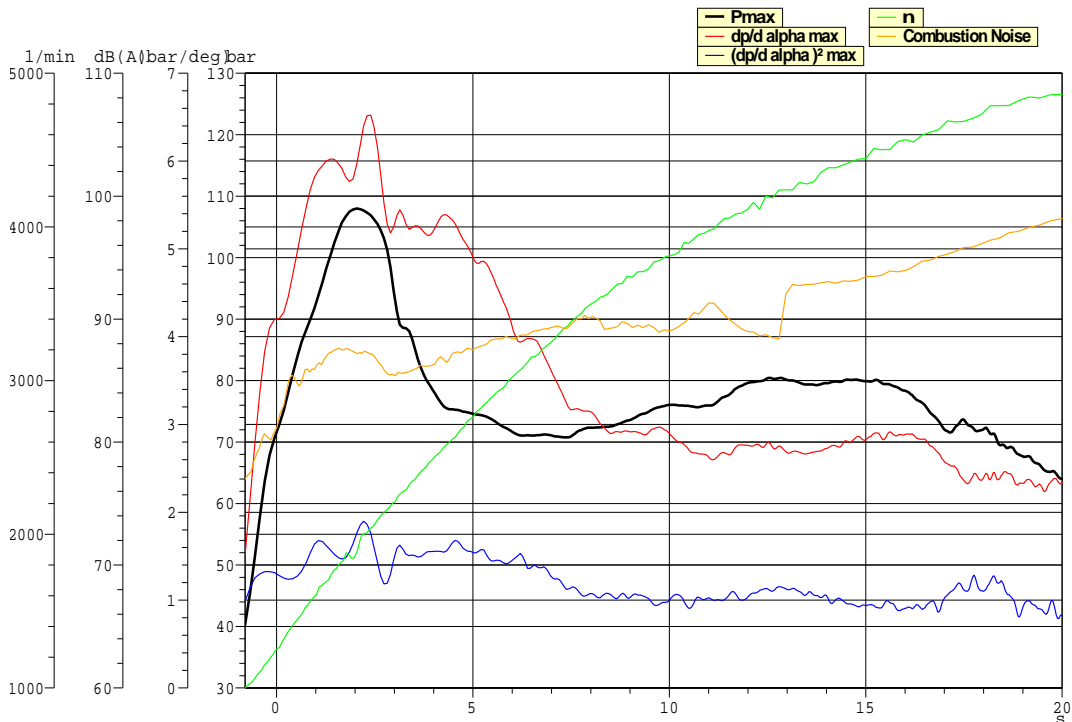


Abbildung 34: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.3

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 Main Post 1
 Pilot 2 Post 2

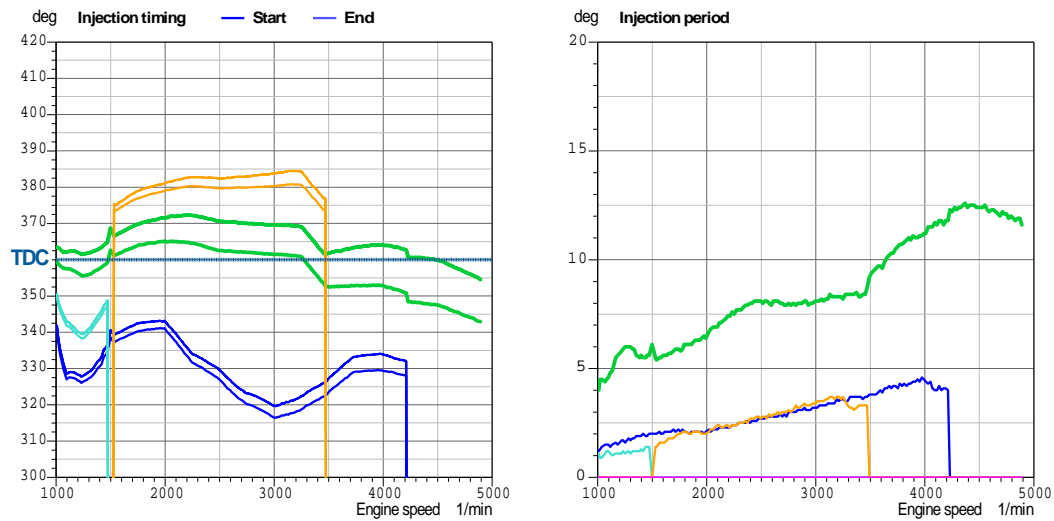


Abbildung 35: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.3

Bei Fahrzeug 3 ist zu bemerken, dass eine Änderung der Voreinspritzungen, in dem Fall wird die 2te Voreinspritzung (Pilot 2) verlängert, einen Anstieg von Pmax zur Folge hat, jedoch einen sanfteren Anstieg von dp/dα. Außerdem fallen das Zu- und Abschalten der Einspritzungen weniger auf, was einen harmonischen Verlauf von dp/dα und Pmax hervorruft.

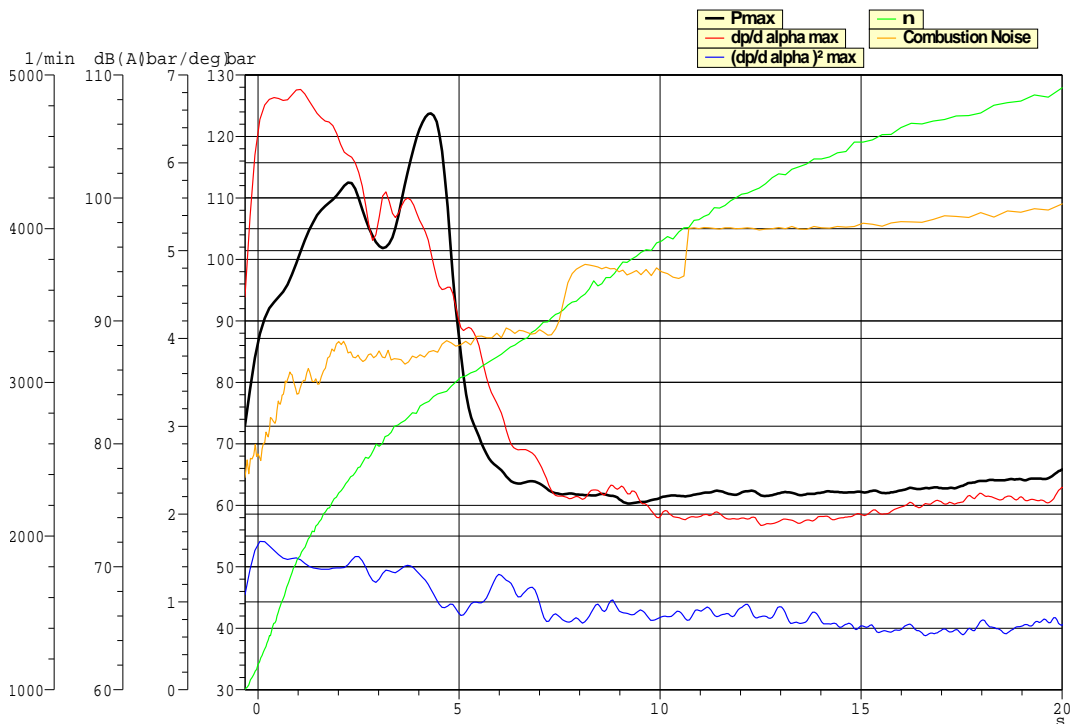


Abbildung 36: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.4

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

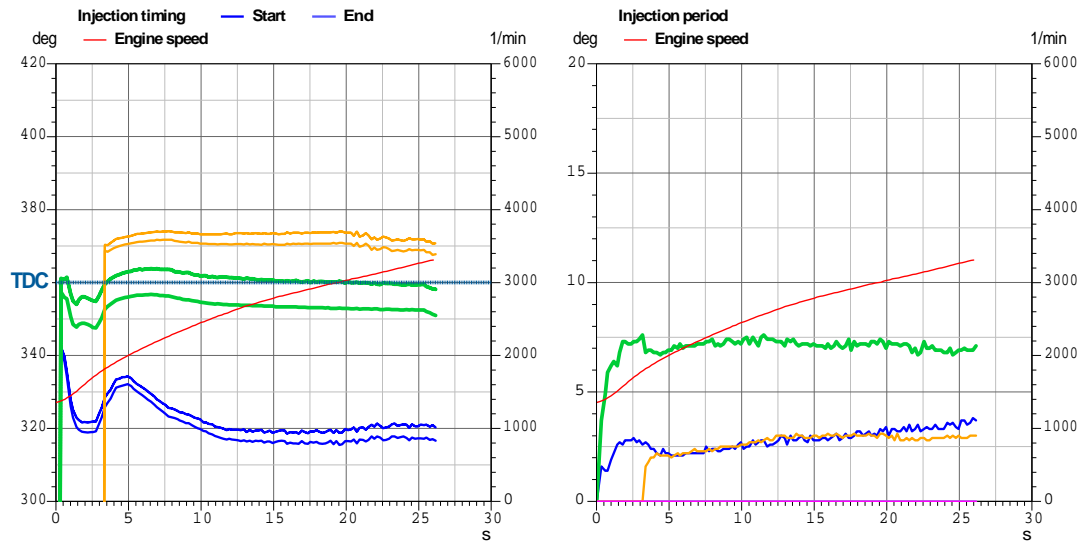


Abbildung 37: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.4

Bei den Fahrzeugen 4 und 5 wurde eine gänzlich andere Einspritzstrategie verwendet und auf eine 2te Voreinspritzung komplett verzichtet. Dies hatte auch zur Folge, daß die Nacheinspritzung nicht mehr abgeschaltet wird, ebenso wie die einzige Voreinspritzung. Dadurch ergibt sich in Summe ein höherer Spitzdruck und auch ein höheres $dp/d\alpha$ vor allem beim Anfahren. Dies ist auch akustisch sehr stark als „Dieselnageln“ wahr zu nehmen.

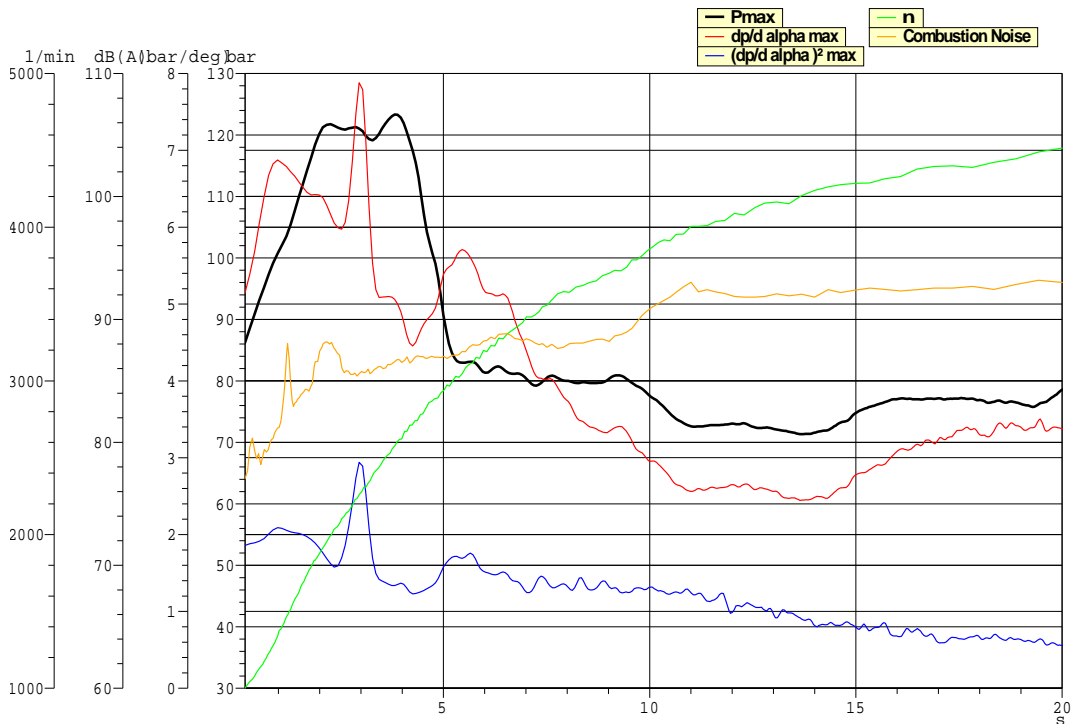


Abbildung 38: Hochlauf 2ter Gang 2/8 APO Fzg.5

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AVL Test Track

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (yellow), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

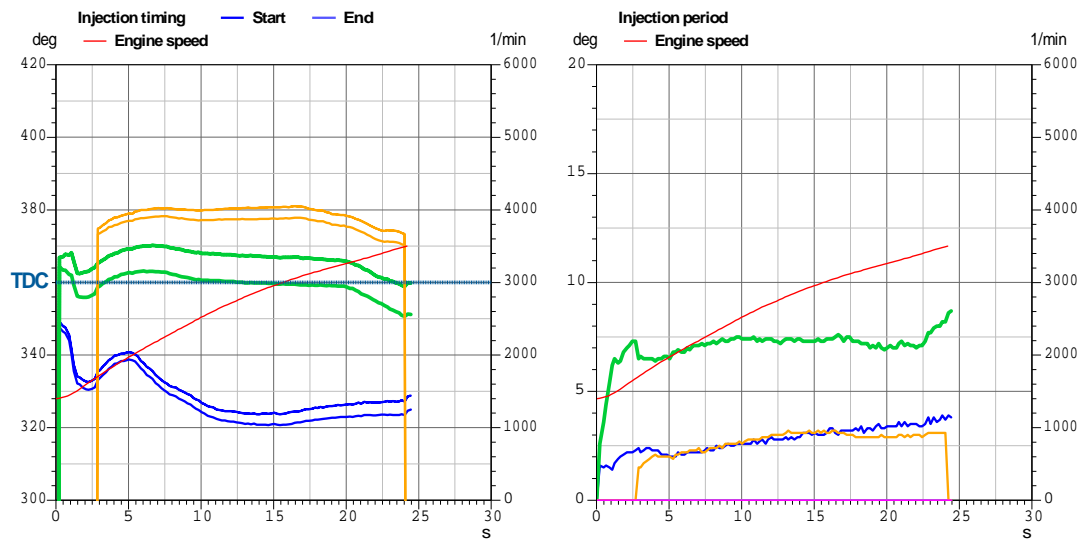


Abbildung 39:

Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 2/8 APO Fzg.5

In Summe gesehen hat das Fahrzeug 5 in Bezug auf das Verbrennungsgeräusch die beste Strategie für Vor- Haupt- und Nacheinspritzung. Obwohl beim Anfahren Druckspitzen vorliegen, bleibt der Gesamtpegel für das Verbrennungsgeräusch am niedrigsten.

Im Leerlauf sind als Beispiel nur die ersten 3 Fahrzeuge gegenüber gestellt worden, da die Kurven alle ähnlich sind und so der Überblick fehlen würde. Hier ist ersichtlich, was eine Änderung des Einspritzpunktes im Zylinderdruck für eine Auswirkung hat. Zusätzlich spielt die zurückgeführte Abgasmenge über das AGR Ventil eine wichtige Rolle.

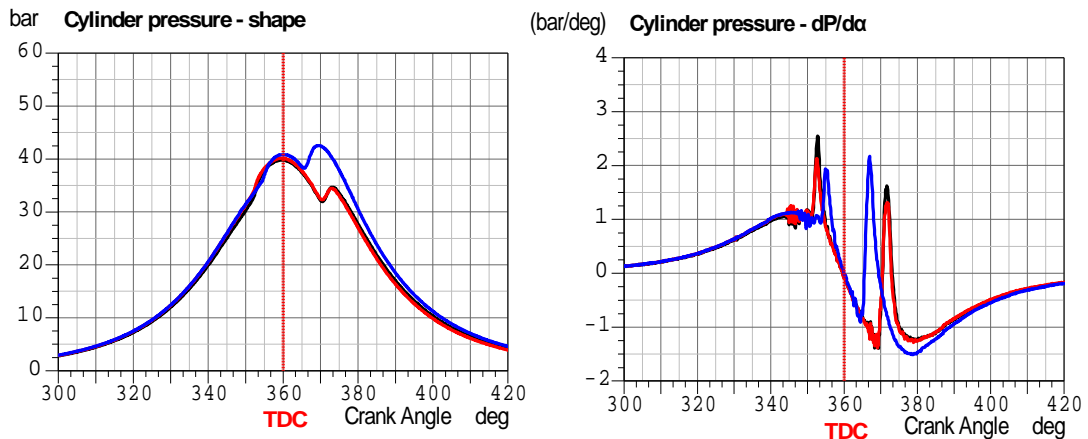


Abbildung 40 : Zylinderdruck und erste Ableitung von Pmax im Leerlauf

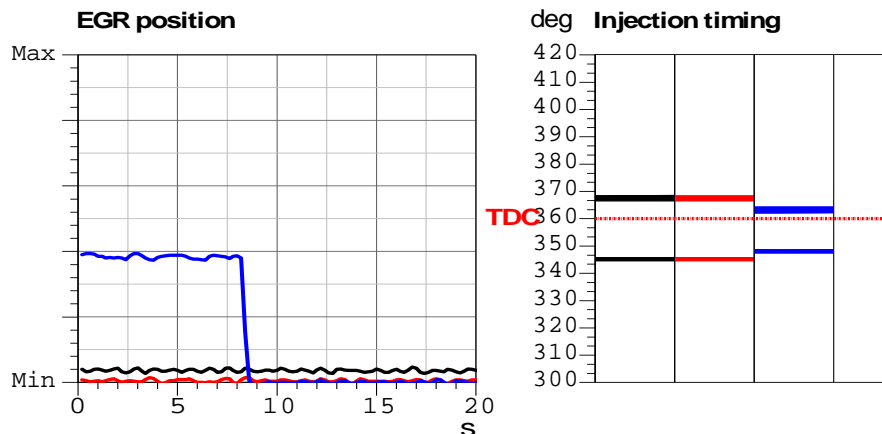


Abbildung 41 : EGR Position und Einspritzzeitpunkte im Leerlauf

8.2. Ergebnisse der Manöver auf dem Rollenprüfstand

Hier wurden die gleichen Manöver wie auf der Teststrecke nachgefahren, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Des weiteren wurde die Lastvorgaben auch mittels Rollensteuerung vorgegeben, wie z.B. konstante Drehzahl oder Last. Die folgenden Auswertungen sind ein Fahrmanöver im 3ten Gang und bei 3/8APO, also 37% Gaspedalstellung durchgeführt worden. Bezugsgröße war diesmal wieder statt der Zeit die Drehzahl.

Weiterer Schwerpunkt der Auswertungen waren Konstantpunkte, wo die Drehzahl konstant gehalten wurde und nur die Last über das Gaspedal vorgegeben wurde. Diese Daten sind dann in 3D- Kennfelder dargestellt.

Des weiteren sind aus den Konstantpunkten verschiedene Maximalwerte wie z.B. Drehmoment, Drehzahl oder Ladedruck ermittelt worden und gegenüber gestellt.

In den folgenden Diagrammen sind im Hochlauf über die Zeit folgende Größen dargestellt:

- Maximale Zylinderdruck (Pmax)
- Erste und zweite Ableitung des Zylinderdruckes (dp/d α bzw. (dp/d α)²)
- Drehzahl (n)
- Verbrennungsgeräusch (CN)

Die Auswertung erfolgt analog wie unter Punkt 8.1. beschrieben.

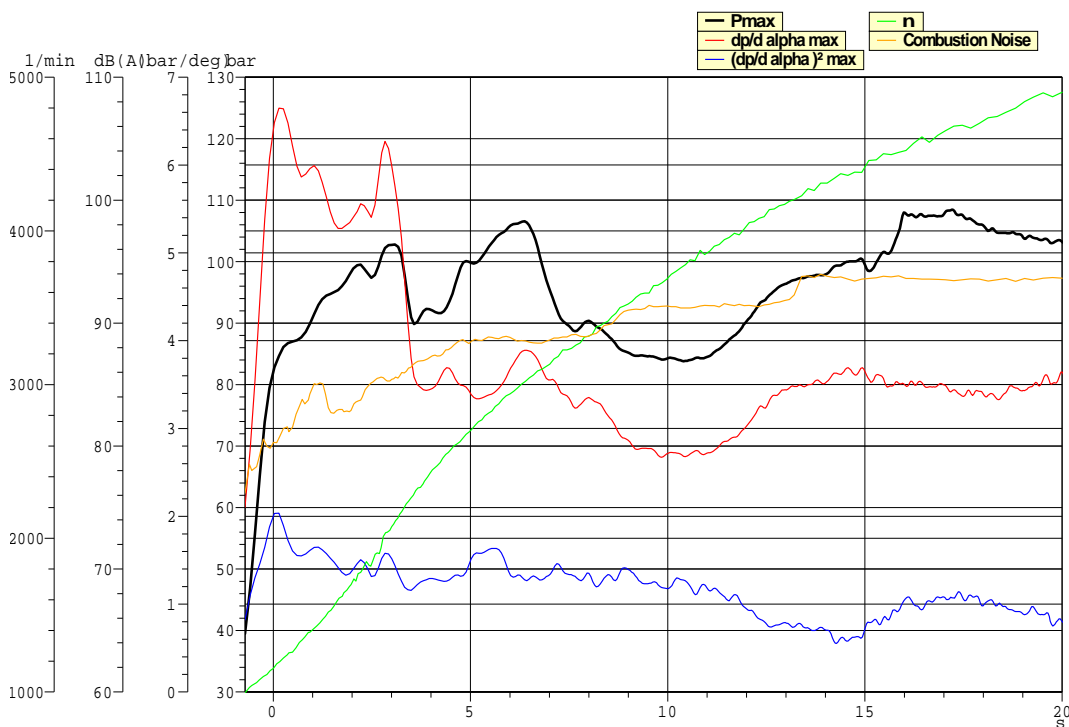


Abbildung 42: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.1

Build: Version 01/Baseline Condition
Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 Main Post 1
Pilot 2 Post 2

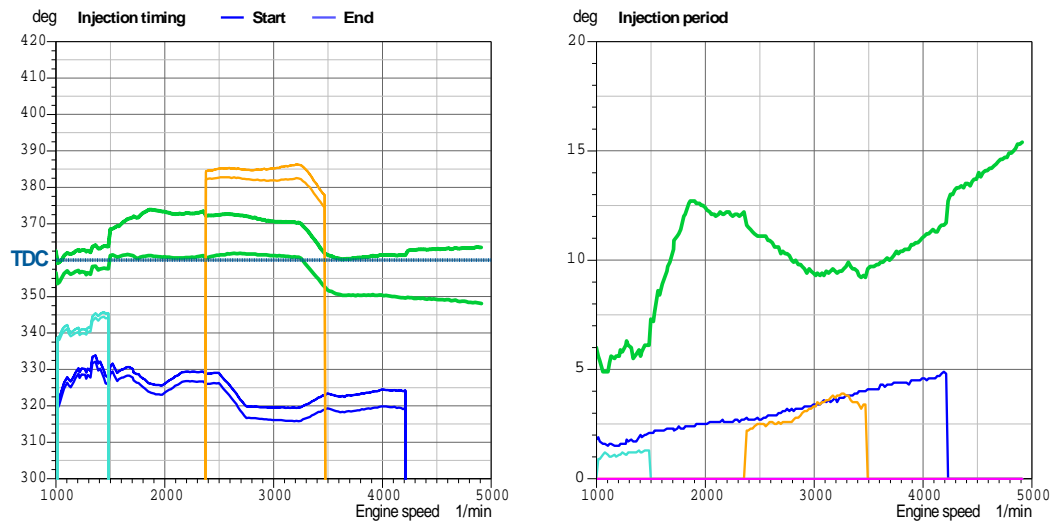


Abbildung 43: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.1

Durch die zweite Voreinspritzung (Pilot 2) ist ein rascher Druckanstieg beim Anfahren zu bemerken, deswegen sind die Werte für $dp/d\alpha$ auch sehr hoch. Bei Abschaltung dieser schwankt der Zylinderdruck zwar, hat aber auf das Verbrennungsgeräusch jedoch keine Auswirkung. Durch Abschaltung der Nacheinspritzung (Post 1) steigt dann nochmals der Spitzdruck an. Außerdem ist ein Sprung im CN zu sehen, der durch die Abschaltung hervorgerufen wird.

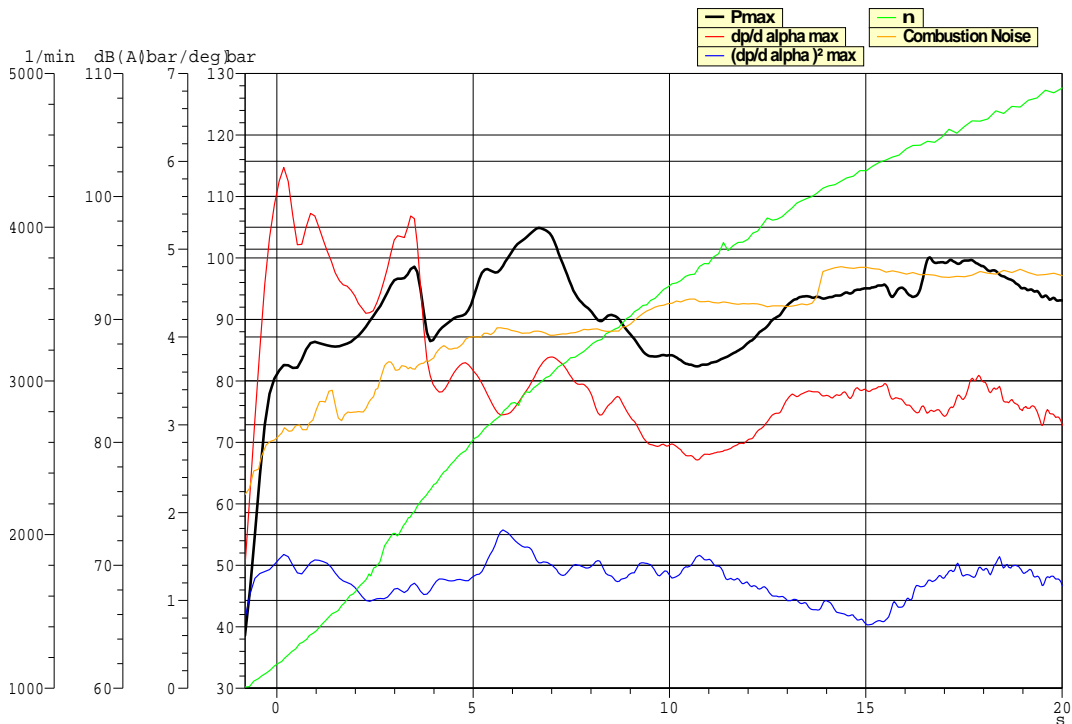


Abbildung 44: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.2

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

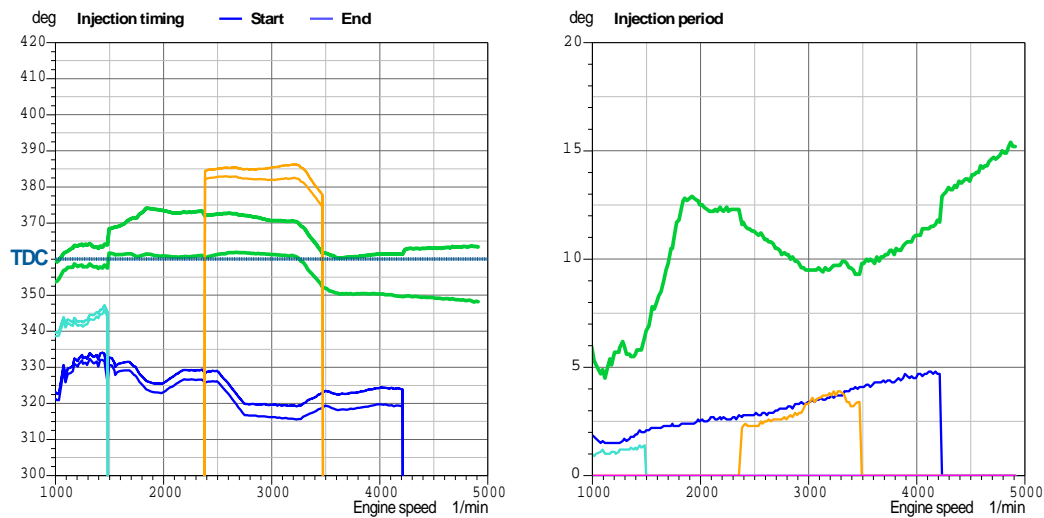


Abbildung 45: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.2

Das Fahrzeug 2 besitzt die fast idente Einspritzstrategie und somit sind auch die Auswirkungen gleich wie bei Fahrzeug 1. Einzig die Einspritzzeitpunkte variieren und finden zu anderen Zeitpunkten statt.

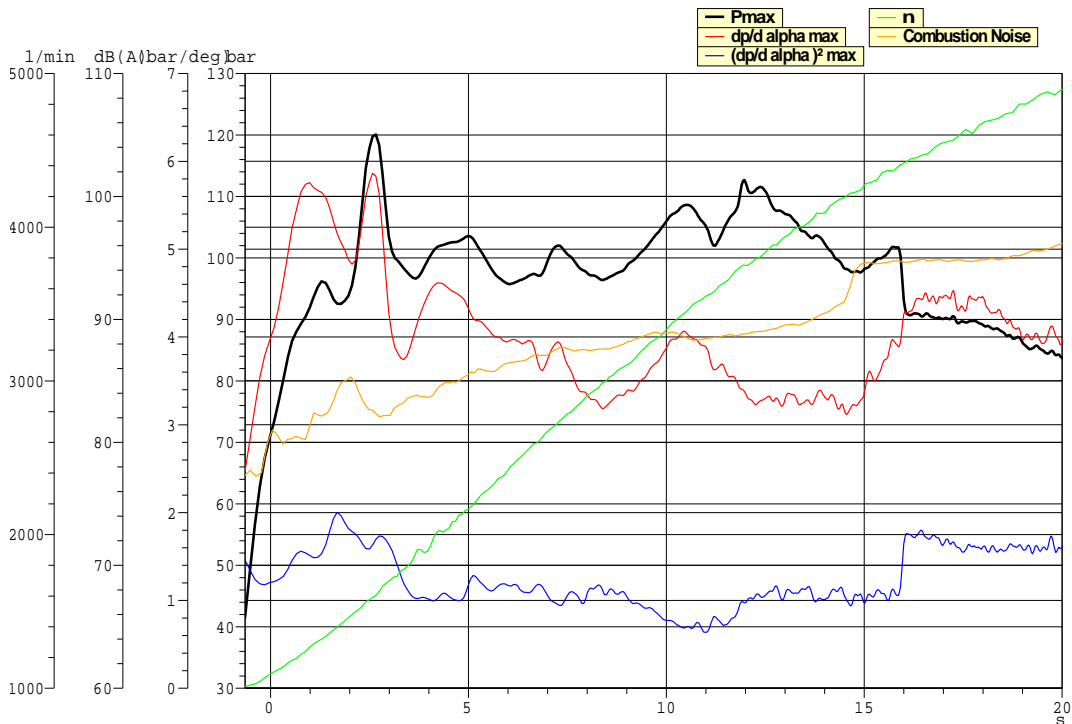


Abbildung 46: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.3

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (yellow), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

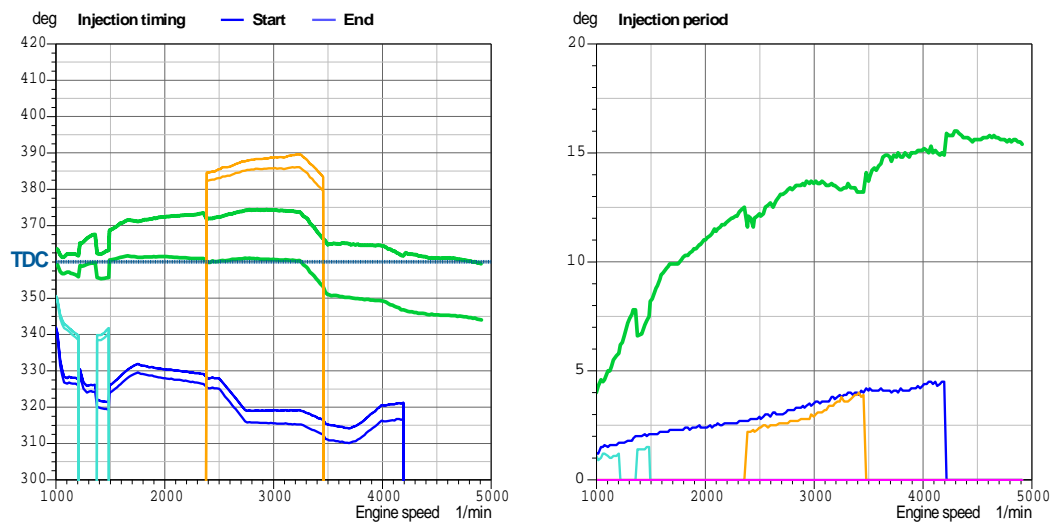


Abbildung 47: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.3

Beim Fahrzeug 3 ist auffällig, dass die zweite Voreinspritzungen (Pilot 2) unterbrochen wird. Dies hat zur Folge, dass der Spitzendruck rapide ansteigt und ein hohes Maximum besitzt. Auch im weiteren Verlauf ist der Spitzendruck sehr unruhig und auch das Verbrennungsgeräusch ist in Summe lauter wie bei den vorangegangenen Fahrzeugen.

Ebenso auffällig ist die lange Einspritzdauer über den gesamten Bereich für die Haupteinspritzung (Main).

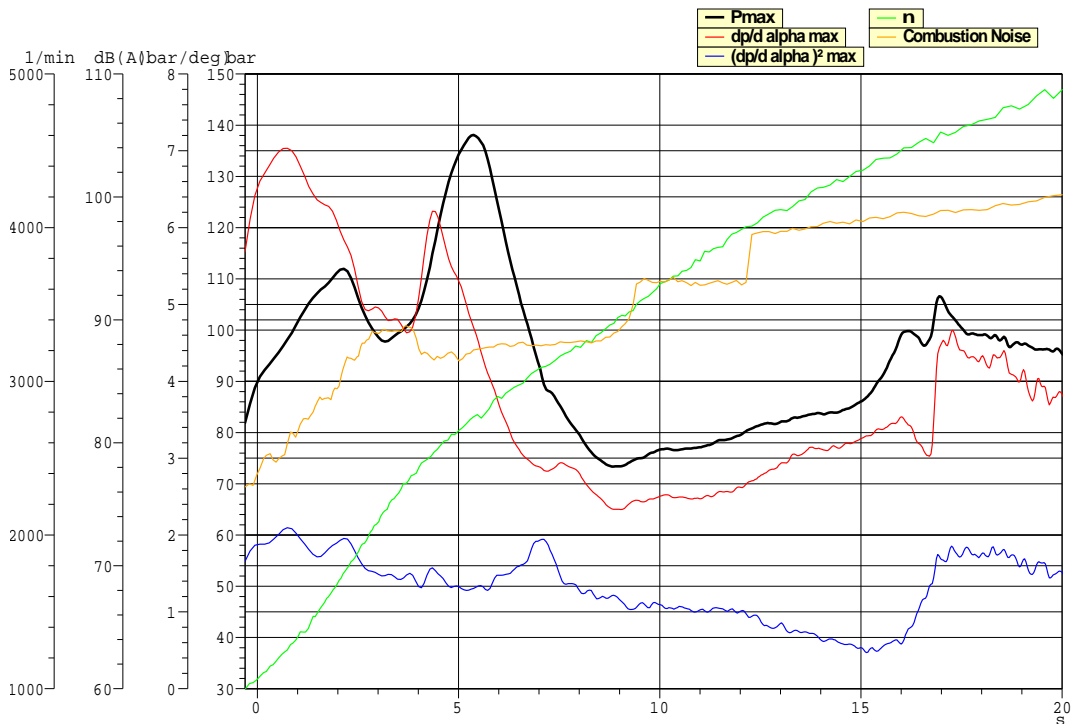


Abbildung 46: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.4

Build: Version 01/Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Pilot 2 (cyan), Main (green), Post 1 (orange), Post 2 (magenta)

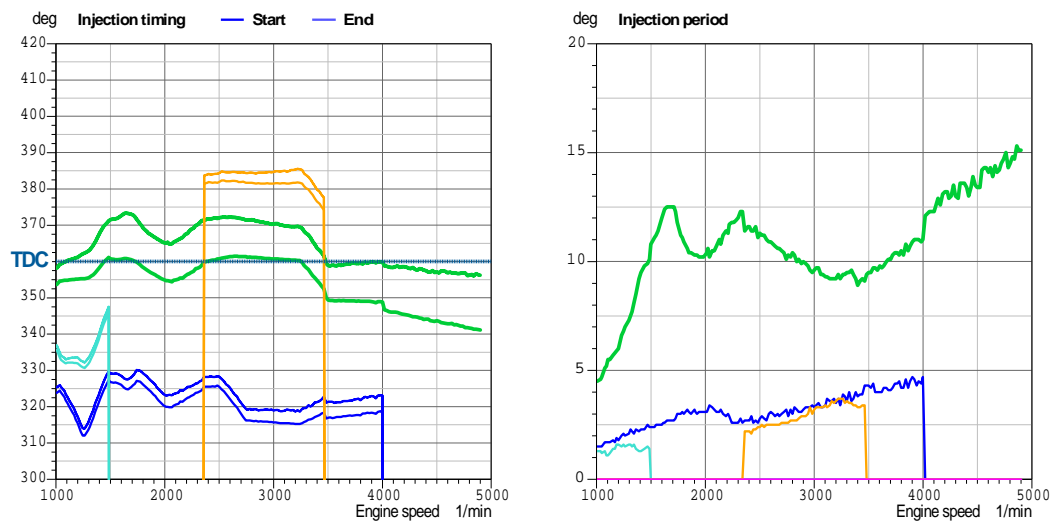


Abbildung 49: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.4

Das Fahrzeug 4 besitzt von allen Fahrzeugen den höchsten Spitzendruck und ist in Summe auch das lauteste, was das Verbrennungsgeräusch anbelangt. Hier scheint die Einspritzstrategie nicht optimal gewählt zu sein.

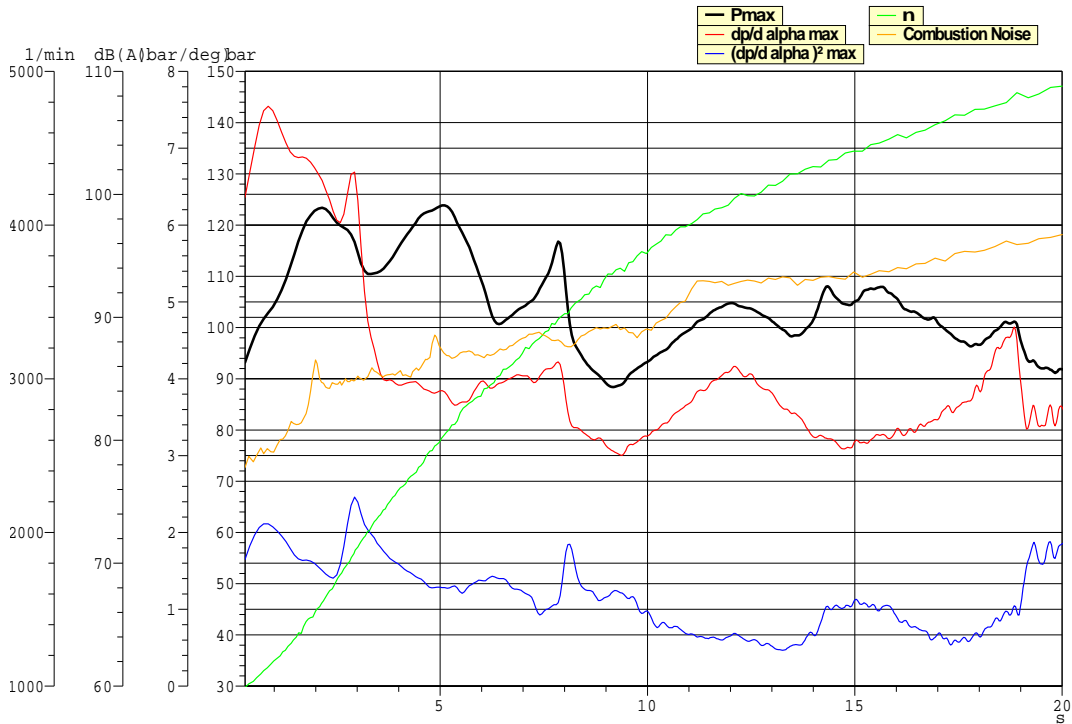


Abbildung 48: Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.5

Build: Version 01/ Baseline Condition
 Testsite: AFE Chassis Dyno

Injection phases: Pilot 1 (blue), Main (green), Post 1 (orange), Pilot 2 (cyan), Post 2 (magenta)

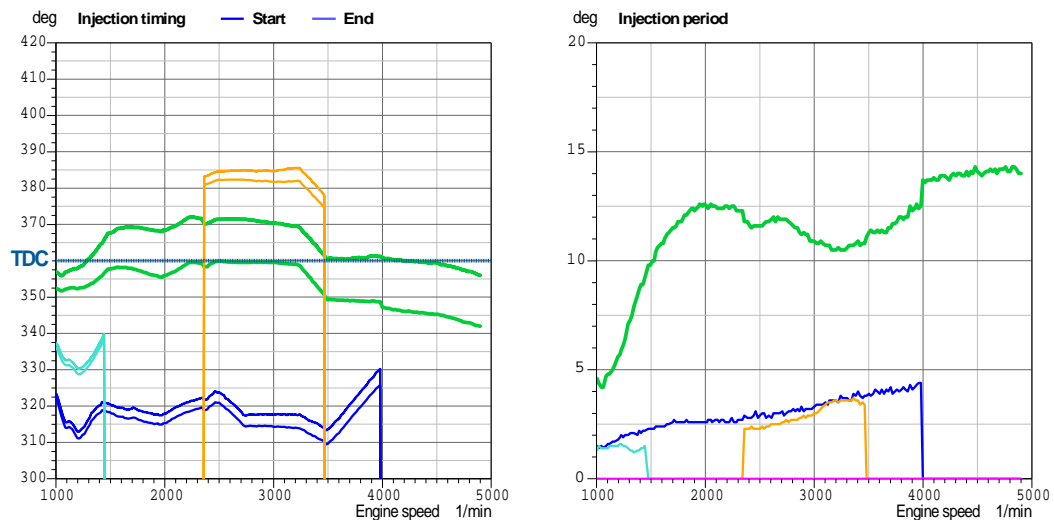


Abbildung 49: Einspritzstrategie Hochlauf 3ter Gang 3/8 APO Fzg.5

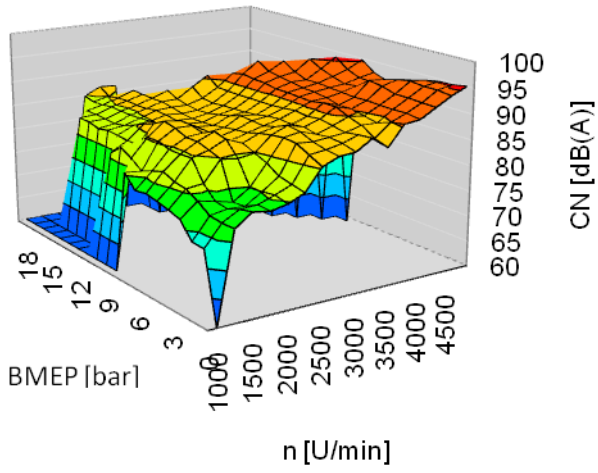
Generell kann auch hier keine entscheidende Aussage bezüglich einer Strategie erfasst werden, jedoch geben die Auswertungen schon einen Überblick, welche Parameter wie beeinflusst werden können. Diese Einspritzparameter werden dann noch später in die Kalibrierungsparameter mit einfließen. In erster Linie haben Einspritzzeitpunkt, Dauer und Abschaltung der Einspritzung einen erheblichen Einfluß auf das Verbrennungsgeräusch. Je nachdem, wann die Abschaltung erfolgt, erhöht sich das Verbrennungsgeräusch unauffällig oder deutlich merkbar. Auch der Spitzendruck wird unmittelbar davon beeinflusst bzw. seine Ableitungen.

Bei den Konstantpunkten wurde die Last von 0-100% über das Gaspedal variiert, jedoch mittels Rollensteuerung die Drehzahl konstant gehalten. So ergaben sich verschiedene Betriebspunkte, welche in einem 3D-Kennfeld dargestellt wurden. Die wichtigsten Parameter dabei sind:

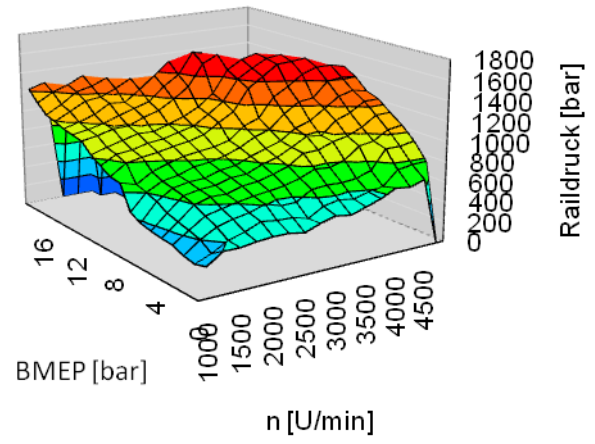
- Raildruck
- Ladedruck (Boost Pressure)
- Verbrennungsgeräusch (CN)

Diese Parameter wurden einzeln in Abhängigkeit von Drehzahl und Mitteldruck (BMEP) dargestellt.

Fahrzeug 1 Steady State



Fahrzeug 1 Steady State



Fahrzeug 1 Steady State

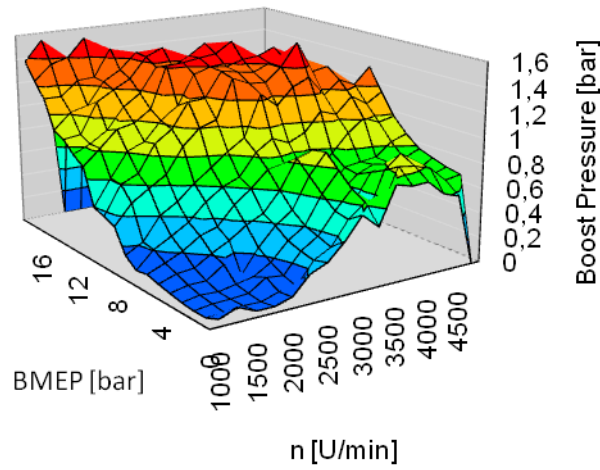


Abbildung 50: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.1

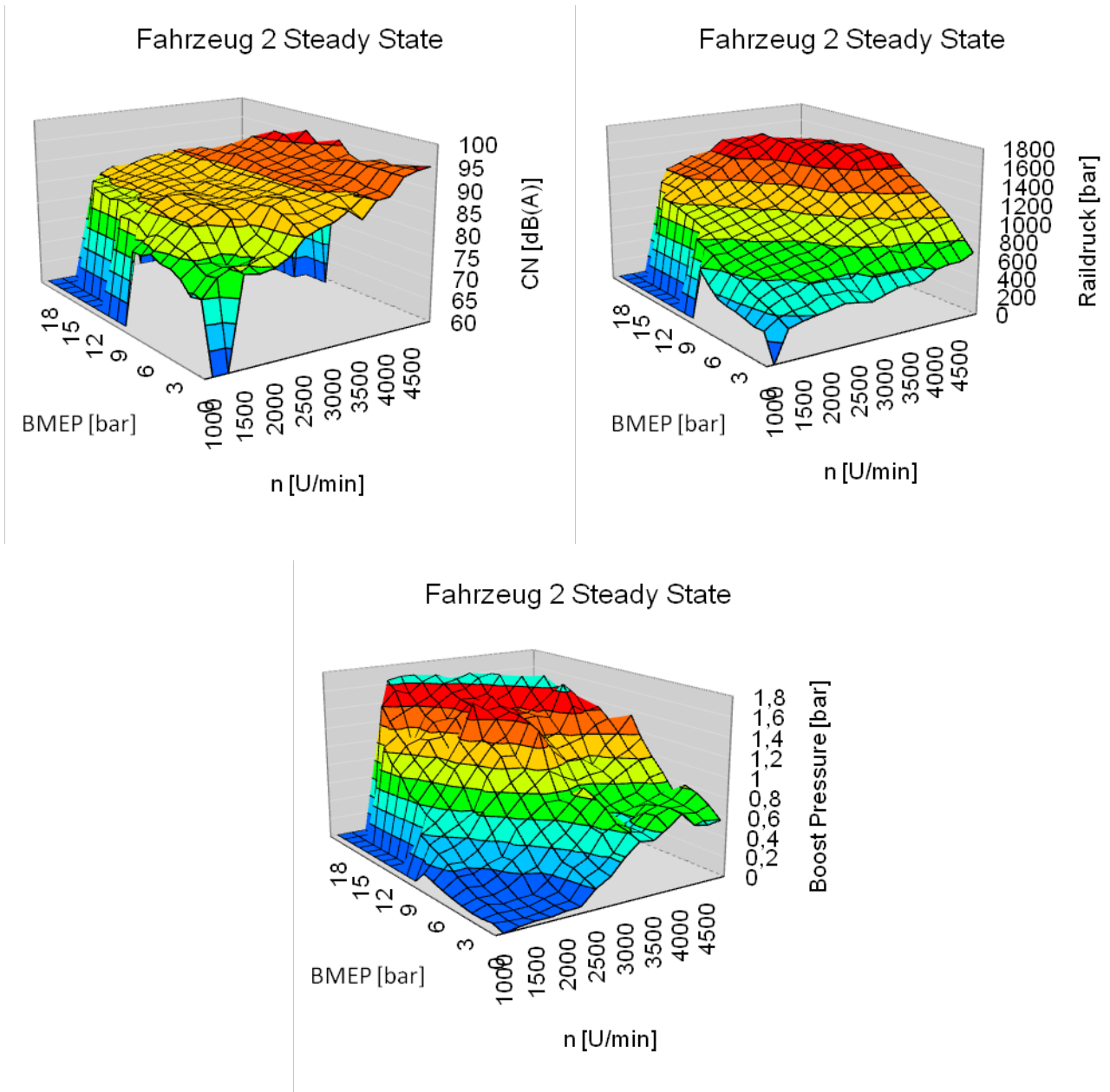
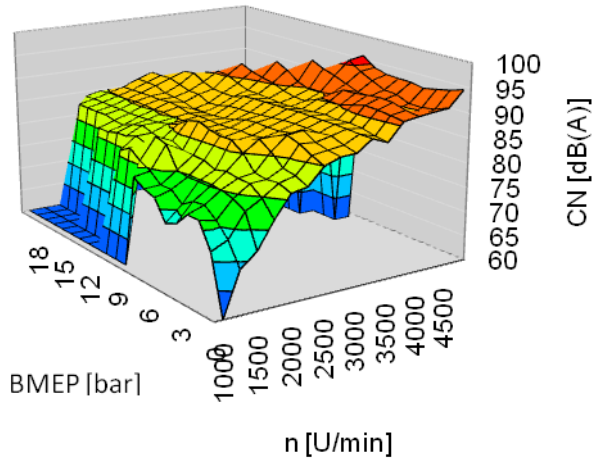
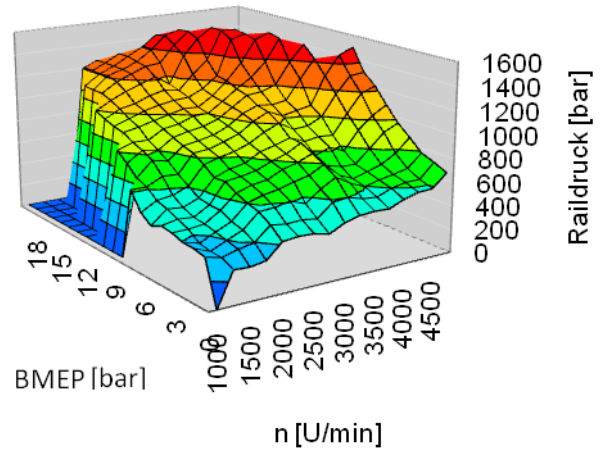


Abbildung 51: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.2

Fahrzeug 3 Steady State



Fahrzeug 3 Steady State



Fahrzeug 3 Steady State

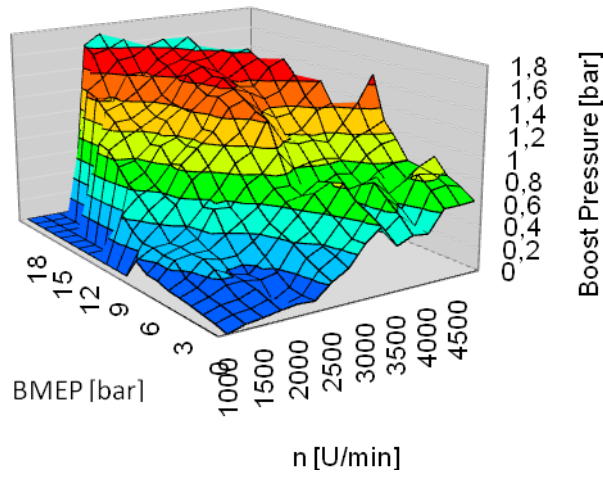
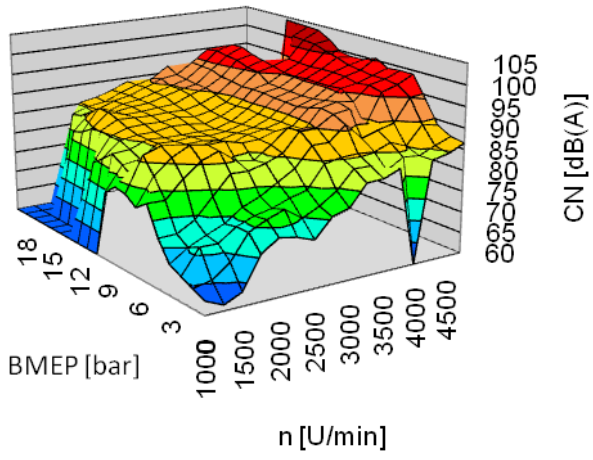
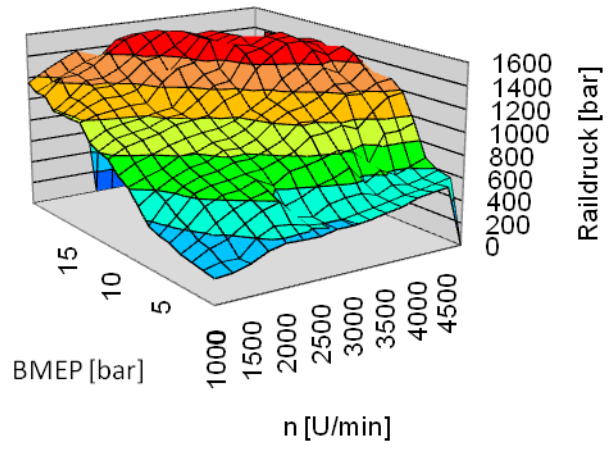


Abbildung 52: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.3

Fahrzeug 4 Steady State



Fahrzeug 4 Steady State



Fahrzeug 4 Steady State

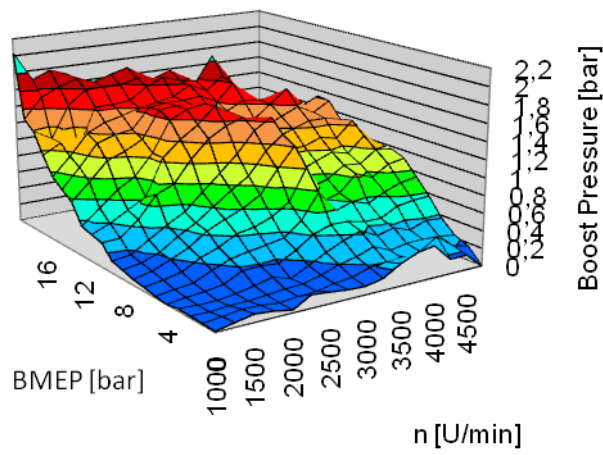


Abbildung 53: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.4

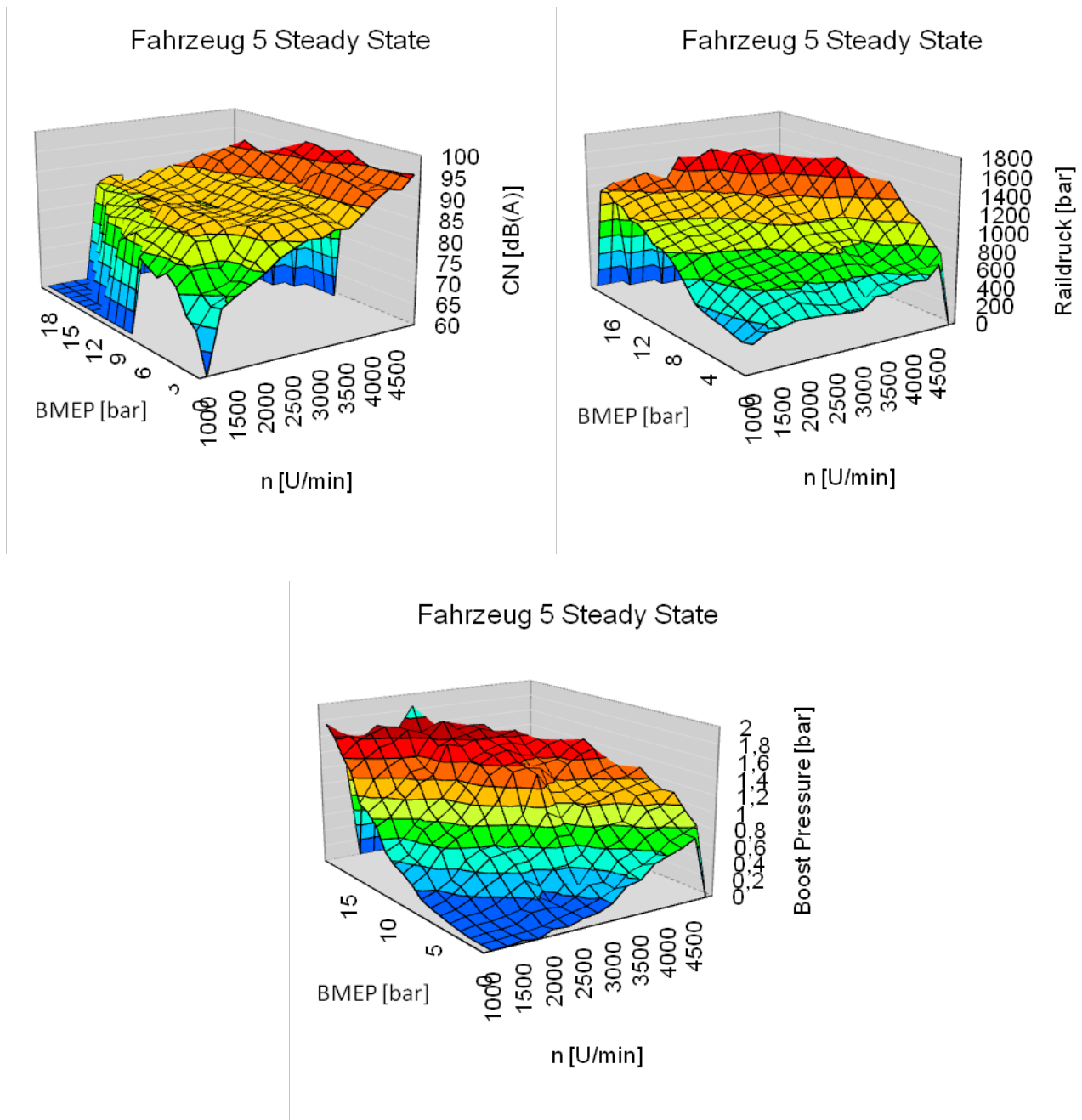


Abbildung 54: 3D-Kennfelder (CN, Raildruck, Boost Pressure) Fzg.5

Aus den Kennfeldern ist nun auch schön ersichtlich und wurde bestätigt, dass der Raildruck nur eine untergeordnete Rolle einnimmt und quasi keinen Einfluß auf das Verbrennungsgeräusch hat. [18] Aus diesen Kennfeldern wurden dann in weiterer Folge Punkte mit konstanten Drehzahlen wie z.B. 1500 U/min, 2000 U/min genauer untersucht und die Maximalwerte wie z.B. maximales Drehmoment, Pmax oder CN bestimmt. Diese wurden dann in weiterer Folge gegenüber gestellt und ausgewertet. Diese Werte bilden unter anderem auch eine Grundlage für die Bestimmung der Kalibrierungsparameter. Als Beispiel

dafür sind die Maximalwerte im 2. Gang bei 2/8 APO Beschleunigung nachfolgend aufgelistet. Weitere Werte sind dann bei den Kalibrierungsparametern ausgeführt.

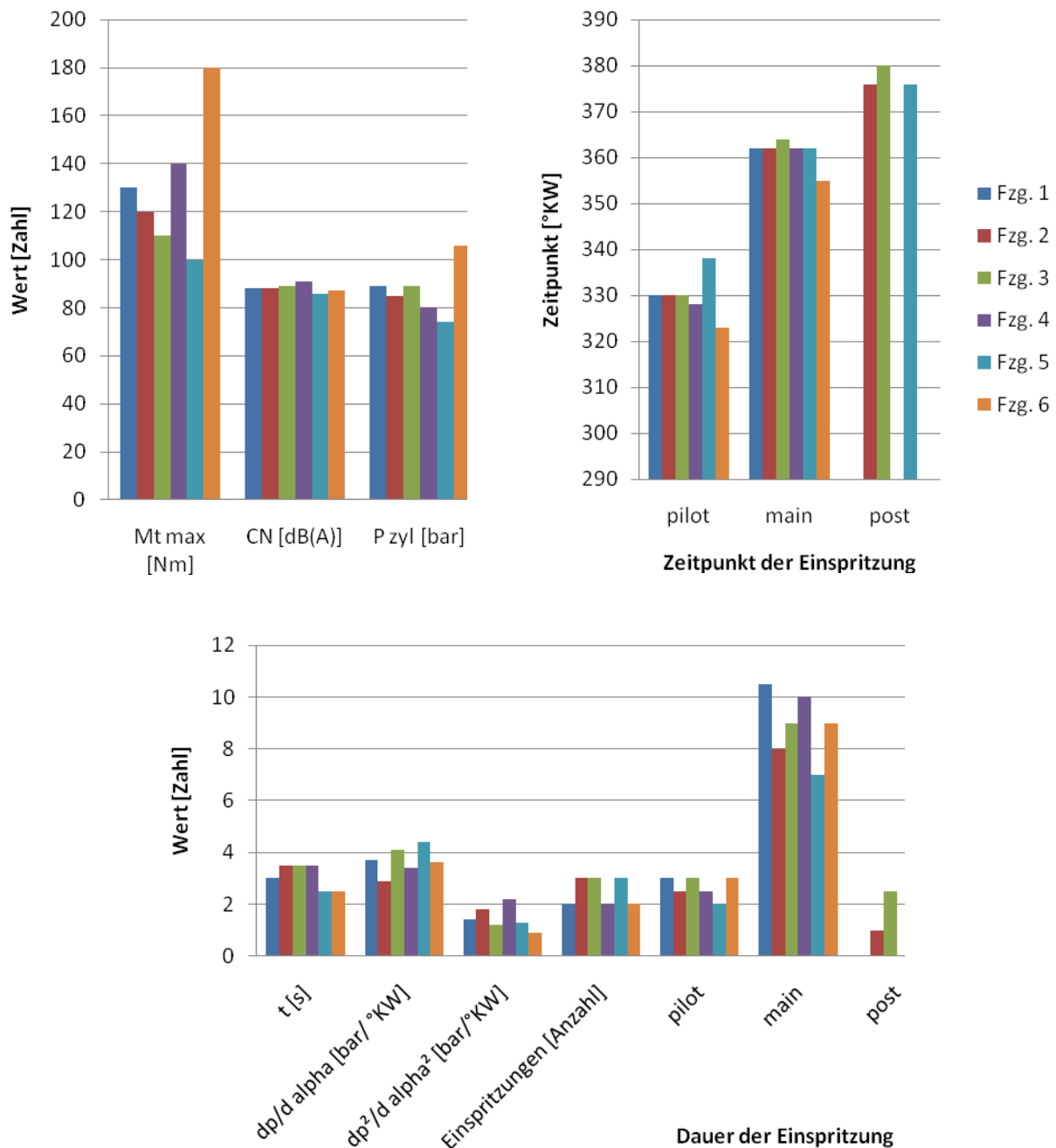


Abbildung 55: Kenngrößen bei Mt max im 2ten Gang bei 2/8 APO

Aus diesen Diagrammen ist nun auch besser ersichtlich, daß die Hersteller eine unterschiedliche Einspritzstrategie benutzen, obwohl alle den gleichen Motor verwenden. Dies zeigt aber unterschiedliche Wirkung bei Zylinderdruck und Drehmoment, welche stark unterschiedlich ausfallen. Dieser Effekt ist jedoch beim Verbrennungsgeräusch eher gering,

sodaß hier keine gravierenden Unterschiede auftreten. Somit kann man hier auch keine exakte Angabe in Bezug auf die Einspritzstrategie treffen.

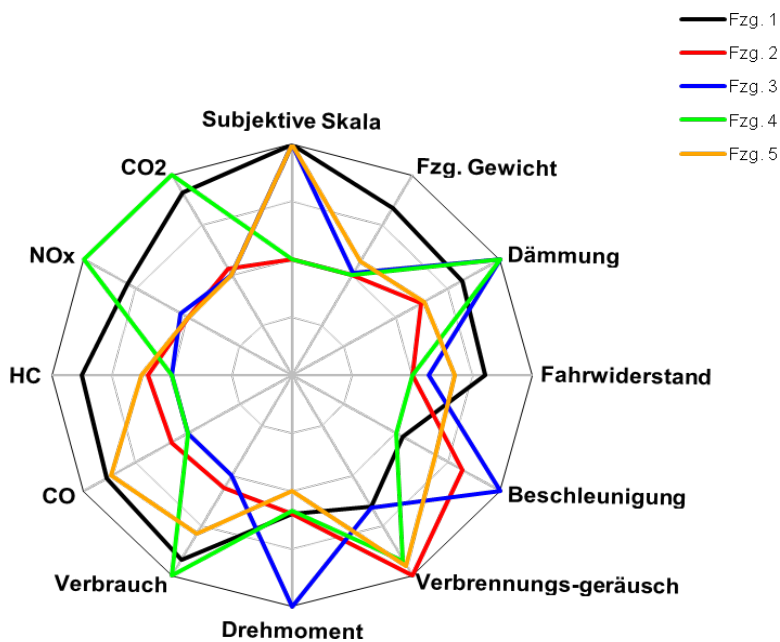
8.3. Vergleich der Fahrzeuge

Bei diesen Auswertungen wurden die Fahrzeuge in Bezug auf ihre Emissionen, Verbrauch, Beschleunigung, Motorparameter wie Ladedruck, CN und Mt sowie dem Eigengewicht des Fahrzeuges untereinander verglichen. Die Daten wurden aus den verschiedenen Testfahrten gemittelt bzw. die Maximalwerte rausgesucht, um auch eine qualitative Aussage treffen zu können. Folgende Manöver wurden dafür herangezogen:

- NEDC Test: für Emissionsparameter, Verbrauch
- Performance: Beschleunigung im 2ten und 3ten Gang, Meßwert entspricht dem Mittelwert zwischen der 1 - 2 sec
- Drehmoment, Dämmung: Beschleunigung im 2ten und 3ten Gang, Meßwert entspricht dem Mittelwert zwischen der 1 - 2 sec
- Verbrennungsgeräusch: Beschleunigung im 2ten und 3ten Gang, Meßwert entspricht dem Maximum zwischen 0-2 sec

Die anderen Meßwerte wie Fahrzeuggewicht, Fahrwiderstand wurden durch Abwiegen bzw. Ausrollversuche ermittelt. Das subjektive Geräuschempfinden wurde von drei unterschiedlichen Testfahrern abgegeben und ebenfalls gemittelt.

Die Skalierung erfolgte in dem Diagramm so, daß der schlechteste Wert der Gruppe mit 50% und der Beste der Gruppe mit 100% bewertet wurde. D.h. bei dem Verbrennungsgeräusch, das der Beste das geringste Geräusch macht, bei der Beschleunigung aber am schnellsten ist usw.



graph. Skalierung	50%	100%
Subjektive Skala	min	max
Fzg. Gewicht	max	min
Dämmung	max	min
Fahrwiderstand	max	min
Beschleunigung	min	max
Verbrennungsgeräusch	max	min
Drehmoment	max	min
Verbrauch	max	min
CO	max	min
HC	max	min
NOx	max	min
CO2	max	min

Abbildung 56: Vergleich der Fahrzeuge

8.4. Kalibrations Parameter

Diese Parameter wurden bestimmt um im Vorfeld der Entwicklung für eine Einspritzstrategie Anhaltspunkte zu haben, um abschätzen zu können, welches Verbrennungsgeräusch erwartet werden kann. Für diese Anhaltspunkte wurden die bereits ausgewerteten Daten verwendet. Zusätzlich sind noch Daten bei konstanten Drehzahlen von 1000 bis 3500 U/min enthalten. Wobei alle 500 U/min die Messwerte herangezogen wurden. Die Drehzahlen sind im 1ten, 2ten und 3ten Gang ausgeführt und ausgewertet. Dazu wurden folgende Parameter bestimmt:

- Verbrennungsgeräusch
- Raildruck
- Ladedruck
- Luftmasse
- EGR Position
- Voreinspritzung (Dauer)
- Haupteinspritzung (Dauer)

Die Auswertung erfolgte für jedes Fahrzeug, jedoch war es immer der Dieselmotor K9K mit 1,5l Hubraum.

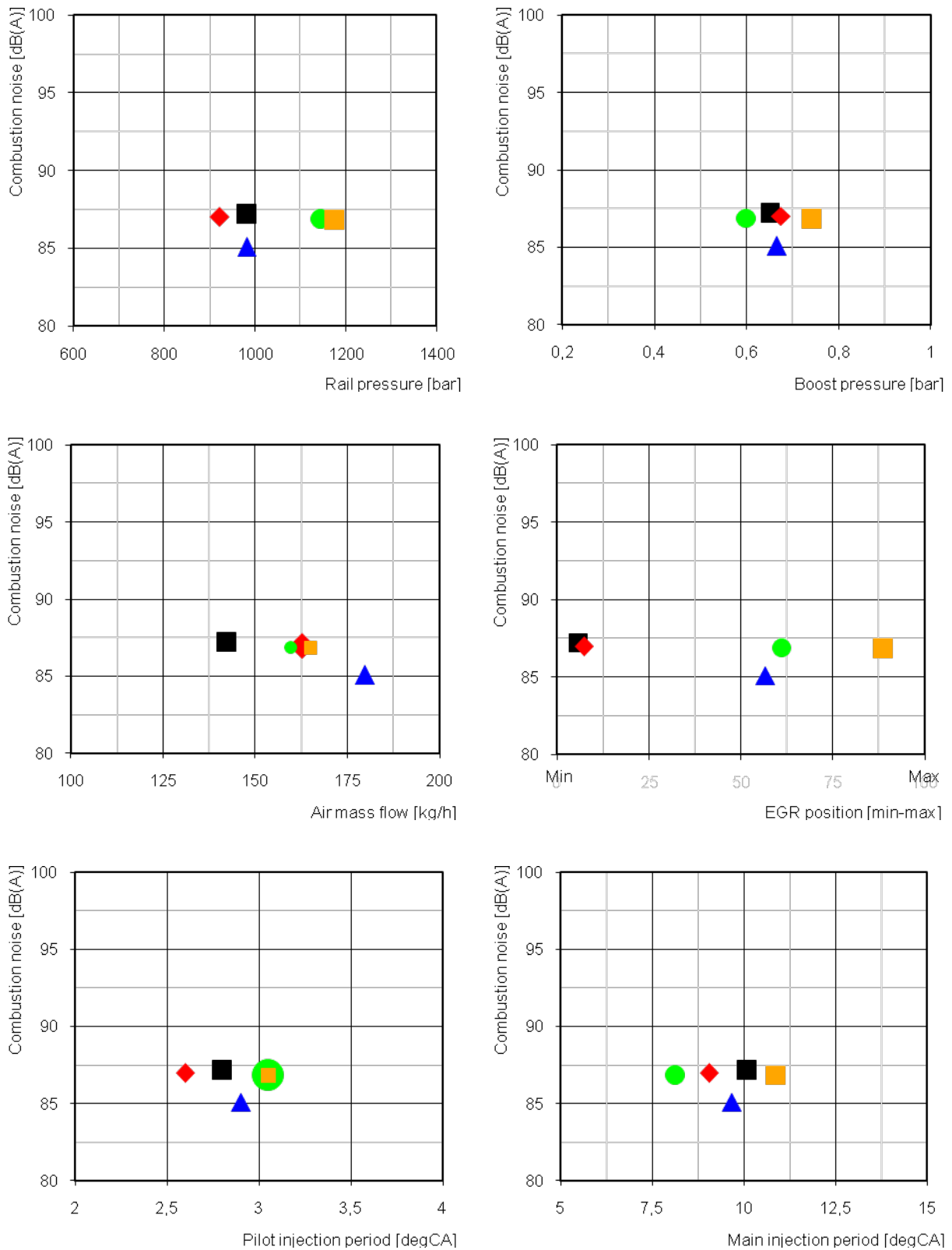


Abbildung 57: Kalibrierungsparameter

8.5. Berechnung von Korrelationswerten in Bezug auf das Verbrennungsgeräusch

Durch die Berechnung von Korrelationswerten soll ein Zusammenhang zwischen einer messbaren Größe mit dem Verbrennungsgeräusch hergestellt werden. Ziel ist es, eine empirische Beziehung zu erhalten, mit der man Größenordnungen und Tendenzen des Verbrennungsgeräusches abschätzen kann. Das ganze sollte dann von möglichst wenig Parameter abhängen, im Idealfall wär es einer wie z.B. die Drehzahl, jedoch komplett Lastunabhängig. Erfasster Parameter für diese Berechnung ist der Zylinderdruck welcher direkt im Motor gemessen wurde. [5,6,7]

Grundlage für die Berechnung ist folgende empirische Formel:

$$L_v = b \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + k$$

L_v [dBA]... A-bewerteter Summenpegel des berechneten Verbrennungsgeräusch

bRegressionskoeffizient

$dp/d\alpha$ erste Ableitung des Zylinderdrucks

ky- Achsabschnitte

Für diese Berechnung sind Wertepaare aus Verbrennungsgeräusch und dem Zylinderdruck (dessen Ableitung) nötig. Problem bei dieser Berechnung ist, das die Wertepaare drehzahl- und lastabhängig sind.

Dies läßt sich aber durch eine logarithmischen Drehzahlansatz beheben und somit ist das berechnete Verbrennungsgeräusch nur mehr von der Drehzahl abhängig.

Daraus folgt ein neuer empirischer Ansatz:

$$L_v = b_m \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + b_n \cdot \log(n/1000) + k_n$$

b_mmittlerer Regressionskoeffizient (Mittelwert über alle Drehzahlen)

b_nRegressionskoeffizient

k_ny- Achsabschnitte

n [U/min].....Drehzahl

Verbrennungsgeräusch aus Pzyl

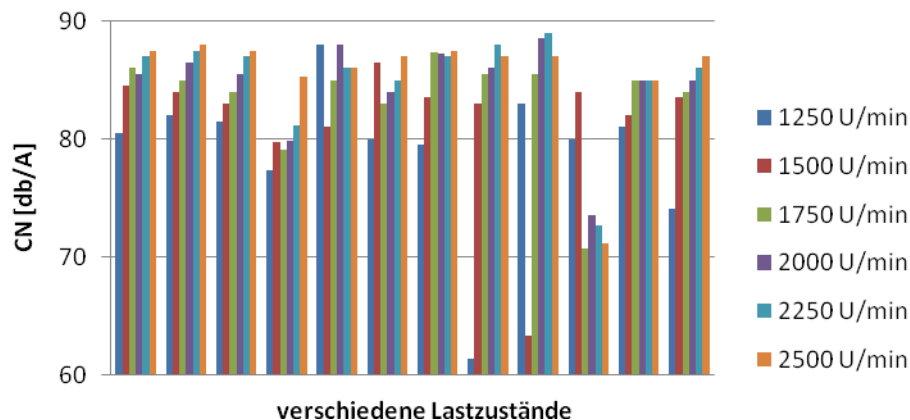


Abbildung 58: CN Werte für die Berechnung der Korrelationswerte

dp/dα aus Pzyl

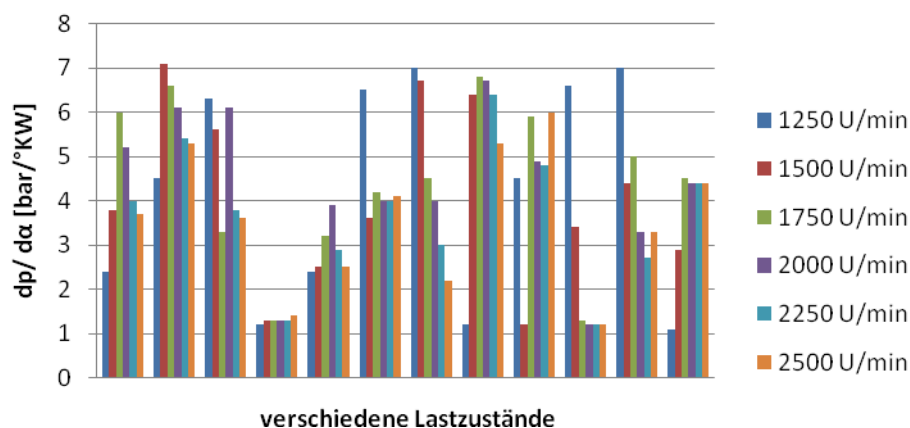


Abbildung 59: dp/dα Werte für die Berechnung der Korrelationswerte

8.5.1. Auswertung der Meßwertepaare mittels Regression und Korrelation

Wie man zu den einzelnen Wertepaaren bzw. Koeffizienten kommt ist im folgendem beschrieben und erklärt die Vorgehensweise bei der Berechnung. Die Formeln sind aus Formelsammlungen zu entnehmen und sind geschlossen als Rechenregel übernommen worden.

Die beschriebene Auswertung der Messergebnisse wird bei der Darstellung eines Zusammenhangs von Maximalwert Zylinderdruck ($dp/d\alpha$) max und CN (Lv Pegel) angewendet.

Liegt eine Menge von A Wertepaaren

$$(x_1, y_1), (x_2, y_2) \dots (x_m, y_m) \quad (\text{Glg.1})$$

vor, lässt sich eine Ausgleichs- oder Regressionskurve

$$y = f(x) \quad (\text{Glg.2})$$

durch diese Punktmenge legen, wobei als Kriterium für die Anpassung der Kurve an die Punktmenge meist das Prinzip der kleinsten Fehlerquadrate verwendet wird:

$$\sum_{i=1}^A [y_i - f(x_i)]^2 = \textit{Minimum} \quad (\text{Glg.3})$$

Häufig wird man versuchen, die Darstellungsweise für die Werte x_i und y_i so zu wählen, daß eine Gerade als Ausgleichskurve dienen kann. Diese Regressionsgerade hat dann die Form:

$$y = bx + k \quad (\text{Glg.4})$$

Unter Berücksichtigung des Prinzips der kleinsten Fehlerquadrate (Glg.3), folgt aus (Glg.4) für die Regressionsgerade:

$$y - \bar{y} = b(x - \bar{x}) \quad (\text{Glg.5})$$

mit den Mittelwerten

$$\bar{x} = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^A x_i ; \quad \bar{y} = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^A y_i \quad (\text{Glg.6})$$

Der Regressionskoeffizient b ergibt sich aus:

$$b = \frac{sx_y}{sx^2} \quad (\text{Glg.7})$$

Hierbei ist sx^2 die Varianz der x-Werte und berechnet sich aus

$$s_x^2 = \frac{1}{A-1} \sum_{i=1}^A (x_i - \bar{x})^2 \quad (\text{Glg.8})$$

s_{xy} ist die Kovarianz der Wertmenge und beträgt:

$$s_{xy} = \frac{1}{A-1} \sum_{i=1}^A (x_i - \bar{x}) * (y_i - \bar{y}) \quad (\text{Glg.9})$$

Der Vergleich von (Glg.5) mit (Glg.4) liefert den Schnittpunkt k der Regressionsgeraden mit der y - Achse:

$$k = \bar{y} - b * \bar{x} \quad (\text{Glg.10})$$

Mit diesen Beziehungen lässt sich die Regressionsgerade nach Glg. (5) in einfacher Weise berechnen.

Als Kriterium für die Linearität der Regression kann der Korrelationskoeffizient

$$r = \frac{s_{xy}}{s_x * s_y} \quad (\text{Glg.11})$$

herangezogen werden, wobei s_y^2 die Varianz der y -Werte darstellt:

$$s_y^2 = \frac{1}{A-1} \sum_{i=1}^A (y_i - \bar{y})^2 \quad (\text{Glg.12})$$

Für den Korrelationskoeffizienten gilt

$$r^2 \leq 1 \quad (\text{Glg.13})$$

Der Korrelationskoeffizient r gibt den Grad des linearen Zusammenhanges zwischen Variablen (x_i) und (y_i) an. Liegen die Wertepaare $(x_1, y_1) \dots (x_m, y_m)$ auf einer Geraden, dann gilt

$$r^2 = 1 \quad (\text{Glg.14})$$

Die weiteren Schritte der statischen Auswertung von der Grundformel bis zur fertigen Empirischen Beziehung sind nachfolgend genauer beschrieben.

Die Grundform lautet:

$$L_v = b \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + k \quad (\text{Glg.15})$$

Damit ergibt sich für jede Drehzahl n ein Regressionskoeffizient b nach Glg.7. Um einen quantitativen Zusammenhang zwischen Zylinderdruck und Schallpegel für alle Drehzahlen zu erhalten, mußte ein mittlerer Regressionskoeffizient b_m berechnet werden. Mit diesem mittleren Regressionskoeffizienten wurde eine neue Ausgleichsgerade berechnet, wobei nur mehr der Achsabschnitt k_m der Ausgleichsgeraden nach Glg.10 zu bestimmen war. Für alle Motoren sind diese Werte in der Abbildung 60 zusammengefasst. Diese Ausgleichsgeraden mit konstanter Neigung haben die Form:

$$L_v = b_m \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + k_m \quad \text{mit } k_m = f(n) \quad (\text{Glg.16})$$

Die Abhängigkeit des Schallpegels vom Zylinderdruck ist also direkt durch den mittleren Regressionskoeffizienten b_m beschrieben. Der Drehzahleinfluß kann aus dem Drehzahlverhalten von k_m abgeleitet werden. Dazu wurde wieder eine lineare Regression mit logarithmischem Drehzahlansatz durchgeführt. Die Wertepaare waren dabei die Drehzahlen $\log(n/1000)$ und die Achsabschnitte k_m . Die Regressionsgerade hat daher die Form:

$$k_m = b_n \cdot \log(n/1000) + k_n \quad (\text{Glg.17})$$

Die Ergebnisse dieser Regressionsrechnung, d.h. b_n , k_n und der Korrelationskoeffizient r_n , sind ebenfalls in der Abbildung 60 eingetragen.

alle 5 Fahrzeuge

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	k_m	
1250	0,596	0,051	78,88	$b_n = 17,27$ $r_n = 0,82$ $k_n = 77,12$
1500	0,646	0,054	81,75	
1750	0,757	0,343	82,14	
2000	0,748	0,353	83,61	
2250	0,669	0,332	84,1	
2500	0,478	0,211	85,27	
			$b_m = 0,4452$	

Abbildung 60: Werte für die empirische Formel

Der gesamte Zusammenhang zwischen dem Verbrennungsgeräusch, dem Zylinderdruck und der Drehzahl folgt aus den Glg. 16 und 17:

$$L_v = b_m \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + b_n \cdot \log(n/1000) + k_n \quad (\text{Glg.18})$$

Rundet man die Werte aus Abbildung 60 auf ganze Zahlen, ergibt sich für die gesamten Motoren folgende gemittelte Formel:

$$L_v = 0,5 \cdot \log((dp/d\alpha)_{\max}) + 17 \cdot \log(n/1000) + 77 \quad (\text{Glg.19})$$

Mit

L_v [dB(A)].....A-bewerteter Summenpegel des mittels MFFR berechneten CN

$(dp/d\alpha)_{\max}$ [bar/°KW]...Maximalwert der ersten Ableitung des Zylinderdrucks

n [U/min].....Drehzahl

Es muß betont werden, daß die Formel lediglich eine empirisch gefundene Beziehung darstellt, die auf Ergebnissen von 5 Motoren gleicher Bauart, jedoch unterschiedlicher Applikation, basiert. Es kann daher keinesfalls ein Anspruch auf Allgemeingültigkeit erhoben werden. Dennoch erscheint es sinnvoll, diese Beziehung hier zu formulieren, zumal sie geeignet scheint, Größenordnungen anzugeben und Tendenzen abzuschätzen.

Nachfolgend sind noch die Berechnungen in den Tabellen der einzelnen Fahrzeuge angeführt. Aus diesen sind dann in weiterer Folge die Werte aus Abbildung 60 entstanden.

Fahrzeug 1

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	km
1250			
1500	0,784	0,898	78,8
1750	0,79	0,63	81,12
2000	0,74	0,48	82,8
2250	0,87	0,51	83,8
2500	0,94	1,22	82,7
b _m = 0,63			

b_n=15,75
 r_n=0,71
 k_n=77,2

Abbildung 61: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 1

Fahrzeug 2

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	km
1250			
1500	0,292	0,247	82,23
1750	0,757	0,38	82,78
2000	0,84	0,361	84,21
2250	0,89	0,418	84,75
2500	0,57	0,623	84,94
bm = 0,32			

bn=10,77
rn=0,78
kn=80,6

Abbildung 62: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 2

Fahrzeug 3

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	km
1250	0,923	0,307	75,81
1500	0,904	0,282	79,88
1750	0,929	0,359	82,1
2000	0,87	0,498	83,31
2250	0,89	0,743	81,84
2500	0,688	0,753	83,7
bm = 0,49			

bn=19,35
rn=0,74
kn=76,1

Abbildung 63: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 3

Fahrzeug 4

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	km
1250	0,836	0,224	74,9
1500	0,671	0,162	79,7
1750	0,865	0,262	81,76
2000	0,781	0,263	83,13
2250	0,777	0,237	83,73
2500	0,682	0,197	83,38
bm = 0,224			

bn=23,2
rn=0,77
kn=75,1

Abbildung 64: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 4

Fahrzeug 5

Drehzahl [U/min]	Korrelationskoeffizient r	Regressionskoeffizient b	km
1250	0,797	0,665	75,98
1500	0,8	0,432	81,21
1750	0,812	0,496	81,23
2000	0,864	0,474	83,14
2250	0,56	0,755	81,86
2500	0,481	0,548	83,53
bm = 0,562			

bn=17,32
rn=0,72
kn=76,6

Abbildung 65: Ergebnisse der Regressionsrechnung Fahrzeug 5

9 Resümee

Abschließend kann gesagt werden, daß in den Serienfahrzeugen nur bedingt Parameter und Einflußgrößen auf das Verbrennungsgeräusch gemessen werden können. Diese dann exakt zu bestimmen bzw. zuzuordnen ist um ein vielfaches schwieriger, da gewisse Daten gar nicht (z.B. Einspritzmenge) oder nur gemittelte Werte bewertet werden können. Mit einem offenen Steuergerät oder dem Motor auf dem Prüfstand wären einige Parameter zusätzlich zu ermitteln gewesen, ohne viel Mehraufwand. Durch die Vorgabe aus dem Kundenprojekt spielte auch der Kostenfaktor erheblich mit und der Messaufwand wurde dadurch eingeschränkt.

Für zukünftige Messungen wäre es sinnvoll, einige Motorparameter über das Steuergerät mit zu messen bzw. offene Steuergeräte zu benutzen.

Ein nicht zu unterschätzender Punkt ist die Einspritzmenge, aus der sich auch viele Parameter wie Zylinderdruck und Energieumsetzung errechnen lassen und somit auch weitere Parameter des Verbrennungsgeräusches besser bestimmen lassen. Zielführend wären die Einspritzdauer, der Zeitpunkt und die eingesetzte Spritmenge je Einspritzung.

Folgende Parameter konnten eindeutig bestimmt werden:

Einspritzung:

Eine Piloteinspritzung ist unbedingt erforderlich, wenn man ein angenehmes Verbrennungsgeräusch erreichen will. Diese senkt das Verbrennungsgeräusch sowohl im stationären wie im instationären Betrieb. Für diesen Zweck soll der Abstand zur nächsten Einspritzung mind. 10°KW und ca. 3°KW dauern. Ebenso sollte dabei ca. 10% der Gesamteinspritzmenge als Pilotmenge verbraucht werden.

Auch eine Nacheinspritzung ist unbedingt erforderlich. Die Werte sind ähnlich wie bei der Voreinspritzung.

Einspritzbeginn:

Ein späterer Einspritzbeginn der Einspritzung bewirkt ein Senken des Verbrennungsgeräusches beim stationären und instationären Betrieb. Wobei die

Voreinspritzung bei ca. 330-340 ° KW erfolgen sollte und die Haupteinspritzung ca. 2-3 °KW nach OT.

AGR-Rate:

Um vernünftige Werte des Druckes bei der Verbrennung zu erreichen, empfiehlt es sich die Verbrennungstemperatur zu Senken. Dies erreicht man über die Zuführung von AGR. Angenehmer Nebeneffekt ist, daß auch noch die NOx Emissionen gesenkt werden. Dazu müssen geregelte AGR Raten über den gesamten Lastbereich beigemengt werden, was auch bei den EU6 Fahrzeugen passiert. Dadurch erreicht man ein geringeres Verbrennungsgeräusch. Wie hoch die AGR Rate ist, hängt vom jeweiligen Motor und Aufladegrad ab, kann aber bis zu 40% betragen.

Welche Maßnahmen letztendlich dann auch zur Anwendung kommen, wird vom Hersteller vorgegeben, denn sie haben in allen Fällen eine Auswirkung auf andere wichtige Parameter wie Leistung, Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen. Daraus resultiert dann vielfach nur eine Kompromisslösung, die von der Prioritätensetzung für die einzelnen Anforderungen geprägt sein wird.

Literaturverzeichnis

- [1] Christian V. Beidl, W. Stücklschwaiger: Application of the AVL-Annoyance Index for the engine noise quality development. Acustica Vol. 83 (1997) 789-795
- [2] M. Schiffsbänker, F.K. Brandl, G.E. Thien: Development and application of an evaluation technique to assess the subjective character of engine noise. SAE Paper No: 911 081
- [3] Gahlau, H.: Fahrzeugakustik, Verlag Moderne Industrie, 1998
- [4] Delphi: Worldwide Emission Standards, Delphi 2010/2011
- [5] Russell, M.F. und Haworth R.: Combustion Noise from High Speed Direct Injection Diesel Engines, SAE 850973, 1985
- [6] Mahr, B.: Lastabhängigkeit des Dieselgeräusches 1, Forschungsberichte der FVV, Heft 476
- [7] Russell, M.F. und Cavanagh, E.J.: Establishing a Target for Control of Diesel Combustion Noise, SAE 800275, 1980
- [8] Karsten, F.: Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschall Übertragungsverhaltens, Dissertation TU Darmstadt, 2001
- [9] Schmitter, K.: Geräuschanalyse und Rechentechniken im Motorenbau II, Vorlesungsdruck RWTH Aachen, 1994
- [10] Mahr, B.: Zur Abhängigkeit des Verbrennungsgeräusches direkteinspritzender Dieselmotoren vom effektiven Mitteldruck, Dissertation Uni Stuttgart, 1981
- [11] Herrman, R. : Entstehung und Zusammensetzung des Motorgeräusches, Automobilindustrie 32 Nr. 3, 1987
- [12] Essers, U.; Guckner, P.; Philipp, U.: Körperschallanregung in den Kurbelwellengrundlagern eines Verbrennungsmotors I, FVV-Bericht 369, Vorhaben 291, Abschlußbericht, 1985
- [13] Flotho, A.; Spesserts, B.: Development Methods for Low Noise Diesel Engines, SAE 872249, 1987
- [14] Priede, T.: In Search of Engine Noise-AN Historical Review, SAE 800534, 1980
- [15] Schneider, M.M.: Resonanzschwingungen der Zylinderladung von Dieselmotoren und ihre Bedeutung für das Verbrennungsgeräusch, Dissertation RWTH Aachen, 1987
- [16] Macher, H.: Schwingungstechnik im Kraftfahrzeugbau, Magna, 2004
- [17] Veit, Ch.: Erstellung einer Software zur Trennung von mechanischem Geräusch und Verbrennungsgeräusch, Diplomarbeit TU Graz, 2000

- [18] Rust,A.: Einfluß instationärer Betriebsbedingungen auf das Verbrennungsgeräusch direkteinspritzender Saugdieselmotoren, Dissertation TU Graz,1992
- [19] K. Schmillen, J. Wolschendorf: Ursachen und Ausmaß zyklischer Schwankungen der Verbrennungsgeräusches von Dieselmotoren, Kolloqium des Sonderforschungsbereiches 224 „Motorische Verbrennung“, S. 209-225, Aachen, 6.-7. Oktober 1988
- [20] Dohr: AVL, 2010