

Peter Karl Rumplmayr

Verbrennungsgeräuschanalyse eines Pkw-DI-Dieselmotors

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur



Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Begutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner
Dipl.-Ing. Johannes Seifriedsberger

Graz, Februar 2014

Das Auto ist eine Anhäufung von Schwingungs- und
Geräuschproblemen mit etwas Blech drum herum.

(R. Pilgrim)

Eidesstattliche Erklärung

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

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

Graz, am 25. Februar 2014

Peter Karl Rumplmayr

Kurzfassung

Das Automobil ist nun seit mehr als 100 Jahren für die breite Masse verfügbar und steht in sehr engem Zusammenhang mit Emotionen. Das Motorgeräusch steht dabei ganz im Vordergrund der Fahrzeugakustik, ist es doch von Fahrer und Passanten gleichermaßen wahrnehmbar. Das Thema der vorliegenden Arbeit ist die Analyse von Phänomenen im Verbrennungsgeräusch eines aktuellen Pkw-DI-Dieselmotors, die vorwiegend im Teillastbereich auftreten. Gerade bei aufgeladenen Motoren mit Direkteinspritzung ergibt sich, in Verbindung mit Abgasrückführung, eine zum Teil sehr unterschiedliche Charakteristik der Verbrennung. Dadurch entstehen verschiedenste Bedingungen für die Geräuschanregung. Im Verlauf der Masterarbeit wurden zum Akustikvergleich mit Wettbewerberfahrzeugen mehrere Rollenprüfstandsmessungen durchgeführt. Dieser Vergleich zeigte, dass die Geräuschüberhöhungen nicht ausschließlich auf das untersuchte Antriebsaggregat beschränkt sind. Die Überhöhungen treten auch bei den Wettbewerbermotoren auf, wenn auch in unterschiedlicher Ausprägung. Ein weiterer zentraler Punkt der Arbeit ist die detaillierte Auswertung von bereits vorhandenen Messdaten. Dabei wurde vorwiegend die Auswirkung verschiedenster Parameter der Verbrennung auf das Frequenzspektrum der Geräuschanregung untersucht. Im Zuge der Verbrennungsanalyse wurde weiters eine 1d-Ladungswechselsimulation des Versuchsträgers durchgeführt. Dadurch konnten auch nicht messbare Größen in die Auswertung miteinbezogen werden.

Abstract

The automobile has been available to a broader market for more than 100 years and is linked closely to emotions. The engine sound is one of the most essential elements of vehicle acoustics, since it is audible to passengers and passers-by alike. The present paper examines phenomena in the combustion noise of a present-day direct injection diesel engine in the partial-load range. Supercharged engines, especially in combination with exhaust gas recirculation, exhibit diverging combustion characteristics and, thus, influence the acoustic excitation. In order to further analyse the combustion acoustics of the experimental engine, the results gained from roller test bench examinations were compared to the data of competitor vehicles. This comparison indicated that the peak in the combustion noise is not particular to the experimental engine, but was – although with different characteristics – also found in competitor engines.

Another central point of this thesis is the detailed analysis of existing data concerning the effect of various parameters of combustion on the frequency spectrum of the acoustic excitation. Furthermore, a 1d simulation of the experimental vehicle's gas exchange was conducted, which allows not measurable quantities to be taken into account.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Grundlagen der Akustik	3
2.1	Begriffserklärungen	3
2.2	Physikalische Grundlagen	5
2.2.1	Schall und Schallausbreitung	5
2.2.2	Schallabstrahlung	7
2.2.3	Akustische Messgrößen	8
2.3	Psychoakustik	10
2.3.1	Das menschliche Gehör	12
2.3.2	Die Eigenheiten des menschlichen Gehörs	14
2.3.3	Reizgrößen und Empfindungsgrößen	16
3	Entstehung des Motorgeräuschs	17
3.1	Verbrennungsgeräusch	17
3.2	Mechanisches Geräusch	19
3.3	Geräuschentstehung	20
4	Aufbau des Simulationsmodells	23
4.1	Modellbeschreibung	23
4.2	Turbolader-Berechnung	25
4.3	Schwierigkeiten bei der Modellabstimmung	27
4.4	Abstimmung des Wärmeübergangsmodells	29
5	Messungen am Pkw-Rollenprüfstand	35
5.1	Messaufbau	35
5.2	Durchführung	37
5.3	Vermessene Fahrzeuge	38
6	Ergebnisse und Auswertung	39
6.1	Ergebnisse der Rollenprüfstandsmessungen	39
6.2	Analyse des Anregungsspektrums	46
6.2.1	Störeinflüsse auf das Zylinderdrucksignal	46

6.2.2	Geräuschanalyse BMW N47	49
6.2.3	Geräuschanalyse Wettbewerbermanotor	55
6.2.4	Simulation anderer Einspritzmuster	60
6.3	Verbrennungsanalyse BMW N47	64
6.3.1	CNL	64
6.3.2	Spitzendruck & Lage	66
6.3.3	Maximaler Druckanstieg & Lage	67
6.3.4	Maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit & Lage	71
6.3.5	Weitere Kennwerte der Verbrennung	72
6.3.6	Ausgewählte Betriebspunkte	75
7	Zusammenfassung und Ausblick	79
	Anhang	81
	Literatur	91

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2	L_u	Schallschnellepegel	dB
c	Schallgeschwindigkeit	m/s	m	Masse	kg
c_p	spezifische Gaskonstante bei konstantem Druck	J/kg K	n	Drehzahl	min^{-1}
D	Durchmesser	m	p	Druck	bar
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	$\text{J}/^\circ\text{KW}$	p_e	effektiver Mitteldruck	bar
$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf	$\text{J}/^\circ\text{KW}$	p_i	indizierter Mitteldruck	bar
$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlust	$\text{J}/^\circ\text{KW}$	p_r	Reibmitteldruck	bar
f	Frequenz	Hz	P	Leistung	W
f_m	Mittelfrequenz	Hz	q	spezifische Wärmemenge	J/kg
f_o	obere Intervallfrequenz	Hz	R	spezifische Gaskonstante	J/kg K
f_u	untere Intervallfrequenz	Hz	T	Temperatur	K
h	spezifische Enthalpie	J/kg	T_W	Wandtemperatur	K
I	Schallintensität	W/m^2	T_Z	Gastemperatur im Zylinder	K
L	Länge	m	u	Schallschnelle	m/s
L_I	Schallintensitätspegel	dB	V	Volumen	m^3
L_p	Schalldruckpegel	dB	W_{comp}	Verdichterarbeit	J
L_P	Schalleistungspegel	dB	W_{turb}	Turbinenarbeit	J

Griechische Formelzeichen

η_{comp}	Verdichterwirkungsgrad	—	κ	Isentropenexponent	—
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	—	λ	Wellenlänge	m
η_{turb}	Turbinenwirkungsgrad	—	π_{comp}	Druckverhältnis am Verdichter	—
η_{TC}	Turbolader- Gesamtwirkungsgrad	—	π_{turb}	Druckverhältnis an der Turbine	—
			φ	Kurbelwinkel	$^\circ\text{KW}$

Indizes und Abkürzungen

1d	eindimensional	DI	Direct Injection
3d	dreidimensional	DoE	Design of Experiments
AGR	Abgasrückführung	i	innen
BDC	Bottom Dead Center	LS	Luftschall
CNL	Combustion Noise Level	MFBx	Mass Fraction Burned x %

Formelzeichen und Abkürzungen

NEDC New European Driving Cycle
NVH Noise Vibration Harshness
OBD On Board Diagnose
OT oberer Totpunkt

ROHR Rate Of Heat Release
s isentrop
TDC Top Dead Center
UT unterer Totpunkt

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Das Automobil ist nun seit etwas mehr als 100 Jahren für die breite Masse verfügbar und war von Beginn an mehr als nur reines Fortbewegungsmittel. Damals wie heute steht das Fahrzeug in sehr engem Zusammenhang mit Emotionen, ist für viele Projektionsfläche des Lebensgefühls und wird von der Gesellschaft zum Statussymbol erhoben. Die Fahrzeughersteller streben danach, dem Vehikel ein Erscheinungsbild mit möglichst hohem Wiedererkennungswert zu verleihen. Auch Geräusch, Schwingungen und Vibrationen spielen im Fahrzeug eine wichtige Rolle. Im Innenraum wird nicht nur das Geräusch wahrgenommen, sondern auch die vom Fahrzeug übertragenen Vibrationen. Ganz im Vordergrund des Fahrzeugs steht allerdings das Motorgeräusch. Ein hochdrehender Motor wird rein subjektiv mit Dynamik verbunden. Wird der Motor hingegen konstant im Bereich des maximalen Drehmoments betrieben, wirkt er weniger agil, auch wenn die Zugkraft in diesem Fall größer wäre. Dies verdeutlicht, wie sehr der Mensch, ungeachtet technischer Lösungen, durch sein subjektives Empfinden beeinflusst ist. Demnach ist es erforderlich, wohlklingende Geräusche in den Vordergrund zu rücken und gezielt zu beeinflussen. Störgeräusche sollten besser unhörbar bleiben. Diesen Teilbereich der Akustik bezeichnet man als Sound-Design. Primäres Ziel dabei ist es, unverwechselbare, wiedererkennbare Geräusche zu konstruieren, die eindeutig mit der zugehörigen Marke assoziiert werden. Bei Kraftfahrzeugen bietet sich das Motorgeräusch als sogenannter Brand-Sound an, da es von Fahrer und Passanten gleichermaßen wahrgenommen wird. Sound-Design am Fahrzeug beschränkt sich aber nicht alleine auf das Motorgeräusch, es umfasst auch nahezu alle anderen Bereiche, bis hin zum Schließgeräusch der Türen.

Einer der negativen Aspekte der Motorisierung ist sicherlich die durch den Verkehr verursachte Lärmbelastung. Unter Lärm versteht man störenden Schall. Für Lärm gibt es allerdings kein physikalisches Merkmal, es ist stets situationsabhängig, ob Schall als störend empfunden wird oder nicht [20]. Da das Verkehrsgeräusch stark befahrener Straßen jedoch als Umweltbelastung gesehen wird, ist man bestrebt, das Fahrzeuggeräusch so weit wie möglich abzusenken. Die stetig fortschreitende Geräuschreduktion wird meist durch das steigende Verkehrsaufkommen kompensiert.

Dieser kurze Überblick soll die Bedeutung der Akustik im Fahrzeug- und Motorenbau, wie auch Aspekte, die dabei zu berücksichtigen sind, näherbringen. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit den Phänomenen im Verbrennungsgeräusch eines aktuellen Pkw-DI-Dieselmotors von BMW mit der Motorbezeichnung N47D2001. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Geräuschüberhöhungen der Verbrennung gelegt, im Speziellen auf Bereiche von starkem „Diesel-Nageln“. Ein sogenanntes Combustion

Noise Level-Kennfeld dieses Motors ist in Abbildung 1.1 dargestellt. In diesem Kennfeld sind die Verbrennungsgeräuschüberhöhungen im niedrigen Lastbereich gut zu erkennen. Diese Überhöhungen wurden durch gezielte Applikation mit dem neuesten Bedatungsstand des Motors im Vergleich zur hier gezeigten Generation bereits etwas abgeschwächt. Die verbleibenden Überhöhungen treten allerdings im niedrigen Lastbereich bei niedriger Drehzahl auf. Gerade im Langsamfahrbereich kann es vorkommen, dass das Klangbild im Fahrzeug durch das Motorgeräusch geprägt wird, da sich Fahrtwindgeräusche und Rollgeräusch der Reifen im Hintergrund befinden. Die Geräuschüberhöhungen sind dann vom Fahrer deutlich zu vernehmen.

Das Ziel dieser Arbeit ist, die Entstehung dieser beim Typ BMW N47D2001 auftretenden Phänomene näher zu untersuchen und im Vergleich zu den Wettbewerbern zu bewerten. Im Zuge dessen ist es zunächst nötig, Kenntnis über Grundlagen der Akustik und Geräuschenstehung zu erlangen. Als darauffolgenden Schritt sollen aus Vorgängerprojekten vorhandene Messdaten detaillierter bezüglich des Verbrennungsgeräuschs ausgewertet werden. Auf diesen Daten aufbauend soll ein Ladungswechsel-Simulationsmodell erstellt werden, um dadurch auch an nicht messbare Größen zu gelangen. Weiters ist eine Vermessung von Wettbewerberfahrzeugen am Rollenprüfstand vorgesehen, um mit diesen Vergleiche hinsichtlich Akustik anstellen zu können.

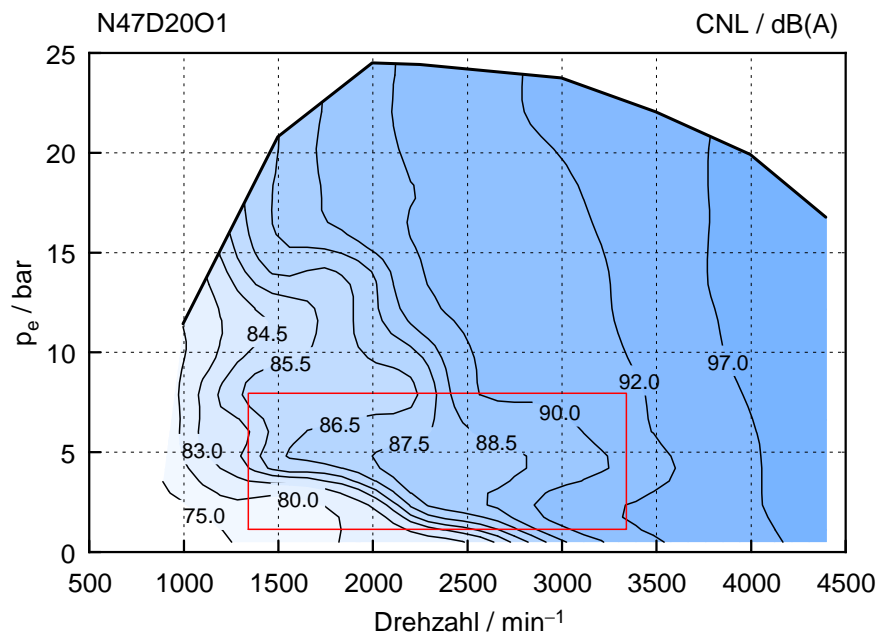


Abbildung 1.1: CNL-Kennfeld BMW N47D2001

2 Grundlagen der Akustik

Akustik ist die Lehre vom Schall und behandelt seine Entstehung, Ausbreitung und auch dessen Beeinflussung [6]. Da man im Fachbereich Maschinenbau meist nur am Rande mit der Akustik vertraut ist, soll dieser Abschnitt dazu dienen, die wichtigsten Grundlagen aufzufrischen.

Das Kapitel 2.1 erklärt Begriffe, die zum allgemeinen Verständnis notwendig sind. In Kapitel 2.2 werden die Grundlagen der Schallentstehung wie auch dessen Ausbreitung und Abstrahlung behandelt. Darin wird auch auf die akustischen Messgrößen eingegangen, die zur Beschreibung von Schallfeldern zur Verfügung stehen. Kapitel 2.3 beinhaltet die Grundzüge der Psychoakustik und beschreibt die Funktionsweise des menschlichen Gehörs.

2.1 Begriffserklärungen

Ton

Unter einem Ton versteht man das Schallsignal einer sinusförmigen Schwingung [6].

Klang

Erklingen mehrere Töne, die in einem ganzzahligen Frequenzverhältnis zueinander stehen, gleichzeitig, bezeichnet man dies als Klang. Beispiel dafür ist ein musikalischer Akkord [6].

Reiner und komplexer Ton

Ein im allgemeinen Sprachgebrauch als Ton bezeichnetes Schallereignis besteht, rein physikalisch gesehen, aus einem Grundton mit zahlreichen Obertönen. Jeder dieser Töne entspricht einer Sinusschwingung, wobei die Frequenzen der Obertöne ganzzahlige Vielfache der Grundtöne sind. Eigentlich wäre dieses Ereignis als Klang zu bezeichnen. Um Missverständnissen vorzubeugen bezeichnet man daher das Schallsignal einer reinen Sinusschwingung als „reinen Ton“ und ein aus mehreren Komponenten zusammengesetztes Schallereignis (Klang) dagegen als „komplexen Ton“ [6].

Geräusch

Ein kontinuierliches Frequenzspektrum erzeugt ein Schallereignis, das als Geräusch bezeichnet wird. Es besteht nicht aus diskreten Obertönen, sondern aus einem breitbandigem Frequenzspektrum. Die entsprechende Schwingung dazu ist aperiodisch [6].

Terz

Als Terz bezeichnet man ein Intervall, das 4 Halbtonschritte umspannt. Eine Terz entspricht einer $\frac{1}{3}$ Oktave. In der Musik unterscheidet man noch näher zwischen großer und kleiner Terz, wobei die große Terz 4 und die kleine Terz nur 3 Halbtonschritte zählt. Das im weiteren Text einfach nur als Terz bezeichnetem Intervall bezieht sich immer auf die große Terz.

Oktave

Ein Intervall im Abstand von 12 Halbtonschritten bezeichnet man als Oktave. Drei Terzen ergeben genau eine Oktave. Das Frequenzverhältnis f_o/f_u zwischen höchstem und tiefstem Ton ist genau 2.

Tabelle 2.1 zeigt einige in der Musik gebräuchliche Intervalle. Für die Signalverarbeitung in der Akustik sind dabei aber nur die Terz und die Oktave relevant. Dabei wird das Signal üblicherweise vor der Verarbeitung in Bandbreiten zerlegt (daraus ergibt sich beispielsweise das Terzspektrum). Die Bandbreite ist durch die obere Intervallfrequenz f_o , die untere Intervallfrequenz f_u und die Mittenfrequenz f_m charakterisiert. Diese Mittenfrequenz wird dann, stellvertretend für jedes Intervall, für die weiteren Berechnungen verwendet. Die Mittenfrequenz f_m berechnet sich folgendermaßen [4]:

$$f_m = \sqrt{f_u \cdot f_o} \quad (2.1)$$

Tabelle 2.1: Frequenzverhältnisse einiger Intervalle [6]

Intervall	Anzahl der Halbtöne	Frequenzverhältnis ^a f_o/f_u
Oktave	12	2
Quint	7	1,4983
Quart	5	1,3348
Terz	4	1,2599

^a bei gleichstufiger Stimmung

Um einen Eindruck zu vermitteln, welchen Frequenzbereich Töne im Alltag umfassen, ist in Tabelle 2.2 die C-Dur Tonleiter mit den dazugehörigen Frequenzen aufgelistet. Man beachte dass, c^2 die doppelte Frequenz von c^1 besitzt, zwischen ihnen liegt

genau eine Oktave. Die C-Dur Tonleiter beinhaltet zwei natürliche Halbtonschritte, nämlich zwischen $e^1 - f^1$ und $h^1 - c^2$. Daher ergeben sich in Summe wieder die 12 Halbtonschritte einer Oktave.

Tabelle 2.2: C-Dur Tonleiter

Note	Frequenz in Hz	Anmerkung
c^2	523.251	Halbtonschritt
h^1	493.883	
a^1	440.000	Kammerton A
g^1	391.995	Halbtonschritt
f^1	349.228	
e^1	329.628	
d^1	293.665	
c^1	261.626	

2.2 Physikalische Grundlagen

2.2.1 Schall und Schallausbreitung

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst: [4, 6, 9].

Unter Schall versteht man die Ausbreitung von mechanischen Schwingungen innerhalb elastischer Medien [4]. Die Ausbreitung von Schall ist an das Vorhandensein eines geeigneten Mediums geknüpft [6]. Je nach Art des Trägermediums unterscheidet man zwischen Luft, Flüssigkeits- oder Körperschall [4].

Luft- und Flüssigkeitsschall

Luftschall entsteht entweder durch die Anregung an schwingenden Festkörperoberflächen (indirekte Anregung), oder durch direkte Anregung, wie etwa die periodische Unterbrechung eines Luftstroms [4]. Eine lokale Kompression des Mediums führt zu einem örtlichen Anstieg von Druck, Temperatur und Dichte. Die Moleküle führen Schwingungen in Ausbreitungsrichtung um ihre Ruhelage aus (Longitudinalwelle). Die Schallwelle transportiert keine Masse, sondern Energie. Aufgrund der Massenträgheit breitet sich die Schallwelle nur mit endlicher Geschwindigkeit aus. Diese Schallgeschwindigkeit c ist von der Temperatur des Mediums abhängig. Es gilt der Zusammenhang:

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (2.2)$$

Die Schallgeschwindigkeit ist unabhängig von der Lautstärke. Bei Flüssigkeiten hängt die Schallgeschwindigkeit stark von deren Gasgehalt ab. Bei Wasser genügt bereits

1 ‰ Luftgehalt, um die Schallgeschwindigkeit von 1400 m/s auf 400 m/s zu reduzieren [9]. Zwischen Ausbreitungsgeschwindigkeit, Wellenlänge und Frequenz besteht der Zusammenhang:

$$c = \lambda \cdot f \quad (2.3)$$

Setzt man Kontinuität, Isotropie, Reibungsfreiheit, keine Wärmeleitung und keine molekulare Energieabsorption des Mediums voraus, so lautet die 3d-Wellengleichung für ein Volumenelement V :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.4)$$

Die Wellengleichung ist linear, da sie nur Funktionen des Drucks und lineare Differentialoperatoren enthält. Das Differential 2. Ordnung einer Summe von Drücken ist daher gleich der Summe der Differentiale jedes einzelnen Drucks [9]. Vereinfacht für den eindimensionalen Fall gilt mit \bar{p}_i als Lösungsfunktion:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \cdot (\bar{p}_1(x,t) + \bar{p}_2(x,t)) = 0 \quad (2.5)$$

$$p(x,t) = p_1(x,t) + p_2(x,t) \quad (2.6)$$

Daraus folgt, dass der gesamte Schalldruck aus der Summe der Drücke infolge einzelner Schallquellen ermittelt werden kann. Je nach Phasenlage zwischen Partikelgeschwindigkeit (Schallschnelle) u und Ausbreitungsgeschwindigkeit c der Welle unterscheidet man folgende Schallfelder [9]:

Freifeld: Im Feld treten keinerlei Reflexionen auf. Ein akustischer Raum, der mit absorbierendem Material ausgekleidet ist, stellt eine gute Näherung dessen dar. Auch der atmosphärische Halbraum über dem Erdboden ist ein Freifeld, sofern keine Hindernisse in Sicht sind.

Diffuses Schallfeld: Die Wellen werden oft reflektiert. Im gesamten Feld herrscht der gleiche Schalldruckpegel. Beispiel dafür wäre ein Hallraum mit schallharten Wänden. In der Realität tritt stets eine Mischung aus diffusem Feld und Freifeld auf.

Aktives und Reaktives Schallfeld: Beim aktiven Schallfeld befinden sich Partikelgeschwindigkeit und Wellenfront in Phase. Diese Bedingungen sind am ehesten in großer Entfernung der Schallquelle gegeben. Ein reaktives Feld hingegen transportiert wenig bis gar keine Schallenergie. Partikelgeschwindigkeit und Wellenfront schließen einen großen Winkel ein.

Nah- und Fernfeld: Bezeichnet die Messabstände von einer Schallquelle. Im Nahfeld reduzieren hydrodynamische Kurzschlüsse die Abstrahlung. Mit zunehmendem Abstand nimmt die Effizienz dieser Kurzschlüsse ab, bis im Fernfeld ein rein aktives Feld vorliegt.

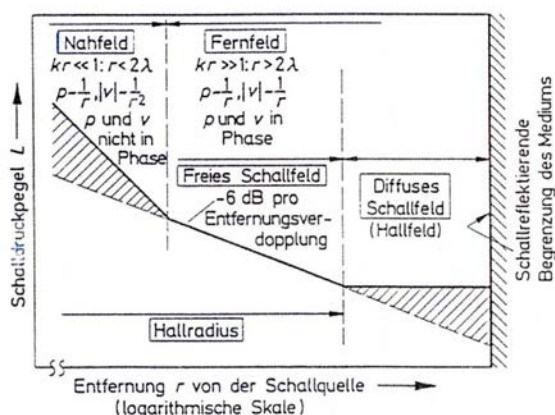


Abb. 2.1: Schallfelder [9]

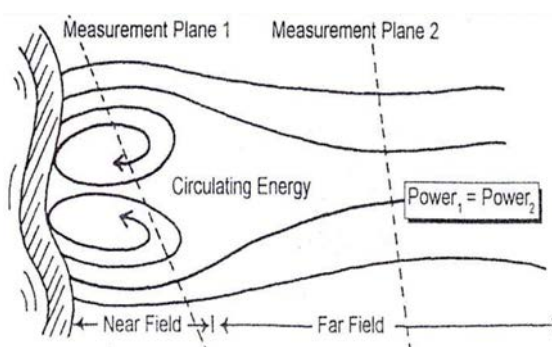


Abb. 2.2: Schallabstrahlungscharakteristik einer schwingenden Platte im Nah- und Fernfeld [9]

Körperschall

Schall in Festkörpern wird auch Körperschall genannt. Er entsteht durch Anregung von Schwingungen innerhalb des Festkörpers. Die Ursache dafür sind meist äußere Kräfte. Körperschall unterscheidet sich vom Luftschall dadurch, dass auch Schubspannungen und Schubdeformationen auftreten können. Dadurch sind in Festkörpern Schubwellen, Kompressionswellen und Kombinationen beider möglich. BiegeWellen stellen allerdings die Hauptquelle von Geräuschen in der technischen Welt dar. Deren Auslenkung erfolgt senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Welle. BiegeWellen besitzen, im Gegensatz zu anderen Wellentypen in Festkörpern, eine von der Frequenz abhängige Ausbreitungsgeschwindigkeit.

2.2.2 Schallabstrahlung

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst: [9].

Schall wird von schwingenden Oberflächen abgestrahlt. Zur vereinfachten Berechnung wird die Oberfläche als dünne Platte mit unendlicher Ausdehnung abgebildet, die Biegeschwingungen ausführt. Diese Modellvorstellung ist aber durchaus gerechtfertigt, da auch an realen Strukturen Bereiche vorhanden sind, die sich plattenähnlich verhalten. Je nach Verhältnis von Plattenfrequenz zur Frequenz der Schallwelle unterscheidet man 3 typische Bereiche:

Tiefrequenter Bereich

Die Wellenlänge der Platte ist sehr groß im Vergleich zur Wellenlänge der Schallwelle. Die Platte wirkt wie ein Kolbenstrahler, siehe Abbildung 2.3. Sie führt eine oszillie-

rende Bewegung in Ausbreitungsrichtung aus und erzeugt dadurch überall die gleiche Druckschwankung.

Mittelfrequenter Bereich

Die Wellenlänge der Platte ist groß im Vergleich zur Wellenlänge der Schallwelle. Die Luftteilchen strömen nur von Wellenberg zu Wellental, um Druckdifferenzen auszugleichen. Dies bezeichnet man auch als „hydrodynamischen Kurzschluss“. Ein solcher ist im Nahfeld von Abbildung 2.2 zu sehen. Das Schallfeld ist rein reaktiv. Es wird kein oder nur wenig Geräusch abgestrahlt.

Hochfrequenter Bereich

Die Biegewellen bestimmen das Abstrahlverhalten. Bei hohen Frequenzen ist die Wellenlänge der Platte und die der Schallwelle ähnlicher Größe. Es findet eine gerichtete Geräuschabstrahlung statt, siehe Abbildung 2.4. Sind die Wellenlängen von Platte und Schallwelle genau gleich groß, so tritt Resonanz auf. Die Schallabstrahlung dabei ist maximal.

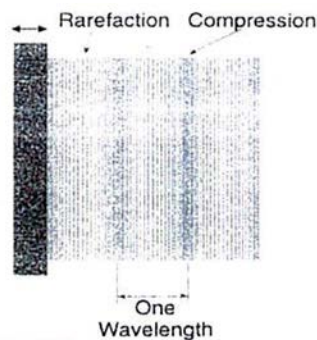


Abb. 2.3: Kolbenstrahler [9]

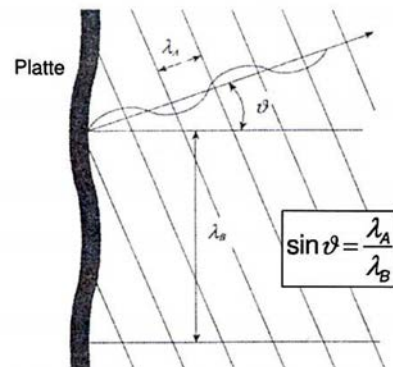


Abb. 2.4: gerichtete Schallabstrahlung [9]

2.2.3 Akustische Messgrößen

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst: [4, 9].

Schalldruck

Der Schalldruck ist der dem Ruhedruck p_0 überlagerte, lokale Wecheldruck p' innerhalb einer Luftschallwelle. Der Gesamtdruck ergibt sich durch:

$$p = p_0 + p' \quad (2.7)$$

Schallschnelle

Die Schallschnelle u ist die zeitabhängige Wechselgeschwindigkeit, mit der sich die Teilchen innerhalb einer Luftschallwelle hin und her bewegen. Die Schallschnelle ist eine Vektorgröße.

$$\vec{u} = \frac{\partial \vec{s}}{\partial t} \quad (2.8)$$

Schallintensität

Unter der Schallintensität I versteht man jene Energie, die pro Zeiteinheit durch eine senkrecht zum Schallschnellevektor stehende Einheitsfläche strömt. Die Schallintensität ist eine vektorielle Größe und zeigt in Richtung der Partikelgeschwindigkeit (Schallschnelle) u .

$$\vec{I}(t) = p(t) \cdot \vec{u}(t) \quad (2.9)$$

Schalleistung

Die Schalleistung P ist die gesamte Energie, die pro Zeiteinheit von der Hüllfläche A einer Schallquelle abgestrahlt wird:

$$P = \int_A I \, dA \quad (2.10)$$

Aufgrund des großen Hörumfangs des menschlichen Ohrs ist es übersichtlicher, akustische Messgrößen als Pegelwerte anzugeben. Die Bezugsgrößen dabei sind durch die menschliche Hörschwelle bestimmt. Tabelle 2.3 gibt eine Übersicht der bei Fluiden verwendeten Pegelwerte mit den zugehörigen Bezugsgrößen. Befinden sich Schalldruck und Schallschnelle in Phase, dann sind die unten angeführten Pegelwerte der akustischen Messgrößen ident.

Wie schon zuvor erwähnt, gilt das Superpositionsprinzip auch für akustische Messgrößen. Beispielsweise wird die Summe aus mehreren Schalldruckpegeln wie folgt berechnet:

$$L_{p, \text{tot}} = 10 \cdot \log_{10} \sum_i 10^{\frac{L_{pi}}{10}} \quad (2.11)$$

Tabelle 2.3: Pegelwerte von akustischen Messgrößen [9]

Messgröße	Pegel	Bezugswert ^a	Anmerkung
Schalldruck	$L_p = 10 \cdot \log_{10} \frac{p^2}{p_0^2}$	$2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$	Bezugswert entspricht der mittleren Hörschwelle bei 1 kHz
Schallintensität	$L_I = 10 \cdot \log_{10} \frac{I}{I_0}$	$1 \cdot 10^{-12} \text{ W/m}^2$	
Schalleistung	$L_P = 10 \cdot \log_{10} \frac{P}{P_0}$	$1 \cdot 10^{-12} \text{ W}$	Bezugswert entspricht der mittleren Hörschwelle bei 1 kHz
Partikelgeschwindigkeit	$L_u = 10 \cdot \log_{10} \frac{u^2}{u_0^2}$	$5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$	

^a Wird nicht der genormte Bezugswert verwendet, muss die verwendete Bezugsbasis angeführt werden!

2.3 Psychoakustik

Die Aufgabe der Psychoakustik ist, den Zusammenhang zwischen der menschlichen Empfindung von Schall und den physikalisch messbaren Schallfeldkenngrößen herzustellen. Die einzelnen Zusammenhänge können dabei nur durch Tests an Versuchspersonen ermittelt werden. Jeder Mensch nimmt verschiedenste Schallereignisse unterschiedlich wahr. Die Schwierigkeit besteht darin, aus den subjektiven Urteilen der Testpersonen objektive, allgemein gültige Gesetzmäßigkeiten zu formulieren. Wesentlich dabei ist der Aufbau des menschlichen Gehörs. Im Allgemeinen besteht immer ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen jeweiliger Größe und Wahrnehmung.

Tabelle 2.4 gibt einen Überblick über die Schalldruckpegel verschiedenster Alltagsgeräusche. Darin ist auch deren physiologische Wirkung auf den Menschen angeführt. Wie gravierend die Wirkung des Lärms ist, hängt dabei wesentlich von der Höhe des Schalldruckpegels ab [19]. Eine vorübergehende Einwirkung von Geräuschen über 80 dB(A) kann die Hörschwelle zeitweilig verschieben. Wiederholt lang anhaltende Einwirkungen führen hingegen zur dauerhaften Gehörschädigung. Sehr laute Geräusche deutlich über 120 dB(A) führen auch bei kurzzeitiger Einwirkung bereits zur Gehörschädigung. Bei vorübergehender Einwirkung liegen Geräusche von 60 ÷ 80 dB(A) im Bereich der menschlichen Anpassungsfähigkeit. Bei einer Dauerbelastung mit Geräuschen über 60 dB(A) ist jedoch bereits mit gesundheitlichen Beeinträchtigungen zu rechnen. Die störende Wirkung von Schall ist allerdings immer auch situationsabhängig. So können beispielsweise auch Schalldruckpegel weit unter 60 dB(A) bereits Schlaf- oder Konzentrationsstörungen verursachen [19].

Tabelle 2.4: Typische Schalldruckpegel einiger Geräusche [4, 19]

Lärmquelle	L_p	Wirkung auf den Menschen
	0 dB(A)	Hörschwelle
Flüstersprache	30 dB(A)	
Unterhaltungssprache	50 dB(A)	
laute Unterhaltung	60 dB(A)	
Vorbeifahrt Pkw	74 dB(A)	Gesundheitliche Beeinträchtigung ^a
Stadtverkehr	80 dB(A)	
lautes Schreien	90 dB(A)	Minderung des Hörvermögens ^b
Kettensäge	106 dB(A)	
Flugzeugtriebwerk	120 dB(A)	Schmerzschwelle

^a im Bereich von 60 ÷ 80 dB(A), nur bei Dauereinwirkung

^b im Bereich über 80 dB(A)

Auch die subjektive Lautstärkeempfindung des Menschen spielt bei allen Hörvorgängen eine wichtige Rolle. In Tabelle 2.5 ist der vom Menschen empfundene Höreindruck bei Änderung der Schallintensität abgebildet. Die Schallintensität ist in diesem Zusammenhang gleichbedeutend mit der Anzahl der (gleichlauten) Schallquellen. Eine Änderung um +3 dB, das entspricht einer Verdopplung der Schallintensität, ist gerade wahrnehmbar. Um einen doppelt so lauten Höreindruck zu erzeugen, ist eine Verzehnfachung der Schallintensität nötig. Dies bedeutet im umgekehrten Fall, um die Lärmbelastung zu halbieren, müssen 9 von 10 Schallquellen abgeschaltet werden.

Tabelle 2.5: Wahrnehmung von Lautstärkeänderungen [4]

Schallintensität ^a	Schalldruckpegel	Hörempfinden
×2	+3 dB	gerade wahrnehmbar
×10	+10 dB	×2
×100	+20 dB	×4

^a entspricht der Anzahl der Schallquellen

Der Ursprung einer Geräuschwahrnehmung geht immer von mechanischen Schwingungen aus. Sind diese hörbar, werden sie als Geräusch bezeichnet, unter Vibrationen versteht man hingegen fühlbare Schwingungen. Aufgrund des unscharfen Übergangs kann man in der Wahrnehmung nicht immer exakt zwischen Vibration und Geräusch unterscheiden. Der Übergangsbereich wird als „Harschness“ bezeichnet. Diese Einteilung wird oft auch mit dem englischen Begriff Noise Vibration Harshness (NVH) abgekürzt [9]. In Abbildung 2.5 sind die Wahrnehmungsanteile über der Frequenz aufgetragen. Weiters sind die 3 Bereiche, zwischen denen unterschieden wird, mit den zugehörigen Frequenzbereichen markiert.

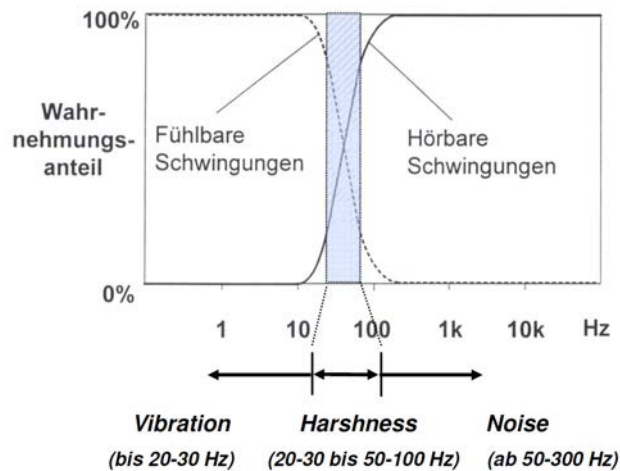


Abbildung 2.5: Wahrnehmungsanteil der fühlbaren und hörbaren Schwingungen [9]

2.3.1 Das menschliche Gehör

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst: [13].

Außenohr

Abbildung 2.6 zeigt den Aufbau des menschlichen Ohrs. Das Außenohr hat die Aufgabe, möglichst viel Schallenergie aufzufangen und über den Gehörgang ans Trommelfell weiterzuleiten. Da der Mensch über 2 Ohren verfügt ist er auch in der Lage, die Richtung der Schallquelle zu bestimmen. Der Gehörgang dient nicht nur zum Schutz des Trommelfells, sondern sorgt auch dafür, das Mittelohr möglichst klein zu halten. Dadurch können auch hohe Frequenzen übertragen werden. Der Gehörgang entspricht in seiner Form in etwa einem $\lambda/4$ -Resonator. Daher ist im Frequenzbereich, in dem die Länge des Gehörgangs $1/4$ der Wellenlänge der Schwingung in Luft entspricht, die Aufnahme durch das Trommelfell besonders gut. Deshalb besitzt der Mensch bei etwa 4 kHz die größte Hörempfindlichkeit, aber auch eine große Anfälligkeit für Schädigungen.

Mittelohr

Das Mittelohr hat die Aufgabe, Luftschall in Flüssigkeitsschall zu transformieren. Die Schwingungen des Trommelfells werden über die Gehörknöchelchen (Hammer, Amboss und Steigbügel) auf das ovale Fenster des Innenohrs übertragen. Aufgrund der stark unterschiedlichen Übertragungseigenschaften von Luft und Flüssigkeit ist dabei eine Anpassung erforderlich. Diese erfolgt einerseits über die Hebelübersetzung der Gehörknöchelchen, aber auch durch die Flächenübersetzung vom „großen“ Trommelfell

zum „kleinen“ ovalen Fenster. Die Transformation im Mittelohr soll dabei möglichst frequenzunabhängig erfolgen.

Der Mittelohrraum ist über die Eustachische Röhre mit dem Rachenraum verbunden. Diese ist normalerweise geschlossen, sodass bei Änderung des Atmosphärendrucks ein Überdruck am Trommelfell entsteht. Dies bewirkt eine merkbare Änderung im Übertragungsverhalten des Mittelohrs. Der Druckausgleich erfolgt durch Gähnen oder Schlucken, da die Röhre dabei kurzzeitig geöffnet wird.

Innenohr

Das mit Lymphflüssigkeit gefüllte Innenohr ist in das Felsenbein eingebettet. Im selben Knochen sitzt auch das Gleichgewichtsorgan mit seinen drei normal aufeinander stehenden Bogengängen. Die in Abbildung 2.7 dargestellte Schnecke besteht aus drei parallelen Kanälen, die durch Membranen voneinander getrennt sind. Das Cortische Organ, in dem sich die Sinneszellen befinden, sitzt auf der Basilarmembran. Die Anregung der Sinneszellen erfolgt über Schwingungen der Lymphflüssigkeit. Die Basilarmembran schwingt nicht in stehenden Wellen, sondern in Wanderwellen. Dadurch entsteht die sogenannte Frequenz-Orts-Transformation, die eindeutige Zuordnung einer Frequenz zu einem bestimmten Ort auf der Basilarmembran. Dieser Effekt ist für die Tonhöhenempfindung verantwortlich.

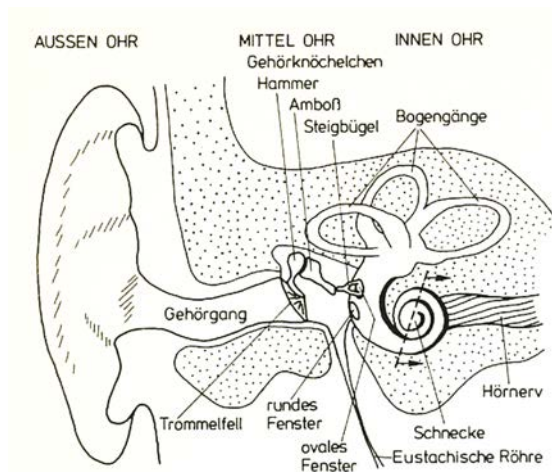


Abb. 2.6: Außen-, Mittel- und Innenohr [13]

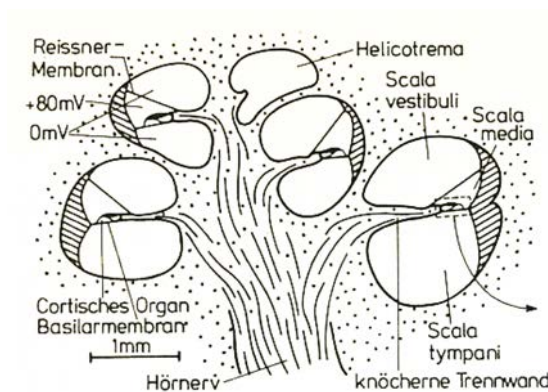


Abb. 2.7: Schnitt durch die Schnecke [13]

2.3.2 Die Eigenheiten des menschlichen Gehörs

Ruhehörschwelle und Hörfläche

Als Ruhehörschwelle wird derjenige Schalldruckpegel eines Sinustons bezeichnet, der gerade noch wahrnehmbar ist. Die Ruhehörschwelle bezeichnet man auch als absolute Hörschwelle. Bei tiefen Frequenzen liegt die Ruhehörschwelle relativ hoch, im Bereich der größten Hörempfindlichkeit, bei etwa 4 kHz, hat diese ihr Minimum. Dieses liegt unter 0 dB, da als Bezugswert für den Schalldruckpegel die Hörschwelle bei 1 kHz gewählt wurde, die Hörempfindlichkeit aber bei 4 kHz am größten ist. Mit zunehmendem Alter nimmt die Hörempfindlichkeit des Menschen ab. Diese Abnahme beschränkt sich auf hohe Frequenzen und bewirkt eine Verschiebung der Ruhehörschwelle nach oben. Den Bereich zwischen Ruhehörschwelle und Schmerzgrenze bezeichnet man als Hörfläche. Abbildung 2.8 zeigt diese. Darin sind auch die von Musik und Sprache umfassten Bereiche markiert [12, 13].

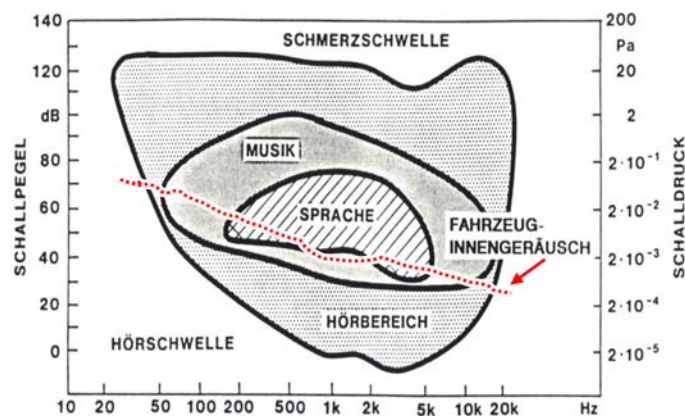


Abbildung 2.8: Hörbereich des menschlichen Gehörs [9]

Verdeckung

Unter dem Effekt der Verdeckung versteht man die Anhebung der Hörschwelle bei Anwesenheit eines Störschalls. Diese erhöhte Hörschwelle wird auch als Mithörschwelle bezeichnet. Abbildung 2.9 zeigt die Mithörschwelle bei Anwesenheit eines Sinustons von 1 kHz. In der Abbildung ist ebenfalls ersichtlich, dass diese Verdeckungseffekte hauptsächlich bei höheren Frequenzen auftreten. Die Verdeckung spielt in der Fahrzeugakustik eine wichtige Rolle, da es durch Geräusche im Innenraum zu einer Störung der Musik- und Sprachverständlichkeit kommen kann [9]. Die Verdeckung kann aber auch dazu genutzt werden, um hochfrequente Störgeräusche mit niederfrequenten Geräuschen zu maskieren [12].

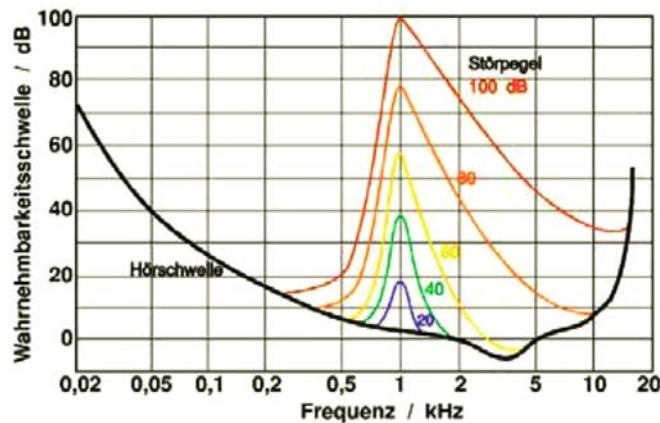


Abbildung 2.9: Mithörschwelle [12]

Lautstärkeempfindung

Unter Lautstärke versteht man genau genommen den Lautstärkepegel. Lautstärkepegel deshalb, weil ein Vergleich mit dem 1000Hz-Ton erfolgt [13]. Der Lautstärkepegel beschreibt, welchen Schalldruckpegel ein Sinuston mit einer Frequenz von 1000 Hz haben müsste, damit er als gleichlaut wie das betrachtete Schallereignis empfunden wird. Die Einheit des Lautstärkepegels ist phon. Auch beim Lautstärkepegel besteht kein linearer Zusammenhang zwischen Größe und der von ihr ausgelösten Empfindung.

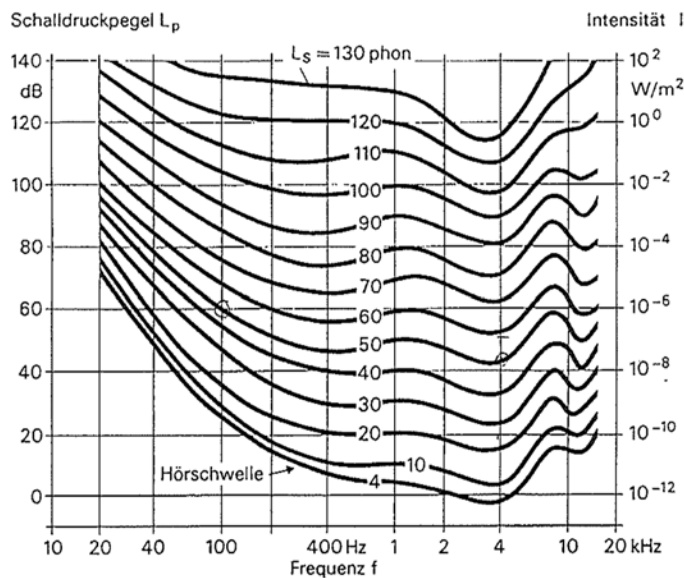


Abbildung 2.10: Kurven gleicher Lautstärke [4]

Abbildung 2.10 zeigt eine in Zusammenhang mit der Lautstärke oft verwendete Darstellung. Diese Kurven gleicher Lautstärke geben an, welchen Schalldruckpegel ein reiner Sinuston mit der Frequenz f haben müsste, um jeweils als gleichlaut zu erscheinen. Daher stimmt definitionsgemäß bei einer Frequenz von 1000 Hz der Schalldruckpegel in dB mit der Lautstärke in phon überein. In der Abbildung ist ebenfalls zu erkennen, dass die maximale Empfindlichkeit des Gehörs bei etwa 4 kHz liegt. Zu tieferen wie auch zu ganz hohen Frequenzen hin nimmt die Empfindlichkeit ab. Daher werden im Allgemeinen tieffrequente Töne als weniger laut empfunden. Die Ruhehörschwelle ist ihrer Definition nach auch eine Kurve gleicher Lautstärke. Dort ist gerade die Grenze der Lautstärkeempfindung erreicht. Diese Kurven stellen die Grundlage für die Bewertungskurven nach DIN 45663 dar (Näheres siehe Anhang A.3) [4, 6, 13].

2.3.3 Reizgrößen und Empfindungsgrößen

Das Hörempfinden ist in der Regel sehr komplex und meist nicht nur durch eine Größe beschreibbar. Deshalb wurden in der Psychoakustik mehrere sogenannte Empfindungsgrößen definiert, um den Höreindruck vollständig beschreiben zu können. Die wichtigste Aufgabe der Psychoakustik ist es, eindeutige Zusammenhänge zwischen Reizgrößen und Empfindungsgrößen herzustellen. Dabei versteht man unter Reizgrößen physikalisch messbare Größen. Empfindungsgrößen werden hingegen durch die subjektive Beschreibung von Versuchspersonen ermittelt. Tabelle 2.6 gibt eine Übersicht über die wichtigsten psychoakustischen Empfindungsgrößen. Eine Empfindungsgröße wird immer von allen Reizgrößen beeinflusst, wenn auch unterschiedlich stark. Wie die Reizgrößen sind auch die Empfindungsgrößen erst ab einem gewissen Schwellenwert wahrnehmbar. Der Schalldruckpegel ist die dominierende Reizgröße für die Lautstärkeempfindung, die Frequenz dominierend für die Tonhöhenempfindung. Die Rauigkeit wird hingegen von der Modulationsfrequenz wie auch vom Modulationsgrad beeinflusst [12, 13].

Tabelle 2.6: Psychoakustische Empfindungsgrößen [12]

Größe	Formelzeichen	Einheit
Lautheit	N	sones
Rauigkeit	R	asper
Schärfe	S	acum
Tonhöhe	Z	bark
Klanghaftigkeit	K	tu

3 Entstehung des Motorgeräuschs

Der Verbrennungsmotor stellt eine dominierende Geräuschquelle am Fahrzeug dar. Als Geräuschquellen am Motor können unter anderem das Ansauggeräusch, das Kühler- und Lüftergeräusch, das Mündungsgeräusch und die Schallabstrahlung von der Abgasanlage angeführt werden. Als eigentliches Motorgeräusch bezeichnet man hingegen nur den vom Motorblock selbst abgestrahlten Luftschall. Dieses kann weiter in ein Verbrennungsgeräusch und ein mechanisches Geräusch unterteilt werden. Interessant dabei ist, dass der Anteil der vom Motor abgestrahlten Schalleistung bei modernen Pkw-Dieselmotoren nur etwa $2.5 \cdot 10^{-7}$ der Motornennleistung beträgt [7]. Dieses Verhältnis ist auch als akustischer Wirkungsgrad bekannt.

Die Kapitel 3.1 und 3.2 beschreiben die Entstehung des Verbrennungsgeräuschs und des mechanischen Geräuschs. Kapitel 3.3 behandelt die Übertragungskette bei der Geräuschenstehung am Motor.

3.1 Verbrennungsgeräusch

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst: [4, 14].

Das Verbrennungsgeräusch ist der Anteil am Motorgeräusch, für dessen Anregung die Gaskraft verantwortlich ist. Der Druckanstieg durch die Verbrennung wirkt wie eine Stoßanregung. Ein Stoß stellt eine breitbandige Anregung dar, die alle Frequenzen anregt. Gerade bei Motoren mit Direkteinspritzung treten in bestimmten Betriebspunkten hohe Umsatzraten und infolge hohe Druckgradienten auf [15]. Das Anregungsspektrum hängt von verschiedenen Kenngrößen des Zylinderdruckverlaufs ab. Die nachfolgenden Zusammenhänge beziehen sich auf eine Drehzahl in der Einheit s^{-1} . Bis zu einer Frequenz von $f = 10 \cdot n$ wird das Spektrum durch den Spitzendruck p_{\max} bestimmt. Bis zur Frequenz von $f = 40 \cdot n$ ist der maximale Druckanstieg $dp/d\varphi_{\max}$ von Bedeutung, darüber hinaus das Maximum der Druckanstiegsgeschwindigkeit $d^2p/d\varphi^2_{\max}$. Noch höhere Frequenzen entstehen durch die Ausbildung von Eigenschwingungen im Brennraum, die zu Überhöhungen im Anregungsspektrum führen. Für den A-bewerteten Pegel sind in der Regel die vom Druckanstieg und von der Druckanstiegsgeschwindigkeit bestimmten Frequenzbereiche maßgebend, da diese den größten energetischen Anteil ausmachen. Die Überhöhungen bestimmen allerdings die subjektiv empfundene Lästigkeit des Verbrennungsgeräuschs [14]. Diese Schwingungen sind jedoch schwer zu messen, da, je nach Einbauposition des Zylinderdrucksensors,

dem Drucksignal in den meisten Fällen auch Pfeifenschwingungen überlagert sind. Für das charakteristische „Diesel-Nageln“ ist ein Anregungsspektrum im Bereich von etwa $800 \text{ Hz} \div 4000 \text{ Hz}$ verantwortlich. Bei einer Motordrehzahl von $n = 20,83 \text{ s}^{-1}$ (1250 min^{-1}) entspricht das einem Frequenzbereich von $f = 38,4 \cdot n \div f = 192 \cdot n$. Der für das „Diesel-Nageln“ relevante Bereich befindet sich demnach im oberen Frequenzbereich des in der Literatur beschriebenen Anregungsspektrums. Abbildung 3.1 zeigt die zuvor beschriebenen Einflüsse des Zylinderdruckverlaufs auf das Anregungsspektrum im Frequenzbereich. Das Anregungsspektrum wird dabei mittels Fourier-Analyse aus dem Zylinderdruckverlauf berechnet, d.h. das Drucksignal wird in die Frequenzkomponenten, aus den es besteht, zerlegt.

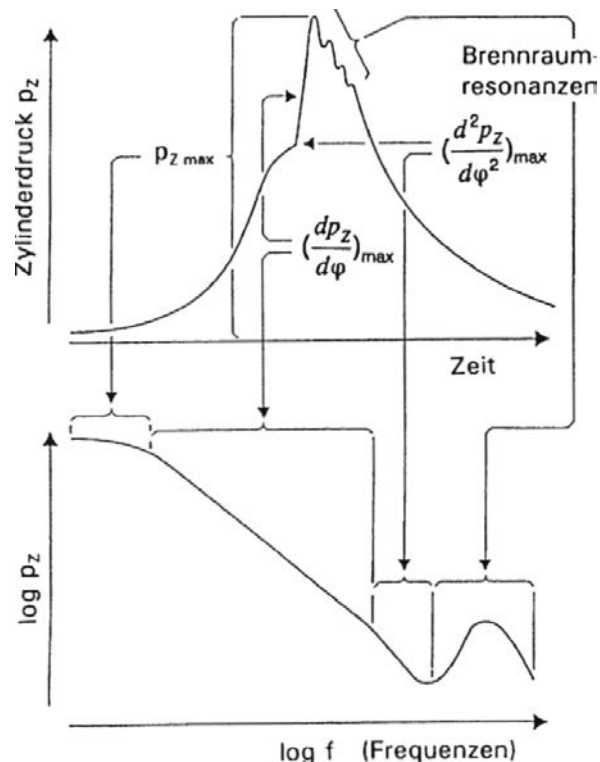


Abbildung 3.1: Zylinderdruck-Anregungsspektrum [14]

Eine akustisch günstige Geräuschanregung wird demnach durch einen weichen Zylinderdruckverlauf erreicht. Bestimmend dafür sind die Bedingungen bei der Verbrennungseinleitung [14]. Im instationären Betrieb verschlechtern sich die Verhältnisse hinsichtlich Akustik, da die Zündbedingungen ungünstiger werden [4]. Eine weit verbreitete Maßnahme zur Reduktion des Verbrennungsgeräuschs, stationär wie auch instationär, ist die Verringerung des Verbrennungsstoßes. Dieser entsteht, wenn eine große Menge an Kraftstoff während der Zündverzugszeit eingespritzt wird. Da bei einsetzender Verbrennung aufgrund des ansteigenden Drucks und der erhöhten Temperatur die Zündverzugszeit stark verkürzt wird, werden große Teile des vorgemischten Frischga-

ses gleichzeitig umgesetzt. Eine vorgemischte Verbrennung ist aufgrund der raschen Umsetzung akustisch ungünstig. Daher lagert man der Haupteinspritzung eine Pilo-teinspritzung vor, dass möglichst nur diese Pilotmenge als vorgemischte Verbrennung umgesetzt wird. Die Umsetzung der Haupteinspritzung erfolgt in der Folge mit an-nähernd konstanter Zündverzugszeit als diffusionskontrollierte Verbrennung. Dadurch kann der unerwünschte Verbrennungsstoß verringert werden.

Eine weitere Unterteilung in ein direktes- und ein indirektes Verbrennungsgeräusch ist möglich. Bei aufgeladenen, direkteinspritzenden Dieselmotoren (also bei fast allen modernen Pkw-Dieselmotoren) dominiert das indirekte Verbrennungsgeräusch im Be-reich der Vollast [7]. Im Teillastbereich hingegen steht die Geräuschanregung durch das direkte Verbrennungsgeräusch im Vordergrund [14].

Direktes Verbrennungsgeräusch

Das direkte Verbrennungsgeräusch entsteht infolge der Körperschallanregung im Brenn-raum selbst [14].

Indirektes Verbrennungsgeräusch

Zum indirekten Verbrennungsgeräusch zählen alle Stoßanregungen, die unter Gaskraf-teinfluss stattfinden [14]. Es ist daher eine Abhängigkeit des Geräuschs vom Verbren-nungsdruck vorhanden [7]. Die Stoßanregungen entstehen dabei durch Anlagewechsel der Bauteile beim Durchlaufen von Spielen. Hauptverursacher des indirekten Verbren-nungsgeräuschs ist der Kolbenschlag, aber auch andere spielbehaftete Bauteile des Kurbeltriebs tragen dazu bei. Die Kolbensekundärbewegung kann zur Geräuschre-duktion durch die Kolbenbolzendesachsierung beeinflusst werden. Das Ziel dabei ist, die Anlagewechsel in Bereiche mit möglichst niedrigem Zylinderdruck zu verschieben, da die Gaskraft einer der Haupteinflussfaktoren für das Kolben-Kippmoment ist [17]. Durch ein reduziertes Kippmoment wird auch die Stoßanregung beim Anlagewechsel verringert.

Der Zusammenhang des indirekten Verbrennungsgeräuschs mit dem „Diesel-Nageln“ ist noch nicht vollständig untersucht. In [15] wird beispielsweise nachgewiesen, dass das Nagelgeräusch nicht ausschließlich durch den Verbrennungsablauf bestimmt wird, sondern auch in Interaktion mit Pleuel- und Kurbeltriebsschwingungen steht.

3.2 Mechanisches Geräusch

Zum mechanischen Geräusch werden alle lastunabhängigen Geräuschanteile gezählt, bei denen die Anregung durch die Massenkkräfte erfolgt [4, 12]. Es besteht vorwie-gend aus dem Kurbeltriebs-, dem Ventiltriebs-, und dem Einspritzpumpengeräusch, wie auch dem Injektortickern. Eine exakte Trennung zwischen mechanischem- und in-direktem Verbrennungsgeräusch ist nicht immer möglich, weil Gas- und Massenkkräfte

meist gleichzeitig und am selben Ort an der Geräuscentstehung beteiligt sind [4]. So kann etwa das Kolbengeräusch, wenn nicht näher zwischen direktem- und indirektem Verbrennungsgeräusch differenziert wird, auch dem mechanischen Geräusch zugeteilt werden. Wie schon beim indirekten Verbrennungsgeräusch sind auch hier Stoßanregungen durch die Spielüberbrückung der mechanischen Komponenten für die Geräuscentstehung verantwortlich. Diese Stöße entstehen etwa im Ventiltrieb beim Schließen der Ventile, in allen Lagerstellen und auch, vor allem bei Motoren mit kleiner Zylinderzahl, durch das schwankende Drehmoment [7].

Motor und Getriebe bilden bei Fahrzeugmotoren meist eine Einheit. Daher wird auch das Getriebeegeräusch dem mechanischen Geräusch zugeschrieben. Das Getriebeegeräusch ist für das subjektive Geräuschempfinden von besonderer Bedeutung, da die Vielfachen der Zahneingriffsordnungen im Luftschallspektrum teils deutlich hervortreten. Bei Wechselbelastungen entsteht aufgrund von Spielüberbrückungen zwischen den Zahnflanken das charakteristische Rasseln. Das Getriebeegeräusch kann durch einen sanft gestalteten Anlagewechsel der Flanken weitgehend reduziert werden, etwa mittels Schräg- oder Hochverzahnungen [7].

3.3 Geräuscentstehung

Die Geräuscentstehung kann ganz allgemein in folgende Mechanismen unterteilt werden:

- Anregung
- Strukturübertragung
- Abstrahlung

Diese Mechanismen sind in Abbildung 3.2 nochmals schematisch für die Geräuscentstehung am Verbrennungsmotor dargestellt.

Anregung

Die Anregung im Motor erfolgt einerseits durch den Druckanstieg bei der Verbrennung, aber auch durch die Stöße der spielbehafteten Komponenten.

Strukturübertragung

Durch diese Anregung wird die Struktur in Schwingung versetzt. Die Schwingungsübertragung in der Struktur bezeichnet man als Körperschall. Jeder Körper besitzt, abhängig vom Material, eine dämpfende Wirkung. Auch dessen Form hat Einfluss auf die Übertragung. Die Schwingungen werden demnach bei der Übertragung abgeschwächt, wobei die Höhe dieser Abschwächung durch Material und Form der Struktur

bestimmt ist. Ermittelt man die Höhe dieser Abschwächung über dem Frequenzbereich, so erhält man die Übertragungsfunktion des Bauteils. Materialwahl und Formgebung sind jedoch meist durch Bauteileigenschaften wie Funktion, Festigkeit oder Gewicht bestimmt und nur teilweise durch die Akustik. Tendenziell gilt, dass sich Leichtbaumaßnahmen negativ auf die Akustik auswirken, da, stark vereinfacht ausgedrückt, weniger Masse immer auch weniger Abschwächung bedeutet.

Abstrahlung

Die Schallabstrahlung wird durch schwingende Oberflächen verursacht. Diese regen die Luftteilchen zu Schwingungen an. Diese Schwingungen pflanzen sich dann als Dichteschwankungen in der Luft fort. Grundsätzlich ist eine steife Struktur wünschenswert, da bei dieser die Schwingungsamplituden geringer sind. Auch eine Lage der Eigenfrequenz der Struktur oberhalb der anregenden Frequenzen ist wünschenswert, damit keine Resonanzen auftreten können. Ist eine unterkritische Auslegung nicht möglich, so sollte die Frequenz des Bauteils möglichst tief, in einem akustisch nicht relevanten Bereich liegen.

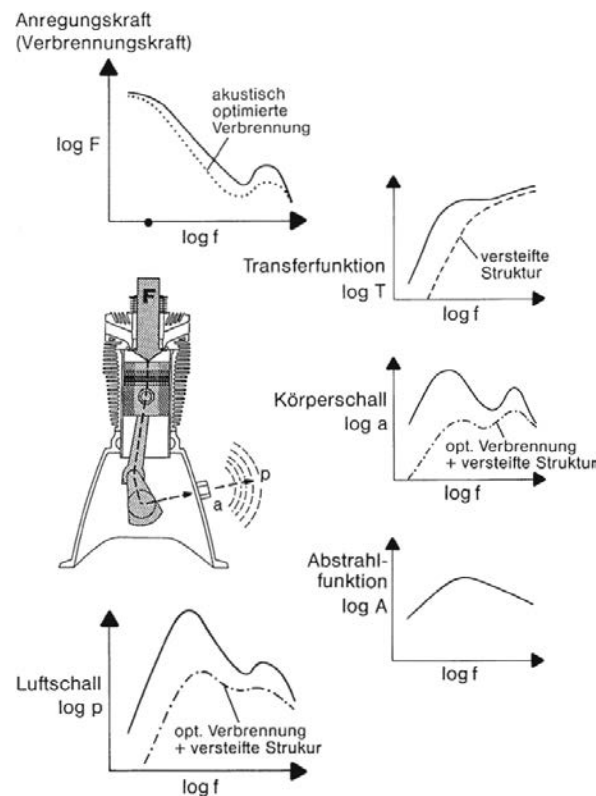


Abbildung 3.2: Mechanismen der Geräuschenstehung [14]

Um das Geräusch zu senken, kann an jedem der genannten Punkte angegriffen werden. Eine akustische Entkoppelung großer abstrahlender Oberflächen, wie etwa der Ölwanne oder dem Ventildeckel, vom Rest des Motors verringert die Anregung. Durch die Verwendung stark dämpfender Materialien, wie z.B. Sandwichbleche, wird in die Strukturübertragung eingegriffen. Eine Kapselung des Motors verringert die Abstrahlung im eigentlichem Sinn.

Wichtig: Alle hörbaren Geräusche werden letztendlich von der Motoroberfläche abgestrahlt!

4 Aufbau des Simulationsmodells

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde neben diversen Messungen eine Ladungswechselsimulation durchgeführt. Ziel dabei war es, ein Modell des Motors vom Typ BMW N47D20O1 zu erstellen, das auch den Zugang zu nicht messbaren Größen ermöglicht. Die Simulation wurde mit dem 1d-Ladungswechsel-Simulationsprogramm AVL-Boost durchgeführt. Das Modell wurde in Anlehnung an ein bereits vorhandenes Modell erstellt, jedoch zum besseren Verständnis, aber auch zur Fehlervermeidung von Grund auf neu aufgebaut. Die Absicht dabei war, ein selbstständiges Modell zu erstellen, das nach möglichst wenigen vorzugebenden Parametern verlangt. Die Abstimmung erfolgte mit besonderem Augenmerk auf den Bereich, in dem die Verbrennungsgeräuschüberhöhungen auftreten. Der simulierte Bereich erstreckt sich über den Drehzahlbereich von $1250 \div 3500 \text{ min}^{-1}$ und bis zu einem effektivem Mitteldruck von 18 bar. Die Rechenaufösung der Simulation wurde zu Beginn mit 1°KW festgelegt. Im Laufe der Auswertung musste die Auflösung aber verfeinert werden, da dies für die weiterführenden Berechnungen basierend auf den Zylinderdruckverläufen erforderlich war. Die Rechenzeit wurde dadurch allerdings merklich erhöht.

In Kapitel 4.1 werden das Modell und dessen Funktionen beschrieben. Stellvertretend für die vorbereitenden Berechnungen bei der Modellerstellung zeigt Kapitel 4.2 die Durchführung der Turbolader-Berechnung. Kapitel 4.3 handelt von allfälligen Schwierigkeiten, die bei der Modellabstimmung aufgetaucht sind. Das Kapitel 4.4 geht im Zuge dessen näher auf die Abstimmung des Wärmeübergangsmodells ein.

4.1 Modellbeschreibung

Abbildung 4.1 zeigt den Letztstand des erstellten Simulationsmodells. Der Luftpfad entspricht in seinem Aufbau dem des Serienmotors, lediglich die Leitungen für die Prüfstandsanzbindung wurden adaptiert. Die Aufgabe des abgebildeten Modells ist es, den Prüfstandsaufbau nachzubilden und für die bereits vorhandenen Kennfelder detailliertere Informationen über den Ladungswechsel zu ermitteln. Die Messpunkte 1 \div 7 in Abbildung 4.1 entsprechen den auch am Motorprüfstand verwendeten Druck- und Temperaturmessstellen (Benennung der Messstellen siehe Anhang A.4). Anhand dieser Messpunkte ist eine Abstimmung des Modells mit dem Kennfeld möglich. Alle anderen Messpunkte liefern zusätzliche Informationen, zum Teil an am realen Motor schwer zugänglichen Positionen.

Die Schwierigkeit bei der Modellerstellung bestand darin, das Modell nicht nur in

einem Betriebspunkt, sondern über einen weiten Kennfeldbereich hinweg abzustimmen. Dabei gibt es auch einige Größen, die in jedem Betriebspunkt eine Anpassung erfordern. Dafür wurden Regler in das Modell eingebunden, die diese Aufgabe anhand von vorgegebenen Sollwerten selbsttätig ausführen. So wird die AGR-Rate beispielsweise vom Regler PID 1 eingestellt. Zwischen Sammler und Zylinder befinden sich die Einlasskanäle, links der Füllkanal (z.B. Pipe 19) und rechts der Drallkanal (z.B. Pipe 31). Die Drossel (Restriction 3) bildet die Drallklappe nach. Dafür wurde die von der Motorsteuerung vorgegebene Drallklappenposition für jeden Betriebspunkt in den Durchflusskoeffizienten der Drossel umgerechnet. Die Funktion der Drallklappe ist in Abbildung 4.2 veranschaulicht. Grundsätzlich ist die Drallklappe geöffnet und es werden beide Einlasskanäle zur Füllung genutzt. Im Bereich niedriger Last und Drehzahl, wo eine zusätzliche Ladungsbewegung zur Unterstützung der Gemischbildung nötig ist, wird die Klappe geschlossen. Die gesamte Luftmasse strömt nun durch den Drallkanal und erzeugt dadurch eine erhöhte Ladungsbewegung. Das Drallniveau kann beliebig angepasst werden, da die Drallklappe stufenlos verstellbar ist. Die Tatsache, dass die Drallklappe im Füllkanal sitzt soll hier nochmals erwähnt werden. Die Drallklappe verschließt den Füllkanal wodurch der Zylinder nur mehr über den Drallkanal befüllt wird. Bei den Prüfstandsmessungen war die Abgasnachbehandlung nicht verbaut. Der entsprechende Abgasgegendruck wurde über eine Klappe eingestellt. Diese Anpassung

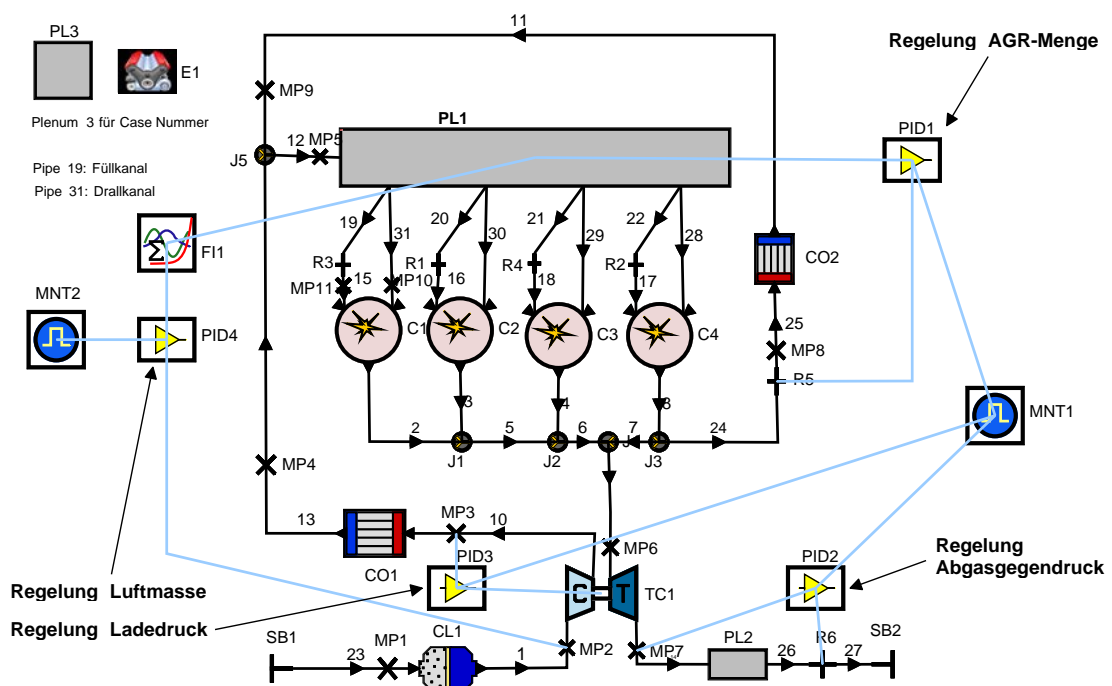


Abbildung 4.1: BOOST-Modell BMW N47D2001

des Abgasgegendrucks erfolgt auch beim Simulationsmodell automatisiert durch den Regler PID 2.

Im Zuge der Modellerstellung existierten bereits Modelle, bei denen weitaus mehr Größen geregelt wurden. Davon wurde aber wieder abgegangen, da die Selbstständigkeit des Modells unter der großen Menge an erforderlichen Parametern leidet. Außerdem konnte auch durch die größere Anzahl an vorgegebenen Parametern die Genauigkeit des Modells nicht wesentlich erhöht werden. Letztendlich wurde allerdings ein guter Kompromiss zwischen Eingabeaufwand und Konvergenz mit den Messwerten gefunden.



Abbildung 4.2: geschlossene (links) und geöffnete (rechts) Drallklappe [16]

4.2 Turbolader-Berechnung

Bei der Ladungswechselsimulation wurde der Turbolader durch ein vereinfachtes Modell (simplified Model) nachgebildet. Dieses Modell berechnet die Zustandsänderungen im Turbolader anhand der nachfolgend angeführten Gleichungen. Bei der Anwendung dieses Modells ist für jeden Betriebspunkt die Angabe des entsprechenden Turboladerwirkungsgrads erforderlich. Da, wie bereits erwähnt, von diesem Motortyp Kennfelder vorhanden waren, konnten diese zur Berechnung der Wirkungsgrade verwendet werden. Die daraus ermittelten Werte dienten bei der Simulation als Anhaltspunkt. Damit der geforderte Ladedruck exakt erreicht wird, wurde das veränderliche Druckverhältnis an der Turbine durch den Regler PID 3 angepasst. Etwaig auftretende Abweichungen des Abgasgegendrucks wurden über den mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers korrigiert. Ein bei solchen Berechnungen häufig verwendeter Kennwert ist das Druckverhältnis am Kompressor und an der Turbine:

$$\pi_{\text{comp}} = \frac{p_{20}}{p_{10}} \hat{=} \frac{p_{\text{nach}}}{p_{\text{vor}}} \quad (4.1)$$

$$\pi_{\text{turb}} = \frac{p_{31}}{p_{40}} \hat{=} \frac{p_{\text{vor}}}{p_{\text{nach}}} \quad (4.2)$$

Nach [5] ist der Verdichterwirkungsgrad als Quotient aus isentroper und innerer Verdichterarbeit definiert. Definitionsgemäß ist dies der innere isentrope Wirkungsgrad:

$$\eta_{s-i,\text{comp}} = \frac{\text{isentrope Verdichterarbeit}}{\text{innere Verdichterarbeit}} \quad (4.3)$$

$$\eta_{s-i,\text{comp}} = \frac{W_{s,\text{comp}}}{W_{\text{comp}}} \quad (4.4)$$

Die tatsächliche Arbeit wird aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme berechnet. Aufgrund der schnellen Durchströmung und der niedrigen Wandtemperatur kann die Zustandsänderung näherungsweise als adiabat angesehen werden. Die über die Wand abgeführte Wärme q_w kann vernachlässigt werden:

$$w_{\text{comp}} = h_{20} - h_{10} - q_w \quad (4.5)$$

$$q_w \approx 0 \quad (4.6)$$

$$w_{\text{comp}} = h_{20} - h_{10} \quad (4.7)$$

Setzt man diesen Zusammenhang in Gleichung 4.4 ein, so gilt für ideales Gas mit konstanter spezifischer Wärmekapazität c_p :

$$\eta_{s-i,\text{comp}} = \frac{h_{20s} - h_{10}}{h_{20} - h_{10}} = \frac{c_p \cdot (T_{20s} - T_{10})}{c_p \cdot (T_{20} - T_{10})} \quad (4.8)$$

$$\eta_{s-i,\text{comp}} = \frac{\left(\frac{p_{20}}{p_{10}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{20}}{T_{10}} - 1} \quad (4.9)$$

Für den Turbinenwirkungsgrad gilt ein analoger Zusammenhang [5]:

$$\eta_{s-i,\text{turb}} = \frac{\text{innere Turbinenarbeit}}{\text{isentrope Turbinenarbeit}} \quad (4.10)$$

$$\eta_{s-i,\text{turb}} = \frac{W_{\text{turb}}}{W_{s,\text{turb}}} \quad (4.11)$$

Die über die Wand abgeführte Wärme darf allerdings bei der Turbine keineswegs vernachlässigt werden. Die innere Arbeit der Turbine kann daher nicht direkt berechnet werden. Diese ist jedoch über die Energiebilanz an der Welle zugänglich [5]:

$$\eta_m = \frac{W_{\text{comp}}}{W_{\text{turb}}} \quad (4.12)$$

$$W_{\text{turb}} = \frac{W_{\text{comp}}}{\eta_m} \quad (4.13)$$

Setzt man den Zusammenhang 4.13 in Gleichung 4.4 ein, so kann der innere isentrope Wirkungsgrad der Turbine ohne die innere Turbinenarbeit ausgedrückt werden:

$$\eta_{s-i,turb} = \frac{W_{comp}}{W_{s,turb} \cdot \eta_m} \quad (4.14)$$

Die Leistung eines Massenstroms ganz allgemein ist [5]:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.15)$$

Setzt man den Luftmassenstrom \dot{m}_L in kg/s in Gleichung 4.15 ein, so ergibt sich für Verdichter und Turbine eine Leistung von:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{20} - T_{10}) \quad (4.16)$$

$$\dot{W}_{s,turb} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{31} - T_{40s}) \quad (4.17)$$

Das Produkt von Verdichter-, Turbinenwirkungsgrad und dem mechanischen Wirkungsgrad wird üblicherweise als Gesamtwirkungsgrad des Turboladers bezeichnet (im Gegensatz zur thermodynamischen Definition $\eta = \text{Nutzen}/\text{Aufwand}$) [5]:

$$\eta_{TC} = \eta_{s-i,comp} \cdot \eta_{s-i,turb} \cdot \eta_m \quad (4.18)$$

Es hat sich gezeigt, dass auch eine näherungsweise Berechnung mit $\kappa = 1.4$ eine sehr gute Übereinstimmungen von Druck und Temperatur mit dem Kennfeld ergibt. Allerdings liefert die Berechnung erst ab einem Mitteldruck von etwa 2 bar sinnvolle Werte, da darunter die Massenströme so gering sind, dass sich Messungenauigkeiten gravierend auswirken.

4.3 Schwierigkeiten bei der Modellabstimmung

Als große Schwierigkeit bei der Modellerstellung hat sich die Datenbeschaffung erwiesen. Da das Modell von Grund auf neu aufgebaut wurde, mussten auch alle verwendeten Daten validiert werden. Es erfolgte eine ständige Adaption der Geometrie des Luftpfades durch Abmessen dieser am realen Motor sowie auch im CAD-Modell. Um einen Dieselmotor richtig abzubilden müssen in erster Näherung folgende Punkte mit der Realität übereinstimmen:

- Einspritzmenge & Brennverlauf
- Ladedruck
- Durchflusskoeffizienten der Ventile

Die benötigte Einspritzmenge und der Ladedruck sind aus dem Kennfeld bekannt. Zur Abbildung der Verbrennung wird auch der Brennverlauf benötigt. Dieser entspricht der gesamten durch die Verbrennung freigesetzten Energiemenge. Der Brennverlauf wird auch häufig als Rate Of Heat Release (ROHR) bezeichnet. Aus den Zylinderdruckverläufen der Messung kann allerdings nur der Heizverlauf errechnet werden, da der Wandwärmeverlust des realen Motors nicht bekannt ist. Der Heizverlauf ist der Brennverlauf abzüglich der Wandwärmeverluste, er entspricht der dem Arbeitsgas zugeführten Wärme. Dieser errechnete Heizverlauf wurde für die Simulation als Brennverlaufsvorgabe verwendet. Dies bedingt allerdings einen geringen Fehler, der aus Mangel an Alternativen aber in Kauf genommen werden muss. Der Wärmeverlust ist stark vom Druck- und Temperaturniveau im Brennraum abhängig. Dies hat zur Folge, dass nur bei hohen Energieumsatzraten auch ein nennenswerter Wärmeverlust stattfindet. Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 4.3 eine Gegenüberstellung des Brennverlaufs $dQ_B/d\varphi$ mit dem Wandwärmeverlust $dQ_W/d\varphi$ eines simulierten Betriebspunkts. Darin ist ersichtlich, dass der Wandwärmeverlust $dQ_W/d\varphi$ erst etwas zeitverzögert zur Energieumsetzung ansteigt. Außerdem ist sein Absolutwert im Vergleich zu dem der zugeführten Energiemenge vergleichsweise gering. Die Form des Brennverlaufs $dQ_B/d\varphi$ weicht daher nur geringfügig von der des Heizverlaufs $dQ_H/d\varphi$ ab. Die momentane Energieumsatzrate der Simulation ist zudem immer relativ, da der Brennverlauf auf die jeweilige Einspritzmenge bezogen wird. Die Einspritzmenge wird als externer Parameter aus dem Kennfeld korrekt vorgegeben. Solange

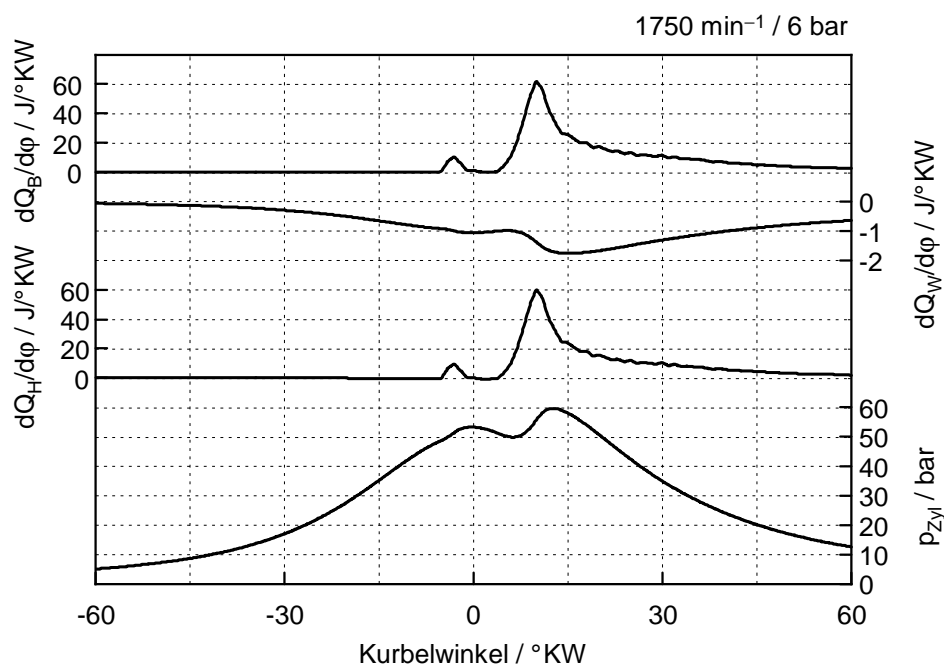


Abbildung 4.3: Gegenüberstellung von Brennverlauf, Wandwärmeverlust und Heizverlauf

die Verbrennungsschwerpunktslage von simuliertem und gemessenem Betriebspunkt übereinstimmt, kann der Einfluss der abweichenden Form vernachlässigt werden.

Für die Durchflusskoeffizienten der Ventile lagen bereits am Strömungsprüfstand ermittelte Kurven vor. Diese Messung erfolgte mit geöffneter Drallklappe, wodurch diese durch eine Drossel separat abgebildet werden musste. Die Modellierung der Drallklappe ist lediglich für den Durchflusswiderstand von Bedeutung. Die Verbrennung wird vereinfacht durch Erhaltungsgleichungen berechnet, somit kann der Einfluss des Dralls dabei gar nicht berücksichtigt werden.

Der Druckverlust im Luftfilter und im Ladeluftkühler konnte aus den Drücken vor und nach Bauteil ermittelt werden. Die Schwierigkeit dabei war jedoch, dass Unterschiede im Druckverlust zwischen den aufgenommenen Messreihen bereits größer waren als die Abweichungen der Simulation.

Trotzdem noch vorhandene Abweichungen der Luftmasse wurden durch den Regler PID 4 korrigiert. Dieser passt die Durchflusskoeffizienten beim Ausströmen aus dem Sammler so an, dass die richtige Luftmasse erreicht wird. Eine Abflussdrosselung hat sich dabei gegenüber einer Zuflussdrosselung in Pipe 12 hinsichtlich der Regelung als vorteilhafter erwiesen. Der dadurch entstehende Druckverlust an der Drossel ist aber im Vergleich zu Ladedruck und Spitzendruck bei der Verbrennung vernachlässigbar. Oder anders formuliert, eine Abweichung der Luftmasse hätte eine weitaus gravierendere Auswirkung als der so zusätzlich entstehende Druckverlust.

Ein weiterer zeitraubender Punkt der Simulation war die Abstimmung des Wärmeübergangsmodells. Anfangs wurde das Wärmeübergangsmodell nach Woschni gewählt, letztendlich konnte aber mit dem Modell nach Hohenberg eine weitaus bessere Übereinstimmung erzielt werden. Die Vorgehensweise bei der Abstimmung wird im nachfolgenden Kapitel 4.4 detailliert beschrieben.

4.4 Abstimmung des Wärmeübergangsmodells

Wie zuvor bereits erwähnt, kommt der Auswahl des richtigen Wärmeübergangsmodells einiges an Bedeutung zu. Die Auswahl des Ansatzes zur Wärmeübergangsberechnung steht dem Nutzer frei. Das Wärmeübergangsmodell ist in 3 Zonen unterteilt, mit denen die unterschiedlichen Wandtemperaturen von Zylinderkopf, Kolben und Liner berücksichtigt werden. Richtwerte für die Wandtemperatur des Zylinderkopfs wurden aus am IVT vorhandenen Daten entnommen, siehe Abbildung 4.4. Die darin angegebenen Temperaturen wurden durch die Oberflächentemperaturmethode bestimmt. Dabei wird mit Sonden, die im Zylinderkopf appliziert sind, der Wandwärmestrom gemessen. Unter der vereinfachten Annahme, dass im betrachteten Körper keine inneren Wärmequellen vorhanden sind und das Wärmestromfeld eindimensional ist (d. h. wenn nur normal zur Brennraumoberfläche ein Temperaturgradient auftritt), kann über die Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung auf die Wandtemperatur geschlossen werden [10]. Für die restlichen Brennraumzonen können folgende Wandtemperaturen

angenommen werden:

$$T_{W, \text{Kolben}} = T_{W, \text{Kopf}} + 20 \text{ K} \quad (4.19)$$

$$T_{W, \text{Liner-TDC}} = T_{W, \text{Kopf}} - 20 \text{ K} \quad (4.20)$$

$$T_{W, \text{Liner-BDC}} = T_{W, \text{Kopf}} - 35 \text{ K} \quad (4.21)$$

Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, dass die Wandtemperatur nicht deutlich unter 90°C liegen kann, da dies der Betriebstemperatur des Motors entspricht. Auf diese Randbedingung muss vor allem bei niedrigen Lastpunkten Rücksicht genommen werden.

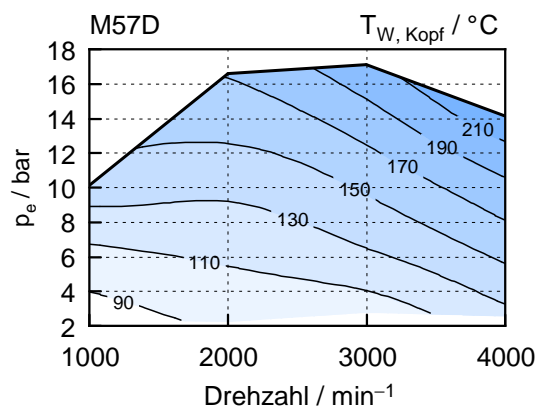


Abbildung 4.4: Wandtemperatur des Zylinderkopfs, Quelle: IVT

Abbildung 4.5 zeigt den kurbelwinkelaufgelösten Verlauf des gesamten Wandwärmestroms für verschiedene Lastpunkte bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} . Dabei wird zwischen dem Wandwärmeübergangmodell nach Hohenberg und dem nach Woschni verglichen. Auf der Abszisse ist der Bereich eines gesamten Arbeitsspiels aufgetragen. Der Zünd-OT liegt bei 0°KW , der Ladungswechsel-OT befindet sich bei -360 bzw. $+360^\circ\text{KW}$. Das Modell nach Hohenberg entspricht dem letztendlich für die Simulation verwendeten Wärmeübergangmodell. Beim Wärmeübergangmodell nach Woschni wurden dieselben Einstellungen verwendet, um gleiche Voraussetzungen für den Vergleich zu schaffen. Im Diagramm ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang nach Woschni vor allem während der Verbrennung und auch in der Ladungswechselphase, im Bereich von $+140 \div +270^\circ\text{KW}$, viel höher bewertet ist als der Wärmeübergang nach Hohenberg. Während dieser Phasen ist auch eine ausgeprägtere Lastabhängigkeit zu erkennen. So ist im Betriebspunkt $2000 \text{ min}^{-1}/18 \text{ bar}$ der maximale Wandwärmeverlust beim Modell nach Woschni um ein Drittel höher als beim Modell nach Hohenberg. In der Verdichtungsphase hingegen verhalten sich beide Modelle annähernd gleich. Der Wandwärmeverlust dort ist beim Modell nach Woschni um maximal $0.5 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ höher als beim Modell nach Hohenberg. Die Unstetigkeit im Verlauf des Wandwärmestroms nach Woschni kennzeichnet den Beginn der Ladungswechselphase (Auslass öffnet bei

ca. $+140^\circ\text{KW}$). Diese Unstetigkeit entsteht, weil bei diesem Modell während der Ladungswechselphase ein anderer Wärmeübergangskoeffizient verwendet wird.

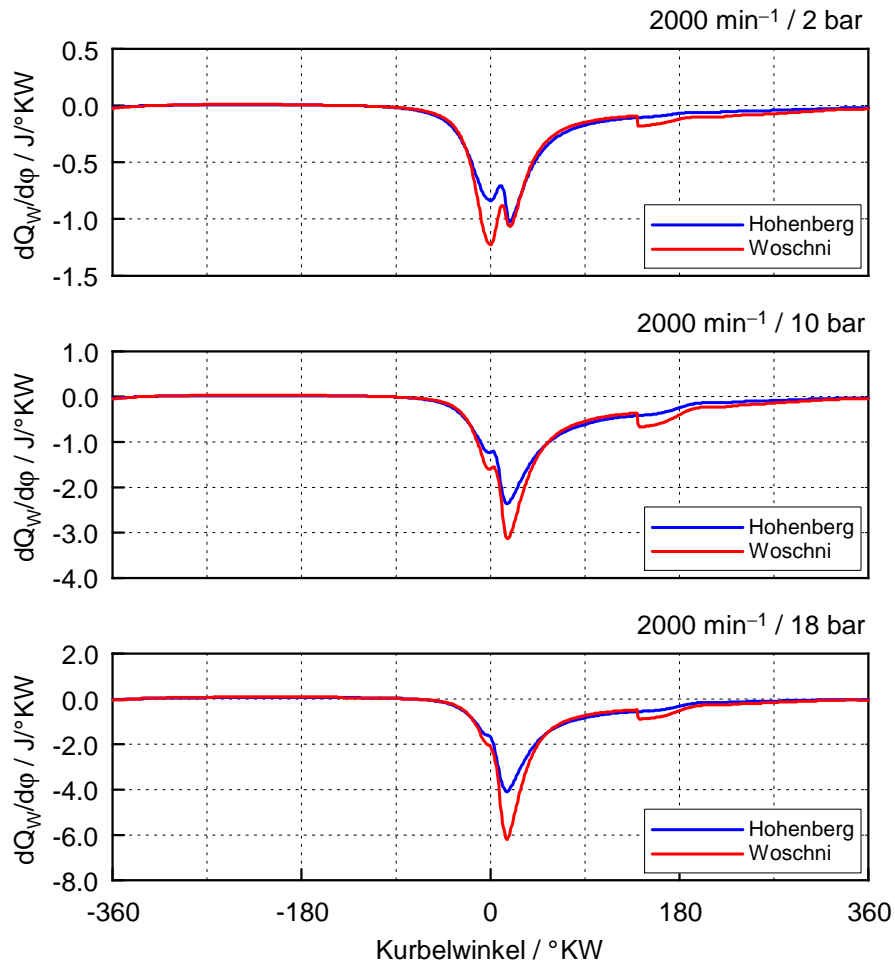


Abbildung 4.5: Gesamter Wandwärmestrom in verschiedenen Betriebspunkten

Abbildung 4.6 und 4.7 zeigen einen Vergleich der vom Simulationsmodell erzielten Mitteldrücke mit denen aus der Messung, ebenfalls bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} . Die Messung wurde als Vorgabe für das Simulationsmodell verwendet. Daher sollte sich, wenn der restliche Motorprozess richtig modelliert wird, auch der gleiche Mitteldruck ergeben. Diese Diagramme wurden hauptsächlich zur Modellabstimmung benutzt. Als gemeinsame Größe auf der Abszisse wird die Einspritzmenge verwendet, da diese bei der Simulation vorgegeben wird, und somit exakt mit der Messung übereinstimmt. Die Zahlenwerte der Einspritzmenge beziehen sich auf den Einzelzylinder. Die in Abbildung 4.5 gezeigte Tendenz spiegelt sich auch hier wieder. Der Wandwärmeverlust nach dem Modell nach Woschni ist zu höherer Last hin für die Anwendung an diesem Simulationsmodell zu hoch. Da alle anderen Größen (wie etwa: Luftmasse, Einspritzmenge,

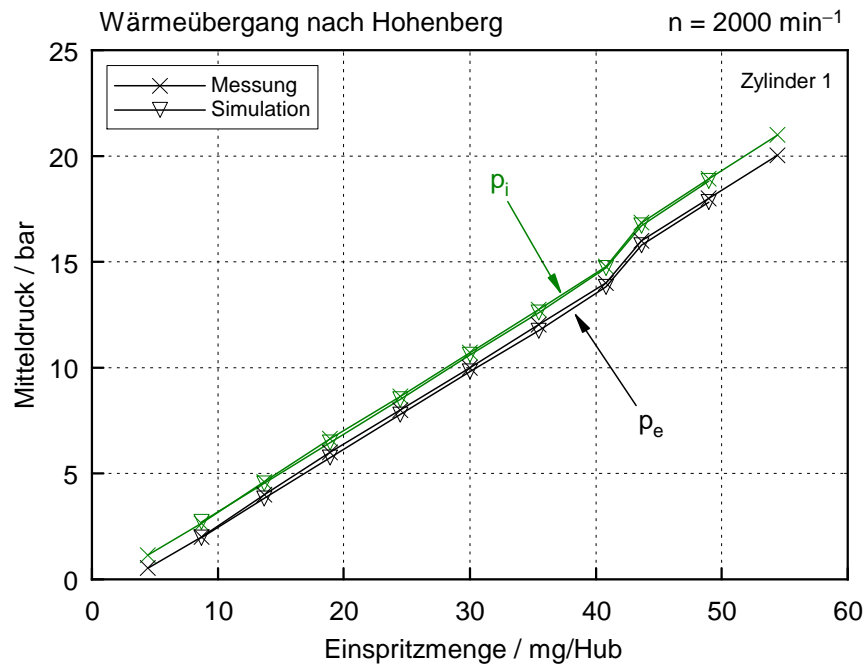


Abbildung 4.6: Mitteldruckvergleich für das Wärmeübergangsmodell nach Hohenberg

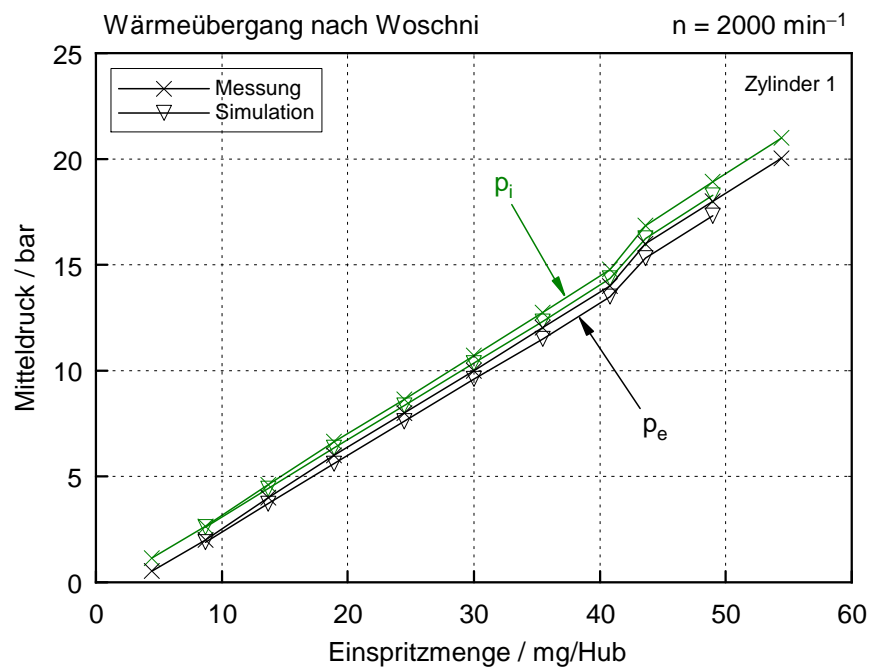


Abbildung 4.7: Mitteldruckvergleich für das Wärmeübergangsmodell nach Woschni

Druck und Temperatur in den Messstellen, Reibung) mit der Messung abgestimmt wurden, lag der Schluss nahe, dass der zu geringe Mitteldruck durch den überbewerteten Wärmeübergang verursacht wird. Daher wurde in weiterer Folge vom Wärmeübergangsmodell nach Woschni zu dem nach Hohenberg gewechselt, da dieses den Wärmeübergang während der Verbrennung nicht so stark gewichtet. Um eine exakte Übereinstimmung des indizierten Mitteldrucks der Simulation mit dem der Messung zu erzielen, wurde der Wärmeübergang über dem gesamten Kennfeldbereich geringfügig skaliert. Für die Richtigkeit des verwendeten Wärmeübergangsmodells spricht, dass durch diesen einheitlichen Faktor eine sehr gute Konvergenz über dem gesamten Kennfeldbereich erzielt werden konnte. Die in Abbildung 4.6 gezeigte Übereinstimmung ergibt sich auch für andere Drehzahlen.

5 Messungen am Pkw-Rollenprüfstand

Im Zuge des Forschungsprojekts wurden mehrere Fahrzeuge am Pkw-Rollenprüfstand vermessen. Die Messungen dienen zum Vergleich des Motors mit Wettbewerbermanomotoren. Zusätzlich ist eine Betrachtung des Gesamtfahrzeugs hinsichtlich Akustik zielführend, da das hörbare Motorgeräusch wesentlich durch den weiteren Schalleitpfad bestimmt ist. Um Aussagen über den Betriebspunkt des Motors treffen zu können, wurde bei der Rollenprüfstandsmessung ein Zylinder mit einem Zylinderdrucksensor versehen. Weitere Informationen wurden aus der On Board Diagnose (OBD) ausgelesen. Die Messungen wurden zum gegenseitigen Abgleich am Pkw-Rollenprüfstand der TU Graz wie auch am Akustik-Rollenprüfstand der BMW Motoren GmbH in Steyr durchgeführt. Bei den Messungen in Steyr wurden aufgrund der verfügbaren Akustik-Messtechnik auch Luft- und Körperschallmessungen durchgeführt.

In Kapitel 5.1 wird der Messaufbau beschrieben. Der grundsätzliche Aufbau war, abgesehen von der zusätzlichen Akustik-Messtechnik in Steyr, bei beiden Messungen gleich. Die Beschreibung der Durchführung in Kapitel 5.2 bezieht sich auf die Messung in Graz.

5.1 Messaufbau

In Abbildung 5.1 ist der Messaufbau am Pkw-Rollenprüfstand dargestellt. Der Prüfstandsraum ist klimatisiert um die Lufttemperatur trotz der Abwärme des Fahrzeugs konstant zu halten. Zusätzlich können durch die Klimatisierung auch Kaltstarttests durchgeführt werden. Das Fahrzeug (1) steht am Prüfstand mit der angetriebenen Achse auf den Rollen (2), die den Fahrwiderstand nachbilden. Die nicht angetriebene Achse wird am Fundament (3) fixiert. Das fahrgeschwindigkeitsabhängige Gebläse (4) vor dem Fahrzeug sorgt für die nötige Kühlung. Der Abgasstrang des Fahrzeugs wird an die Abgasabsaugung (5) angeschlossen. Üblicherweise wird die Abgaszusammensetzung analysiert, davon wurde aber bei den durchgeführten Messungen kein Gebrauch gemacht.

Über dem Grundaufbau des Prüfstands ist auch die verwendete Messtechnik skizziert. Die Messung sollte ohne wesentliche Eingriffe in den Motor und in das Fahrzeug erfolgen. Der Zylinderdrucksensor wurde daher durch einen Glühstiftadapter im Brennraum angebracht. Dieser sitzt in der für den Glühstift vorgesehenen Bohrung

und trägt den Druckaufnehmer. Dadurch ist eine Zylinderdruckmessung ohne langwierige Adaption des Motors möglich. Das Signal des Zylinderdrucksensors muss zuerst mit einem Ladungsverstärker (6) verstärkt werden, bevor dieses an das verwendete IndiModul (8) übermittelt wird. Aus der Indizierung erhält man den indizierte Mitteldruck p_i . Um daraus den effektiven Mitteldruck p_e zu errechnen wurde näherungsweise ein konstanter Reibmitteldruck p_r von 0.7 bar vom indizierten Mitteldruck p_i abgezogen. Diese Annahme ist für den eingeschränkten, vermessenen Kennfeldbereich durchaus vertretbar. Weiters ist zur Erfassung des Kurbelwinkels noch der Einbau eines Drehwinkelgebers bzw. ein Abgriff des Kurbelwellenpositionssensors (Hallgeber) erforderlich. Der Drehwinkelgeber ist über den Crank-Angle-Calculator (7) mit dem IndiModul (8) verbunden. Um auch das Einspritzsignal aufzuzeichnen, wurde die Bestromung des Injektors mit einer Strommesszange erfasst. Die Kanäle des IndiModuls mit den verschiedenen Signalen können dann über das Messprogramm IndiCom ausgelesen und weiterverarbeitet werden. Die zur Zylinderdruckmessung zusätzlich benötigten Module und Messverstärker wurden aus Platzgründen neben dem Fahrzeug positioniert.

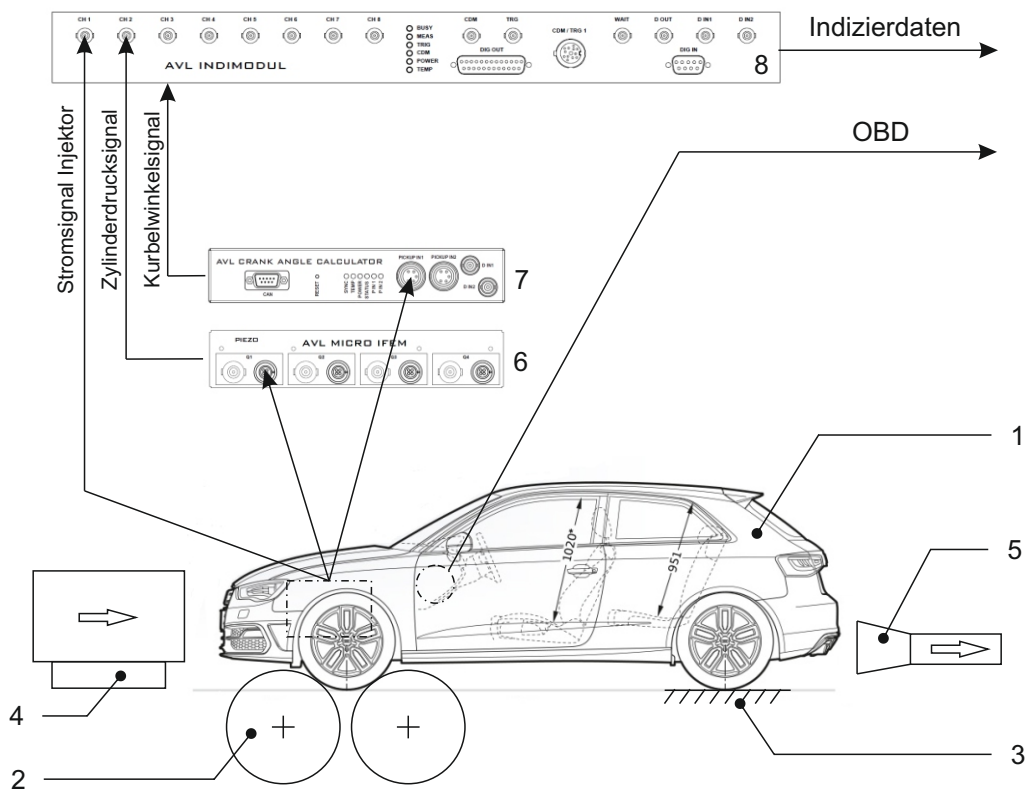


Abbildung 5.1: Messaufbau am Pkw-Rollenprüfstand, Quelle des Bildmaterials: Audi, AVL

Der Luftschall wurde über Mikrofone aufgenommen, die an ausgewählten Positionen am und im Fahrzeug angebracht wurden. Die wichtigsten Messpositionen zum Vergleich der Fahrzeuge sind im Motorraum rechts und links nahe der Spritzwand und an der Position des linken Fahrerohrs. Zur Körperschallmessung wurden Beschleunigungssensoren am Fahrzeug appliziert. Diese Messstellen befinden sich am Motorlager, an der Getriebeaufhängung, am Zylinderkopf, am Lenkrad und an der Befestigungsschiene des Fahrersitzes. Die Abbildungen 5.2 bis 5.5 zeigen den Messaufbau am Akustik-Rollenprüfstand in Steyr.



Abb. 5.2: Ansicht von vorne



Abb. 5.3: Ansicht von hinten



Abb. 5.4: Mikrophon im Motorraum



Abb. 5.5: Indiziermesstechnik

5.2 Durchführung

Der Pkw-Rollenprüfstand der TU Graz wird normalerweise für Verbrauchs- und Emissionsmessungen verwendet, bei denen die Rolle nur den Fahrwiderstand des Pkws

nachbildet. Für die ungewöhnlichen Anforderungen dieses Projekts musste der sonst übliche Messablauf etwas abgeändert werden. Aufgrund der leichteren Handhabung des Fahrzeugs in dieser Betriebsart wurde entschieden, das Kennfeld durch Lastschnitte aufzunehmen. Die Rollendrehzahl wurde dabei, auch bei veränderter Last, immer konstant gehalten. Bei höheren Lasten musste allerdings der Schlupf zwischen Rad und Rolle korrigiert werden. Die Last wurde mittels einer Feststellvorrichtung für das Gaspedal eingestellt. Durch die Indizierung kann der Betriebspunkt des Motors ermittelt werden. Es wurden in jedem Betriebspunkt 200 Zyklen des Zylinderdruckverlaufs aufgenommen und auch die OBD-Daten ausgelesen.

Zu Beginn jeder Messreihe musste das Fahrzeug zuerst warmgefahren werden. Die OBD diente dabei zum Überwachen der Kühlmittel- und der Öltemperatur. Wichtig während der gesamten Messung ist, dass der Motor konstant auf Betriebstemperatur gehalten wird. Dies ist nötig um die Reibungsverhältnisse während der Messung nicht zu verändern. Das Konstanthalten der Motortemperatur erfolgte durch eine bedarfsgerechte Ansteuerung des Fahrtwindgebläses. In Bereichen niedriger Last wurde das Gebläse abgeschaltet, da die Motortemperatur sonst zu stark absinkt. Zur Vollast hin wurde die Lüfterdrehzahl stark gesteigert, um die Kühlwirkung zu erhöhen. Dadurch konnte die Messzeit erheblich verkürzt werden, da Phasen zum Einschwingen der Motortemperatur zwischen den Messungen wegfielen. Beim Aufnehmen der Vollastlinie stieß das Kühlsystem während der etwa 20 Sekunden lang dauernden Messzeit fallweise an seine Grenzen. Die zu geringe Wärmeabfuhr erschwerte die Messung erheblich, da immer wieder Pausen zum Abkühlen eingelegt werden mussten. Im realen Fahrbetrieb hingegen treten solche Betriebszustände selten für so lange Zeit auf.

5.3 Vermessene Fahrzeuge

Im Zuge der Messungen wurden 3 verschiedene Wettbewerberfahrzeuge analysiert. Tabelle 5.1 gibt eine Übersicht der Fahrzeuge mit deren Fahrzeug- und Motorbezeichnungen.

Tabelle 5.1: Fahrzeug- und Motorbezeichnungen

Fahrzeug	Baureihe	Motorbezeichnung
BMW 320d	F31	N47D20O1
Mazda CX-5	KE	Skyactiv-D SH
Audi A3 2.0TDI	8V1	EA288 CRBC

6 Ergebnisse und Auswertung

Das Kapitel 6.1 zeigt die Ergebnisse der Rollenprüfstandsmessungen, welche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden. In Kapitel 6.2 werden bereits am IVT vorhandene Messdaten genutzt, um das Anregungsspektrum der Verbrennung näher zu analysieren. Das Kapitel beinhaltet auch die Ergebnisse einer Simulation, welche die Auswirkungen eines geänderten Einspritzmusters untersucht. Kapitel 6.3 enthält eine genauere Analyse der Verbrennung des BMW N47D20O1. Dabei werden die Ergebnisse von Simulation und Messung verknüpft.

Die Verwendung von vorhandenen Messdaten in den Kapiteln 6.2 und 6.3 hat folgende Gründe. Einerseits decken diese Messungen im Vergleich zu den Rollenprüfstandsmessungen einen größeren Kennfeldbereich ab. Andererseits sind die Effekte bei der älteren Bedatung der Motorsteuerung des BMW N47D20O1 noch deutlicher zu erkennen. Die Messdaten dieses Motors sind mit dem Kürzel W76 (Motornummer) gekennzeichnet.

6.1 Ergebnisse der Rollenprüfstandsmessungen

Die nachfolgenden Kennfelder zeigen Ergebnisse der Akustik-Rollenprüfstandsmessungen in Steyr. Dort wurden zum gegenseitigen Akustikvergleich ein hauseigenes Fahrzeug und 2 Wettbewerberfahrzeuge analysiert. Für den Vergleich kam ein aktueller BMW 320d zum Einsatz, da in dieser Baureihe der Motortyp N47D20O1 verbaut ist. Dieser Vergleich soll zeigen, wo Motor und Fahrzeug im Vergleich zu den Wettbewerbern stehen und wie ausgeprägt die Schallübertragung in den Innenraum ist. Die genauen Bezeichnungen der vermessenen Fahrzeuge sind in Tabelle 5.1 zu sehen. Aus Gründen der einfacheren Zugänglichkeit und Durchführbarkeit wurde nur der erste Zylinder indiziert. Die aus dem Zylinderdruckverlauf errechneten CNL-Kennfelder der Fahrzeuge sind in den Abbildungen 6.8 bis 6.10 zu sehen. Der Luftschall wurde an ausgewählten Positionen am und im Fahrzeug aufgenommen. Vor der Auswertung wurde das Signal mit einem Bandpassfilter im Bereich von $800 \div 4000$ Hz gefiltert. Der Bereich dazwischen enthält die für das „Diesel-Nageln“ relevanten Frequenzen. Die Filterung ermöglicht somit das Ausfindigmachen von Bereichen, die durch starkes „Nageln“ hervorstechen. Die Abbildungen 6.2 bis 6.7 zeigen einen Vergleich des Schalldruckpegels im Motorraum und des Pegels im Innenraum der vermessenen Fahrzeuge. Die dafür verwendeten Messpositionen befinden sich im Motorraum rechts und an der Position des linken Fahrerohrs. Es wurde nur ein eingeschränkter Kennfeldbereich ver-

messen, in dem die Geräuschüberhöhungen besonders ausgeprägt sind. Dieser Bereich erstreckt sich von $1 \div 10$ bar effektivem Mitteldruck und von einer Drehzahl von $1250 \div 2250 \text{ min}^{-1}$.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Geräuschüberhöhungen nicht nur beim BMW N47D2001 auftreten. Betrachtet man die Abbildungen 6.9 und 6.10 so sind bei den Wettbewerbermotoren ebenso Überhöhungen zu erkennen, wenn auch unterschiedlich stark ausgeprägt. Abbildung 6.1 zeigt einen Vergleich der CNL-Werte der Motoren im Lastschnitt bei 2000 min^{-1} . Darin ist der starke Geräuschanstieg beim BMW 320d im Bereich zwischen 2 bar und 4 bar effektivem Mitteldruck zu erkennen. Aufgrund des starken Geräuschanstiegs bei geringfügig gesteigerter Last tritt das Verbrennungsgeräusch besonders aus der Geräuschkulisse des Gesamtfahrzeugs hervor. Das Geräuschniveau des Audi A3 ist bei niedriger Motorlast im Vergleich zu den Wettbewerbern höher, der Geräuschanstieg im Lastschnitt ist jedoch weniger ausgeprägt. Beim Mazda CX-5 wird bei 2 bar effektivem Mitteldruck eine ausgeprägte Geräuschüberhöhung durchlaufen. Der danach folgende Geräuschabfall kann durch eine geänderte Einspritzstrategie (Umschalten von 3 auf 4 Einspritzungen) erklärt werden.

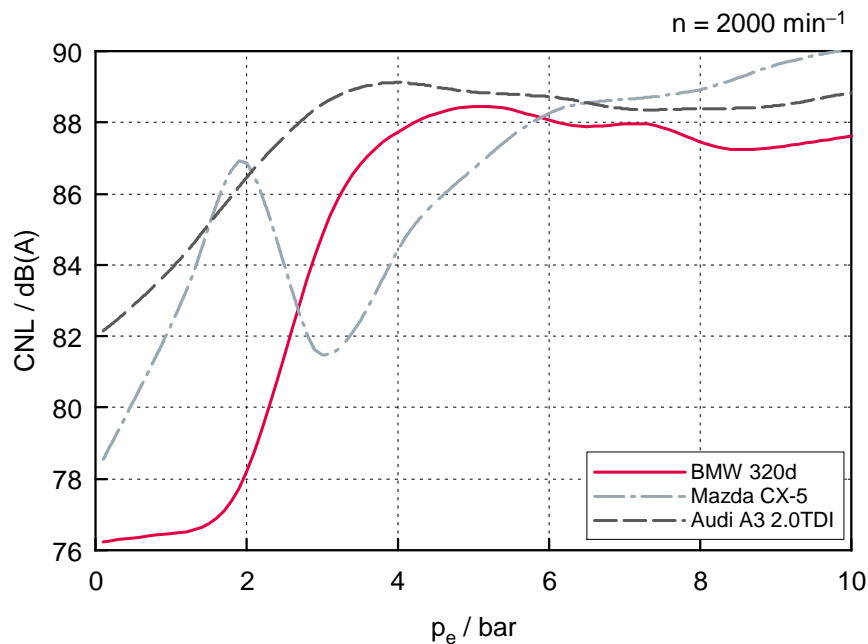


Abbildung 6.1: Geräuschanstieg im Lastschnitt

Der Vergleich des Schalldruckpegels im Motorraum zeigt, dass der N47 im gesamten Kennfeldbereich etwas lauter ist als die Wettbewerbermotoren. Der EA288 und der Skyactiv-D befinden sich etwa auf gleichem Niveau, wobei bei ersterem eine deutliche „Nagelinsel“ im Bereich von 5 bar effektivem Mitteldruck auffällig ist. Beim Vergleich des Schalldruckpegels im Innenraum stellte sich der A3 als das mit Abstand leiseste

Fahrzeug heraus. Das Geräuschniveau des 320d und des CX-5 ist bei niedriger Drehzahl etwa gleich, zu höherer Last und Drehzahl hin ist der 320d leiser. Subtrahiert man den Schalldruckpegel im Motorraum von dem des Innenraums, so lässt sich dadurch auf die Abschwächung durch die Fahrzeugstruktur und die akustische Dämmung schließen. Der A3 besitzt die höchste Dämmwirkung, gefolgt vom 320d. Beim CX-5 findet die geringste Abschwächung statt, er ist trotz des leisen Motors teilweise etwas lauter im Innenraum als der 320d.

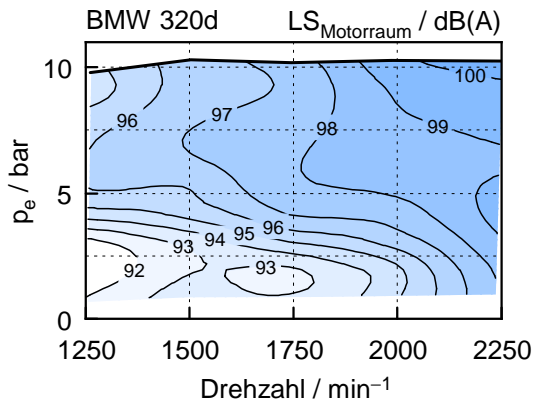


Abb. 6.2: Motorraum 320d

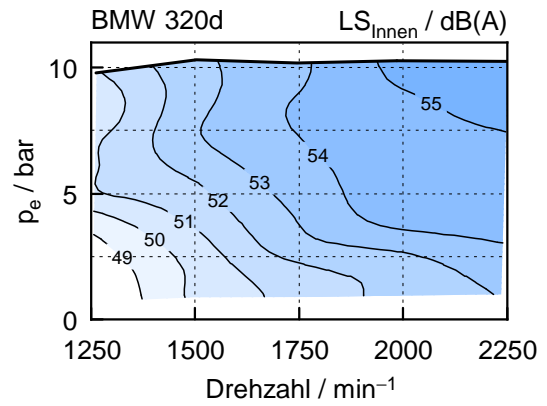


Abb. 6.3: Innenraum 320d

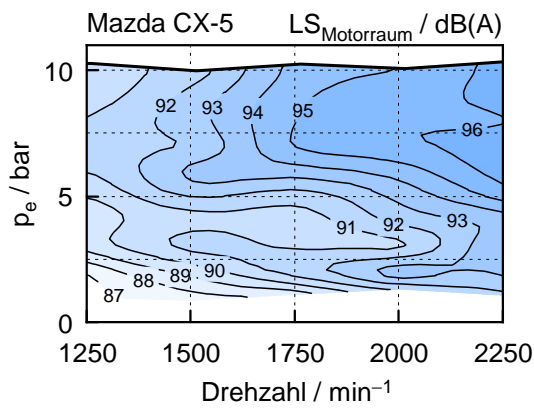


Abb. 6.4: Motorraum CX-5

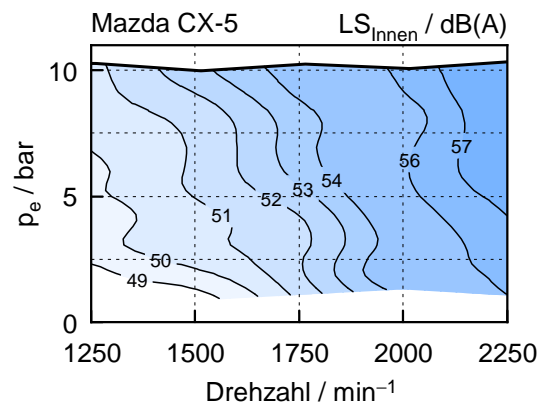


Abb. 6.5: Innenraum CX-5

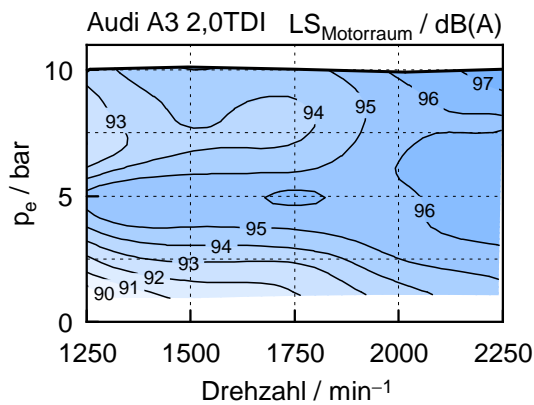


Abb. 6.6: Motorraum A3

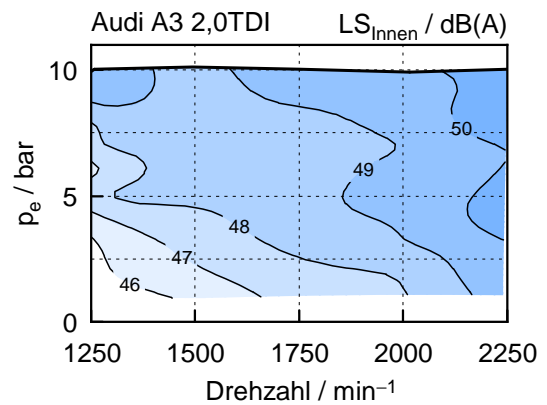


Abb. 6.7: Innenraum A3

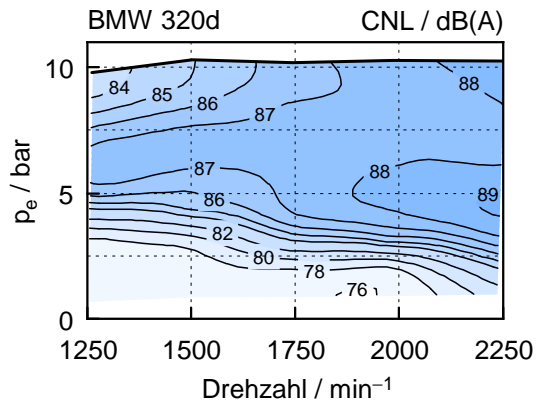


Abb. 6.8: CNL 320d

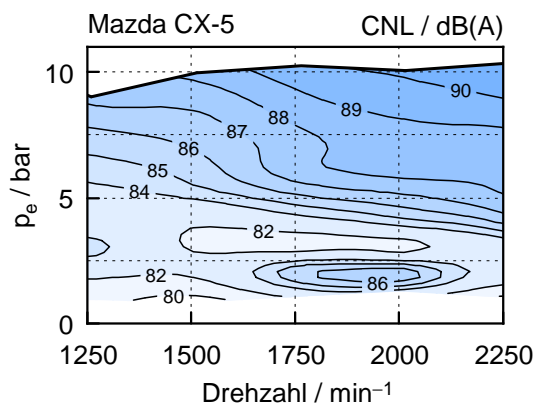


Abb. 6.9: CNL CX-5

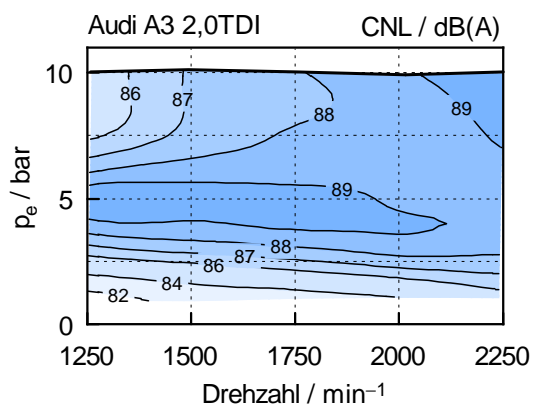


Abb. 6.10: CNL A3

Eine weitere Möglichkeit zur Auswertung bietet die Darstellung des Schalldruckpegels über Frequenz und Drehzahl. Diese Diagrammart ist auch als Campbell-Diagramm bekannt und bietet die Möglichkeit zu überprüfen, ob eine Abhängigkeit des Geräuschs von der Drehzahl besteht. Die Motorordnungen treten darin als Ursprungsgeraden mit unterschiedlichen Steigungen auf. Die Abbildungen 6.11, 6.12 und 6.13 zeigen die Campbell-Diagramme der Motoren bei einem effektiven Mitteldruck von 4 bar. Die Daten dafür wurden bei den Rollenprüfstandsmessungen gewonnen, lediglich beim BMW N47D2001 wurde wegen des weiteren Kennfeldbereichs auf Daten aus der Motorprüfstandsmessung zurückgegriffen. Das Terzspektrum des Verbrennungsgeräuschs wurde aus dem Zylinderdruckverlauf berechnet. Dadurch können, in Gegensatz zum Luftschall, die verschiedenen Motoren ohne störende Einflüsse verglichen werden. Diese sind beispielsweise durch Nebenaggregate oder die fahrzeugabhängige Geometrie des Motorraums bedingt. In den Diagrammen ist somit ausschließlich die Geräuschanregung durch die Verbrennung dargestellt. Die Campbell-Diagramme zeigen, wie sich das Anregungsspektrum der vermessenen Motoren über der Drehzahl verändert. Bemerkenswert ist, dass aus dem Anregungsspektrum keinerlei Motorordnungen hervortreten. Es ist somit keine Abhängigkeit des Verbrennungsgeräuschs von der Drehzahl gegeben.

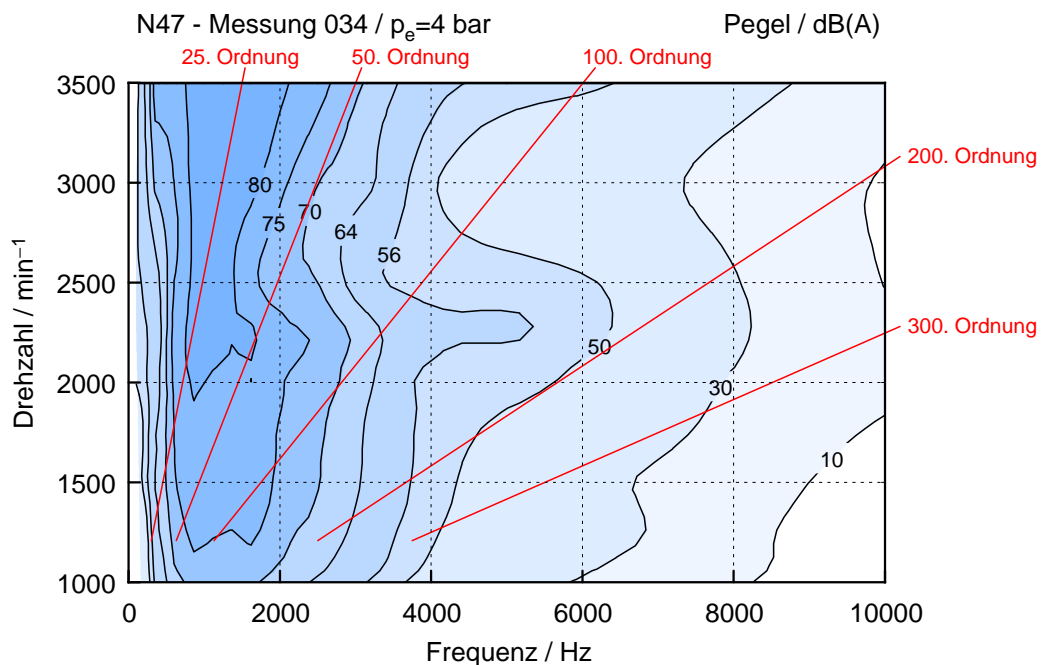


Abbildung 6.11: BMW N47D2001-W76

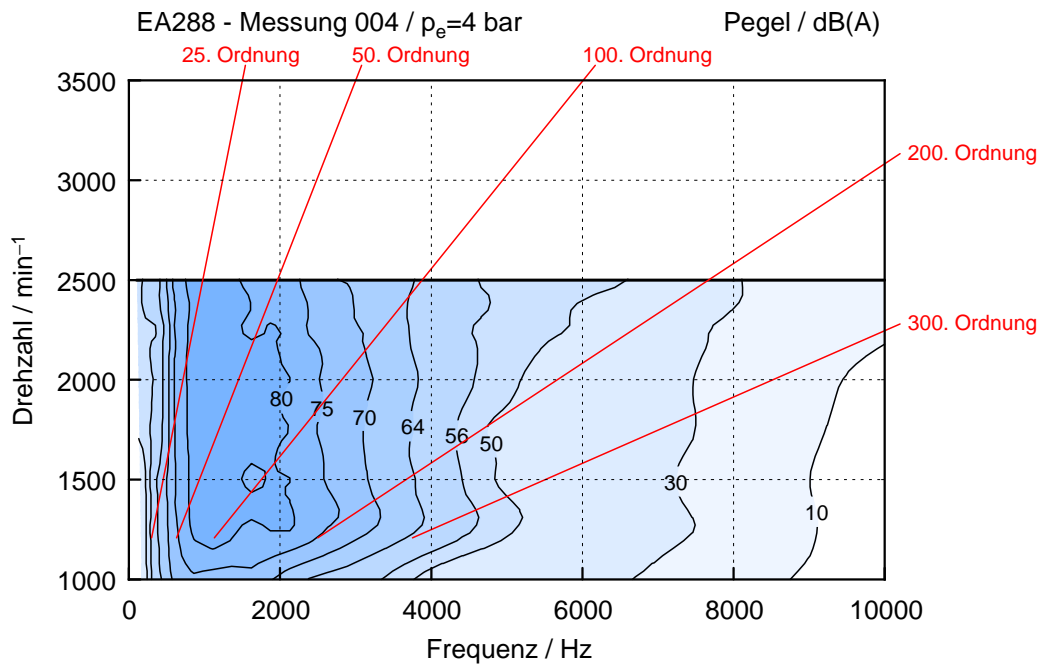


Abbildung 6.12: Audi EA288 CRBC

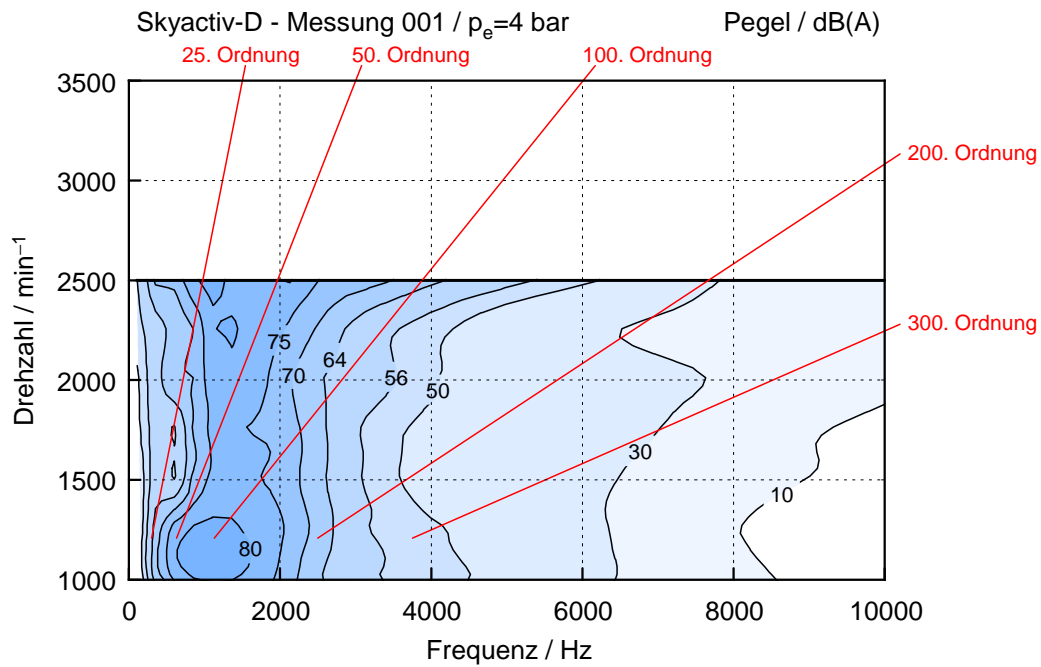


Abbildung 6.13: Mazda Skyactiv-D SH

6.2 Analyse des Anregungsspektrums

Wie bereits in Kapitel 3 erläutert, entsteht das Verbrennungsgeräusch durch die stoßartige Anregung der Gaskraft. An der Anregung beteiligte Frequenzen können mittels Fourier-Analyse aus dem Zylinderdruckverlauf berechnet werden. Das Zylinderdrucksignal wird dabei durch eine Vielzahl von Sinusschwingungen mit unterschiedlicher Frequenz und Amplitude nachgebildet. Aus der Amplitude der Sinusschwingung wird der zur jeweiligen Frequenz zugehörige Pegel errechnet. Die Frequenzen und Pegel werden üblicherweise zu Terzen zusammengefasst, neuer Bezugspunkt ist dann die Terzmittenfrequenz. Bildet man nach Gleichung 2.11 die Summe aller Terzpegel, so ergibt sich daraus das Gesamtverbrennungsgeräusch, der sogenannte Combustion Noise Level (CNL). Zur Veranschaulichung des Anregungsspektrums dienen Diagramme, auf deren Abszisse die Frequenz und auf der Ordinate der zugehörige Pegel aufgetragen ist. Dadurch ist es möglich, Unterschiede in der Anregung von verschiedenen Betriebspunkten zu erfassen. Zunächst wird näher auf die Signalverarbeitung eingegangen. Die Ergebnisse von Geräuschanalyse und Simulation folgen im Anschluss.

6.2.1 Störeinflüsse auf das Zylinderdrucksignal

Da die Aufbereitung der Indizierdaten ein entscheidender Punkt der Auswertung war, wird hier kurz auf die Schwierigkeiten dabei eingegangen. Im Zuge der Datenauswertung wurden auch die 1. und 2. Ableitung des Druckverlaufs verwendet. Dabei zeigte sich, dass dem Drucksignal aus der Indizierung hochfrequente Schwingungen überlagert sind. Diese Störungen treten über den gesamten Drehzahlbereich, verstärkt bei Lasten ab etwa 10 bar auf. Die plausibelste Erklärung dafür ist, dass diese überlagerten Schwingungen entweder Pfeifenschwingungen sind und/oder durch einen Beschleunigungseinfluss auf den Druckaufnehmer verursacht werden. Pfeifenschwingungen treten in zu langen Indizierkanälen auf, wenn der Druckaufnehmer aus Platzgünden oder zur Verringerung der thermischen Belastung zurückversetzt eingebaut wird. Der Kanal wirkt wie ein Resonator, der durch den Druckanstieg während der Verbrennung angeregt wird. Im Idealfall sollte die Länge des Indizierkanals dessen Durchmesser nicht übersteigen, auch wenn dies im Anwendungsfall nicht immer möglich ist. Zur näherungsweisen Frequenzabschätzung der Pfeifenschwingung wird der Indizierkanal vereinfacht als Helmholtz-Resonator betrachtet. Abbildung 6.14 zeigt dessen Aufbau und die zur Berechnung notwendigen Abmessungen. Die Eigenfrequenz des Resonators berechnet sich folgendermaßen [9, 18]:

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad \text{mit} \quad K = \frac{\rho_{\text{Gas}} \cdot c^2 \cdot A^2}{V} \quad \text{und} \quad m = \rho_{\text{Gas}} \cdot L \cdot A \quad (6.1)$$

Dabei ist K die Federsteifigkeit der Gassäule mit dem Volumen V , die sich vor dem Druckaufnehmer befindet. Die Luftsäule im Indizierkanal besitzt die Masse m . Diese

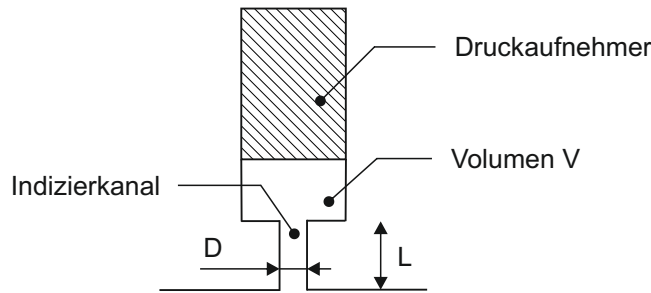


Abbildung 6.14: Prinzipbild Helmholtzresonator

führt auch die Schwingung aus. Aus dem Zusammenhang $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ ergibt sich für die Frequenz f :

$$f = \frac{c}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{V \cdot L}} \quad (6.2)$$

$$[f] = \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3 \cdot \text{m}}} = \frac{1}{\text{s}} \quad (6.3)$$

Die Schallgeschwindigkeit c kann aus dem für ideale Gase gültigen Zusammenhang aus Gleichung 6.4 ermittelt werden. Die Verbrennung im Dieselmotor erfolgt global betrachtet mit starkem Luftüberschuss. Daher kann bei der Abschätzung näherungsweise mit den Stoffwerten von Luft ($R_{\text{Luft}} = 287.0 \text{ J/kgK}$, $\kappa = 1.402$) gerechnet werden. Im Brennraum treten, laut Abbildung 6.54, Gastemperaturen zwischen 1000 K und 1750 K auf. Damit ergeben sich Schallgeschwindigkeiten zwischen:

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (6.4)$$

$$[c] = \sqrt{1 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K}} = \sqrt{\frac{\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m}}{\text{kg}}} = \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5)$$

$$c_{1000 \text{ K}} = \sqrt{1.402 \cdot 287 \cdot 1000} = 634.3 \text{ m/s} \quad (6.6)$$

$$c_{1750 \text{ K}} = \sqrt{1.402 \cdot 287 \cdot 1750} = 839.1 \text{ m/s} \quad (6.7)$$

Aus dem Anhang A.6 können die Abmessungen von Druckaufnehmer und Glühstiftadapter entnommen werden. Das Volumen V vor dem Druckaufnehmer kann mithilfe des Sensordurchmessers von 4.3 mm abgeschätzt werden. Unterstellt man, dass der Abstand zwischen Membran und Wand 1.4 mm beträgt, so beträgt das Volumen V :

$$V = \frac{4.3^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1.4 = 20.33 \text{ mm}^3 \approx 20 \text{ mm}^3 \quad (6.8)$$

Die Länge des Indizierkanals beträgt etwa $L = 2 \text{ mm}$, der Kanaldurchmesser beträgt $D = 1.2 \text{ mm}$. Da der Adapter 4 Bohrungen besitzt, beträgt die effektive Kanalfläche:

$$A = 4 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 4 \cdot \frac{1.2^2 \cdot \pi}{4} = 4.52 \text{ mm}^2 \quad (6.9)$$

Setzt man die zuvor berechneten Werte nun in die Frequenzgleichung 6.2 ein, so erhält man:

$$f_{1000\text{K}} = \frac{634.3}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{4.52 \cdot 10^{-6}}{20 \cdot 10^{-9} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}} = 33.935 \text{ kHz} \quad (6.10)$$

$$f_{1750\text{K}} = \frac{839.1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{4.52 \cdot 10^{-6}}{20 \cdot 10^{-9} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}} = 44.892 \text{ kHz} \quad (6.11)$$

Errechnet man die Frequenz der Schwingung aus dem Zylinderdrucksignal der Messung, so ergeben sich ebenfalls Werte ähnlicher Größenordnung. Bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} beträgt die Periodendauer der Schwingung etwa 0.8°KW . Daraus ergibt sich eine Frequenz f von:

$$f_{\text{Mess}} = \frac{3000}{60} \text{ 1/s} \cdot \frac{360^\circ\text{KW}}{0.8^\circ\text{KW}} = 22.500 \text{ kHz} \quad (6.12)$$

Die beiden Abschätzungen liefern, trotz einschneidender Vereinfachungen, Werte ähnlicher Größenordnung. Bei der Auswertung konnten jedoch erst durch eine Filterung bei weitaus tieferer Frequenz brauchbare Ergebnisse erzielt werden. Diese Abweichung kann zum Teil auf die zahlreichen getroffenen Vereinfachungen zurückgeführt werden. Das Volumen V vor dem Aufnehmer konnte nur abgeschätzt werden und ist mit einigen Unsicherheiten behaftet, die 4 Kanäle des Adapters wurden durch einen Kanal mit der effektiven Querschnittsfläche A ersetzt und auch die Temperatur im Indizierkanal ist auf jeden Fall niedriger als die im Brennraum. Die niederfrequenten Schwingungen mit sehr kleinen Amplituden im Zylinderdrucksignal der Messung sind vermutlich mit freiem Auge gar nicht auszumachen.

Als Beschleunigungseinfluss bezeichnet man Körperschall und Vibrationen, die auf den Druckaufnehmer einwirken. Je nach Beschleunigungsempfindlichkeit des Aufnehmers äußern sich diese als Fehler im Drucksignal [10]. Die Beschleunigungsempfindlichkeit in Längsrichtung des verwendeten Sensors beträgt $0.001 \text{ bar}/(9.81 \text{ m/s}^2)$. Weitere technische Daten des Sensors befinden sich im Anhang A.6.

Bei den Messungen wurde der Sensor mit einem Glühstiftadapter eingebaut. Diese Einbauart ist aufgrund des längeren Indizierkanals anfälliger für Pfeifenschwingungen als ein bündiger Einbau.

In Abbildung 6.15 sind diese überlagerten Schwingungen für den Lastpunkt $3000 \text{ min}^{-1}/10 \text{ bar}$ zu sehen. Die Amplituden der Schwingungen sind im Vergleich zum Absolutwert des Zylinderdrucks so gering, dass diese erst bei den Ableitungen hervortreten. Die erste, sehr hochfrequente Schwingung tritt etwa 17°KW vor OT auf. Vergleicht man diesen Punkt mit Abbildung 6.67, so scheint die dort beginnende Vorverbrennung der Verursacher zu sein. Das Kolbenkippen ist als Ursache für die Schwingung eher unwahrscheinlich. Der Einfluss des Kolbenschlags wird erst nach OT dominant, da die Stärke der Anregung von der Höhe der Gaskraft abhängig ist [17]. Die ungefilterten Verläufe sind aufgrund ihrer schlechten Signalqualität für die Auswertung nicht zu gebrauchen. Die Abbildung 6.16 zeigt die gefilterten Signale. Zur Verbesserung

der Signalqualität wurde dabei ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 6000 Hz verwendet. Der Frequenzbereich darüber hat auf das charakteristische „Nagelgeräusch“ keinen Einfluss und wird entfernt. Die 1. Ableitung entspricht dem abgeleiteten Druckverlauf, dessen Ergebnis mittels Tiefpassfilter gefiltert wurde. Die 2. Ableitung wurde aus der gefilterten 1. Ableitung berechnet, das Ergebnis wurde wiederum gefiltert. Die daraus resultierende Signalqualität ist zwar immer noch nicht mustergültig, jedoch wurden die Signale zumindest so weit aufbereitet, um sie überhaupt der Auswertung zugänglich zu machen. Eine Glättung würde zwar stetige Verläufe ergeben, die jedoch fernab der Realität wären. Die Schwierigkeit bei der Auswertung von Indiziersignalen liegt darin, zwischen Brennraumschwingungen und Schwingungen, die aus Störeinflüssen auf den Druckaufnehmer resultieren, zu unterscheiden.

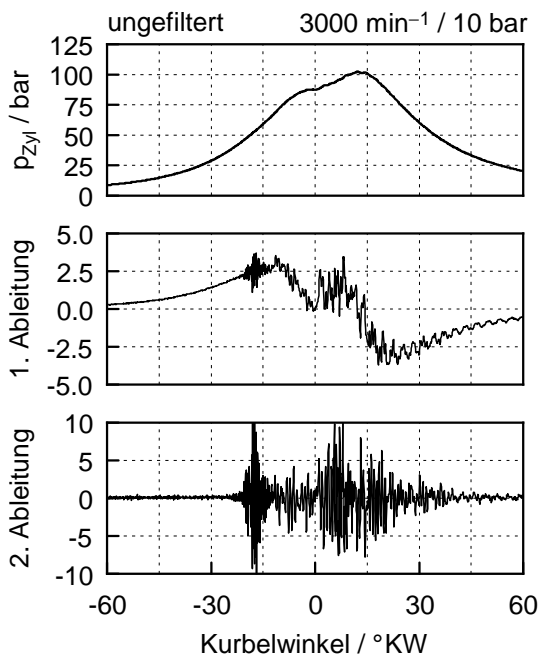


Abb. 6.15: Ungefilterte Ableitungen

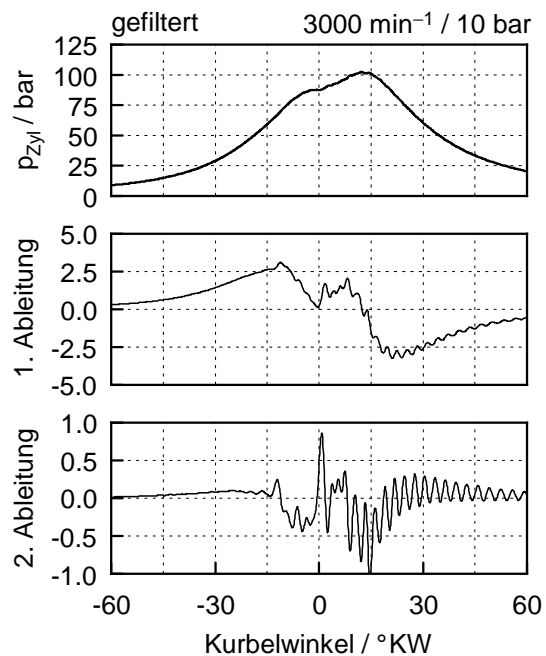


Abb. 6.16: Gefilterte Ableitungen

6.2.2 Geräuschanalyse BMW N47

Zur Untersuchung der Geräuschüberhöhungen wurden bewusst die Messdaten des Motors BMW N47D20O1-W76 verwendet, da bei diesem alten Bedatungsstand die Überhöhungen noch wesentlich ausgeprägter auftreten. Die in den Diagrammen dargestellten Werte beziehen sich auf den Zylinder 1, da die Verbrennung der 4 Zylinder aufgrund der Ungleichverteilung nie vollkommen synchron abläuft. Ist man nur an der Anregung und deren Auswirkung interessiert, so sind solche Effekte an nur einem Zylinder besser zu erkennen. Eine Mittelung verfälscht möglicherweise die Aussage, weil feine Unter-

schiede im Terzspektrum einfach eingeebnet werden. Das Zylinderdrucksignal wurde vor der Auswertung mit einem 6000Hz-Tiefpass gefiltert.

Das CNL-Kennfeld in Abbildung 6.17 zeigt, rot markiert, die genauer betrachteten Betriebspunkte. Die Punkte wurden auf Bereiche unterschiedlicher Charakteristik verteilt. Ein Lastschnitt liegt im Bereich eines geringen Pegelanstiegs, die beiden anderen Lastschnitte durchschneiden die Geräuschüberhöhung. Weiters wurden noch drei weiter gestreute Punkte ausgewählt, die, als Referenz, auch eine Verbrennung ohne Überhöhung einschließen. Die Abbildungen 6.18 bis 6.21 zeigen die Terzspektren zu den ausgewählten Betriebspunkten. In Abbildung 6.18 sind die Anregungsspektren bei einer Drehzahl von 1250 min^{-1} abgebildet. Die Form des Anregungsspektrums ist bei allen Betriebspunkten ähnlich, weil der vom Lastschnitt durchlaufene Geräuschanstieg nur wenig ausgeprägt ist. Die Anregungsspektren bei höherer Last sind parallel nach oben verschoben. Aufgrund der größeren Anregung ergeben sich bei steigender Last auch höhere Verbrennungsgeräuschpegel. Im Anregungsspektrum der Betriebspunkte bei 1750 min^{-1} , in Abbildung 6.19, tritt diese Parallelverschiebung nach oben ebenfalls auf. Da sich der Lastschnitt bereits in der Geräuschüberhöhung befindet, weichen die Spektren im Frequenzbereich über 1000 Hz allerdings voneinander ab. Diese Abweichung ist in Abbildung 6.20 besonders deutlich zu erkennen. Da die Summenpegel im Lastschnitt bei 2250 min^{-1} alle ähnlicher Höhe sind, liegen die Verläufe der Anregungsspektren etwa übereinander. Eine Abweichung im Anregungsspektrum tritt vorwiegend im Bereich von $1000 \div 4000 \text{ Hz}$ auf. Abbildung 6.21 zeigt die Anregungsspektren des Lastschnitts bei 3000 min^{-1} . Bei höherer Motorlast steigt die Anregung vor allem im Frequenzbereich unter 1000 Hz an. Die Betriebspunkte bei höherer Last liegen bereits deutlich außerhalb der Geräuschüberhöhung. Die Anregung im charakteristischen Frequenzbereich zwischen $1000 \div 4000 \text{ Hz}$ ist dort, verglichen mit dem 2 bar Punkt, geringer.

Es hat den Anschein, als werde die Charakteristik des Verbrennungsgeräuschs besonders durch die Anregung im Frequenzbereich von $1000 \div 4000 \text{ Hz}$ beeinflusst. Der

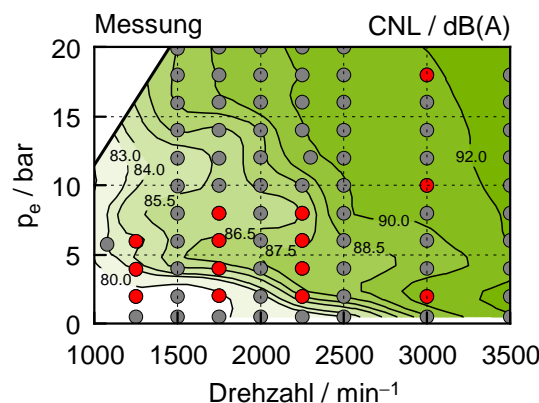


Abbildung 6.17: Übersicht betrachtete Punkte

Peak bei einer Frequenz von 6000 Hz, bei dem sich die Anregungsspektren bei höherer Motorlast von jenem bei 2 bar unterscheiden, tritt auch bei den Betriebspunkten außerhalb der Geräuschüberhöhung auf. Er hat daher höchstwahrscheinlich nichts mit der Geräuschüberhöhung zu tun.

Abbildung 6.22 und 6.23 zeigen zur Veranschaulichung den Verbrennungsablauf in ausgewählten Betriebspunkten. Darin wird jeweils ein Betriebspunkt bei niedriger und bei hoher Motorlast verglichen. In den Diagrammen sind das Stromsignal des Magnetventil-Injektors, der Heizverlauf und der Zylinderdruckverlauf zu sehen. Der Heizverlauf wurde mittels dem schnellen Heizgesetz mit variablem Polytropenexponenten aus dem Zylinderdruckverlauf errechnet. Zur Berechnung der Ladungsmasse im Zylinder wird näherungsweise ein Liefergrad von 0.9 angenommen. Da es sich um den Heizverlauf handelt, werden keine Wandwärmeverluste berücksichtigt. Vorreaktionen der Verbrennung sind im Heizverlauf möglicherweise gar nicht zu erkennen. Die hier für den Heizverlauf aufgezählten Voraussetzungen gelten auch im Weiteren der Auswertung. In Abbildung 6.22 ist zu erkennen, dass die Energieumsetzung im Betriebspunkt $1750 \text{ min}^{-1}/6 \text{ bar}$ viel früher stattfindet als bei $1750 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$, obwohl die Ansteuerung des Injektors bei beiden sehr ähnlich ist. Dadurch ist auch der durch die Hauptverbrennung verursachte Druckanstieg viel ausgeprägter. In Tabelle 6.1 sind dazu die Kennwerte der Verbrennung dargestellt. Im Bereich der größten Geräuschüberhöhung ist der maximale Druckanstieg am höchsten. Bei der Druckanstiegsgeschwindigkeit zeichnet sich diese Tendenz nicht so deutlich ab. Abbildung 6.23 zeigt dagegen, dass der Zylinderdruckverlauf bei höherer Drehzahl, unabhängig von der Motorlast, viel sanfter ist.

Tabelle 6.1: Kennwerte der Verbrennung, BMW N47D2001-W76

Bezeichnung	p_{\max} bar	Lage °KW	$dp/d\varphi_{\max}$ bar/°KW	Lage °KW	$d^2p/d\varphi^2_{\max}$ bar/°KW ²	Lage °KW	Pegel dB(A)
1750/2	42.6	1.1	1.26	-14.0	0.35	11.9	79.1
1750/4	48.1	15.0	2.63	13.3	1.05	11.2	85.6
1750/6	61.3	12.6	3.26	10.2	1.44	8.4	86.4
1750/8	71.3	12.8	3.09	8.5	1.61	6.8	85.5

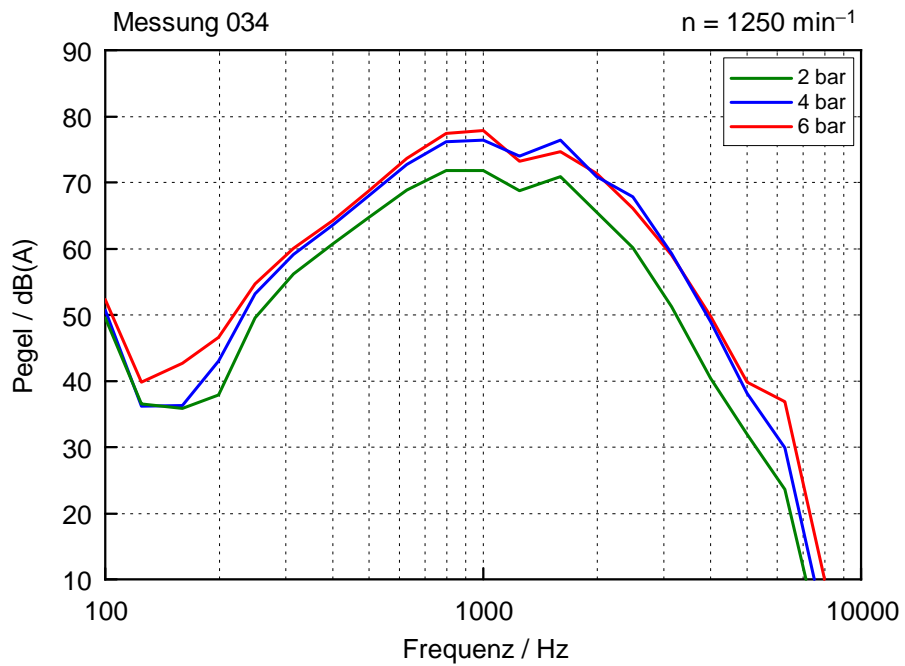


Abbildung 6.18: Terzspektrn bei 1250 min⁻¹

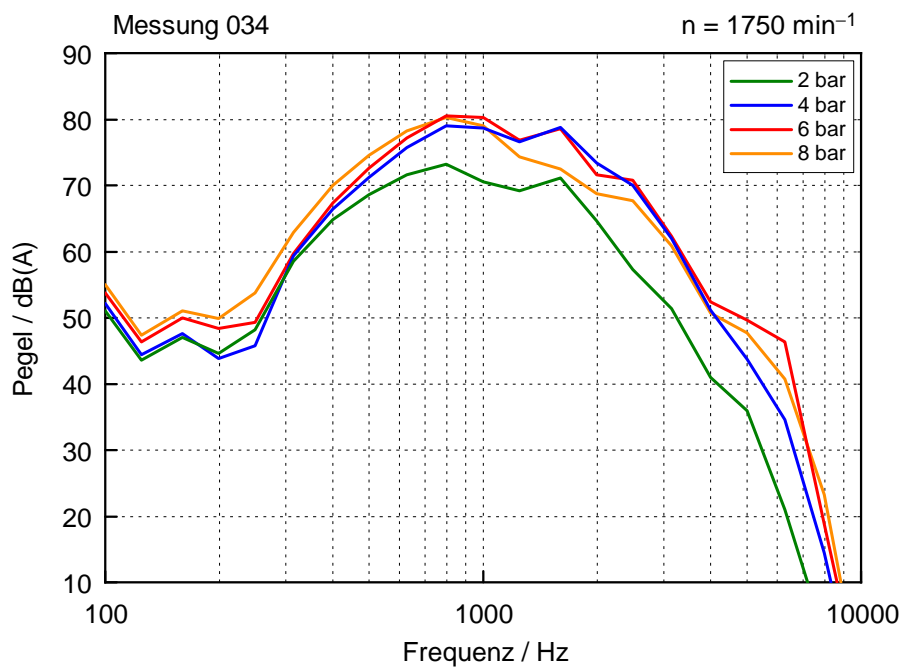


Abbildung 6.19: Terzspektrn bei 1750 min⁻¹

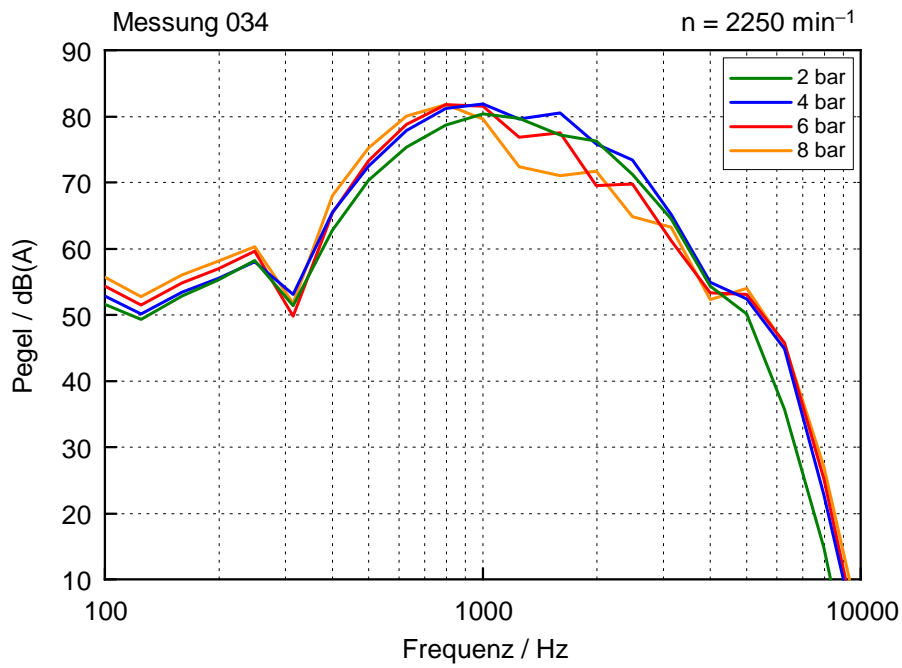


Abbildung 6.20: Terzspektrn bei 2250 min⁻¹

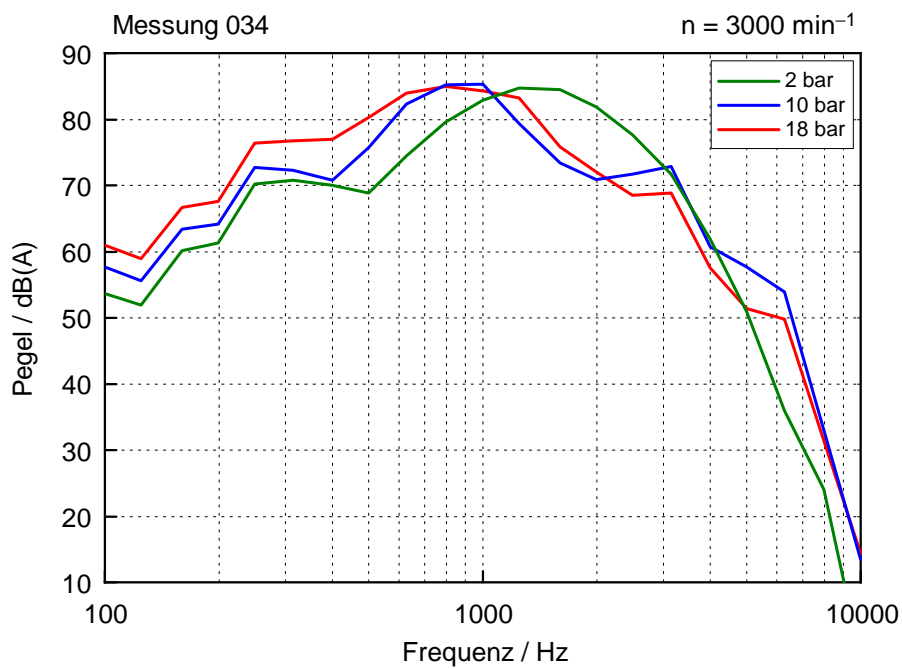


Abbildung 6.21: Terzspektrn bei 3000 min⁻¹

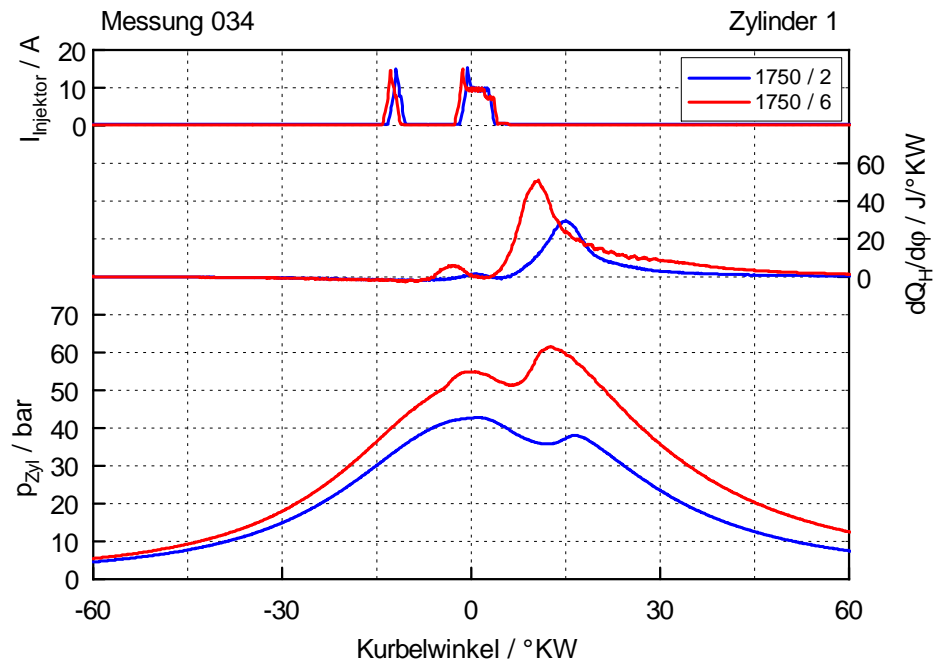


Abbildung 6.22: Ausgewählte Betriebspunkte bei 1750 min^{-1}

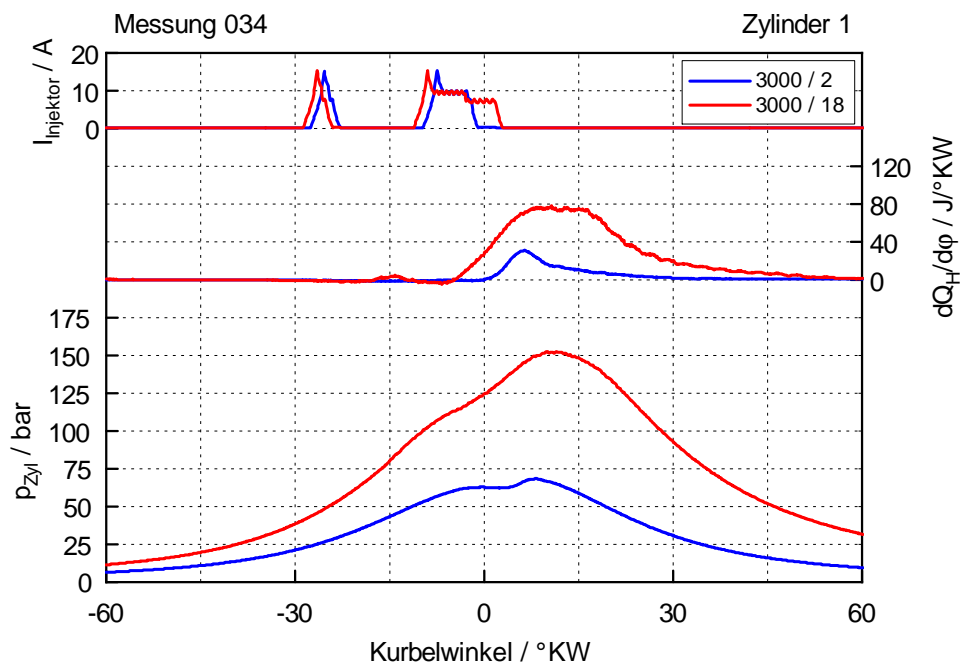


Abbildung 6.23: Ausgewählte Betriebspunkte bei 3000 min^{-1}

6.2.3 Geräuschanalyse Wettbewerbermanotor

Die nachfolgende Auswertung zeigt eine Variation des Einspritzmusters eines weiteren Pkw-Dieselmotors mit 500 cm^3 Einzelzylindervolumen. Die Messung wurde am IVT im Zuge eines anderweitigen Forschungsprojekts durchgeführt. Die dadurch gewonnenen Messdaten konnten für die hier gezeigte Auswertung genutzt werden. Der Druckaufnehmer wurde mittels Glühstiftadapter im Brennraum angebracht. Dadurch sind dem Zylinderdruckverlauf teilweise beträchtlichen Schwingungen überlagert. Um die Signalqualität zu verbessern, wurde der Druckverlauf auch hier mit einem 6000Hz-Tiefpass gefiltert. Tabelle 6.2 zeigt das Einspritzmuster und die nachfolgend dafür verwendeten Abkürzungen. Am Serienmotor werden in diesem Betriebspunkt 2 Piloteinspritzungen, eine Haupteinspritzung und eine Nacheinspritzung abgesetzt. Im Verlauf der Messung wurden die Einspritzungen von dieser Basis schrittweise bis auf die Haupteinspritzung reduziert. Die Variation wurde mit gleicher Verbrennungsschwerpunktslage und auch mit gleicher Lage der Haupteinspritzung durchgeführt. Für die Auswertung wurden die Messwerte mit konstanter Lage der Haupteinspritzung verwendet. Die Hauptverbrennung findet dabei immer im gleichen Kurbelwinkelbereich statt und die Auswirkung der Piloteinspritzungen auf die Geräuschanregung wird dadurch vergleichbar wiedergegeben.

Tabelle 6.2: Erklärung der Abkürzungen

Abkürzung	Einspritzmuster	Anzahl
Basis	2 Vor-, 1 Haupt-, 1 Nach-	4 Einspritzungen
3 Inj	2 Vor-, 1 Haupt-	3 Einspritzungen
2 Inj	1 Vor-, 1 Haupt-	2 Einspritzungen
1 Inj	nur Haupteinspritzung	1 Einspritzung

Die in den Diagrammen dargestellten Werte beziehen sich auf den Zylinder 3, da dieser auch repräsentativ für alle anderen ist. Lediglich beim Zylinder 1 weicht das Anregungsspektrum im Frequenzbereich über 4000 Hz von den hier dargestellten Verläufen ab. Abbildung 6.24 zeigt das Anregungsspektrum für den Betrieb mit Abgasrückführung (AGR). In Tabelle 6.3 sind dazu die wichtigsten Kennwerte der Verbrennung aufgelistet. Das Anregungsspektrum der Varianten Basis, 3 Inj und 2 Inj weist, insbesondere im Bereich von $500 \div 6000$ Hz, geringfügige Unterschiede auf. Der Summenpegel des Verbrennungsgeräuschs in Tabelle 6.3 ist ähnlich. Es zeichnet sich jedoch die Tendenz ab, dass der Pegel mit der Reduktion der Piloteinspritzungen ansteigt. Wird hingegen ganz auf eine Piloteinspritzung verzichtet, so ist die Auswirkung auf das Verbrennungsgeräusch beträchtlich. Das Anregungsspektrum wird dadurch im Bereich von $500 \div 4000$ Hz signifikant verändert. Die stark erhöhte Anregung bedingt auch einen um etwa 7.5 dB höheren Summenpegel. Die Reduktion der zusätzlichen Einspritzungen wirkt sich vor allem auf den maximalen Druckanstieg und die maxima-

le Druckanstiegsgeschwindigkeit aus, da der Verbrennungsablauf zunehmend „rauer“ wird. Bei nochmaligem Blick auf Tabelle 6.3 ist zu sehen, dass der Zylinderspitzen- druck von der Hauptverbrennung herrührt. Der maximale Druckanstieg wird hinge- gen, sofern vorhanden, von der Vorverbrennung beeinflusst. Die Lage der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit darf, aufgrund der Schwingungen im Drucksignal, nicht überbewertet werden.

Die gleichen Messungen wurden auch ohne AGR durchgeführt, das Anregungsspek- trum für den AGR-freien Betrieb ist in Abbildung 6.25 zu sehen. Ohne AGR ergibt sich, über alle Frequenzen hinweg, eine größere Geräuschanregung. Diese Tendenz zeigt sich in anderen Kennfeldbereichen ebenso, nicht nur im hier dargestellten Betrieb- spunkt. Durch die AGR wird die Verbrennung verlangsamt, und auch der Zündverzug wird erhöht. Bei den Messungen wurde die Lage der Haupteinspritzung konstant ge- halten. Ohne AGR ergibt sich daher eine frühere Verbrennungslage. Dies verursacht die deutlich erhöhten Spitzendrücke. Aufgrund der schnelleren Brenngeschwindigkeit folgen auch ein höherer maximaler Druckanstieg und eine größere Druckanstiegsge- schwindigkeit.

Die Abbildungen 6.26 bis 6.29 zeigen Details zur Verbrennung der zuvor betrachteten Punkte. Untereinander zu sehen sind die Spannung am Piezoinjektor, der Heizverlauf und der Zylinderdruckverlauf. Die Diagramme zeigen einen Vergleich der Verbren- nung mit und ohne AGR. Dabei fällt der höhere Verdichtungsenddruck bei den Be- triebspunkten ohne AGR auf. Dies könnte durch die niedrigere Ansauglufttemperatur, aber auch durch einen wegen der größeren Luftmasse erhöhten Ladedruck begründet sein. Je weiter die Anzahl der Einspritzungen reduziert wird, umso steiler wird der Anstieg des Zylinderdruckverlaufs. In Abbildung 6.29 ist der extreme Verbrennungs- stoß gut zu erkennen, der sich ohne Piloteinspritzung ergibt. Man beachte dabei die geänderte Achsenskalierung des Heizverlaufs. Auch die frühere Verbrennungslage ohne AGR ist in den Heizverläufen aller Diagramme deutlich zu sehen.

Tabelle 6.3: Kennwerte der Verbrennung, Wettbewerbermotor (2000/6)

Bezeichnung	p_{\max} bar	Lage °KW	$dp/d\varphi_{\max}$ bar/°KW	Lage °KW	$d^2p/d\varphi^2_{\max}$ bar/°KW ²	Lage °KW	Pegel dB(A)
Basis	73.2	8.7	3.76	-2.3	1.33	3.7	88.3
3Inj	77.2	8.1	5.04	-2.6	2.01	2.4	87.7
2Inj	75.6	9.5	5.08	-5.4	1.94	-6.2	88.7
1Inj	75.4	10.3	9.92	8.2	4.50	6.7	95.9
Basis	83.8	8.0	4.56	-4.5	2.12	26.6	88.8
3Inj	89.2	8.8	5.23	-3.4	2.47	1.6	89.2
2Inj	89.2	9.6	7.45	5.9	3.39	15.5	90.0
1Inj	91.4	9.4	17.74	7.6	8.18	6.0	100.1

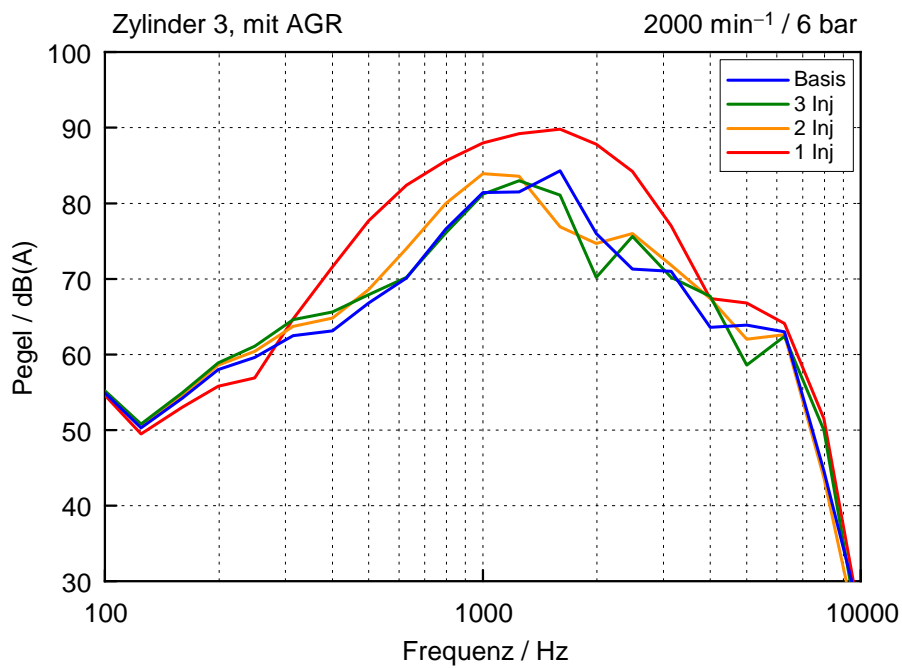


Abbildung 6.24: Terzspektrn mit AGR

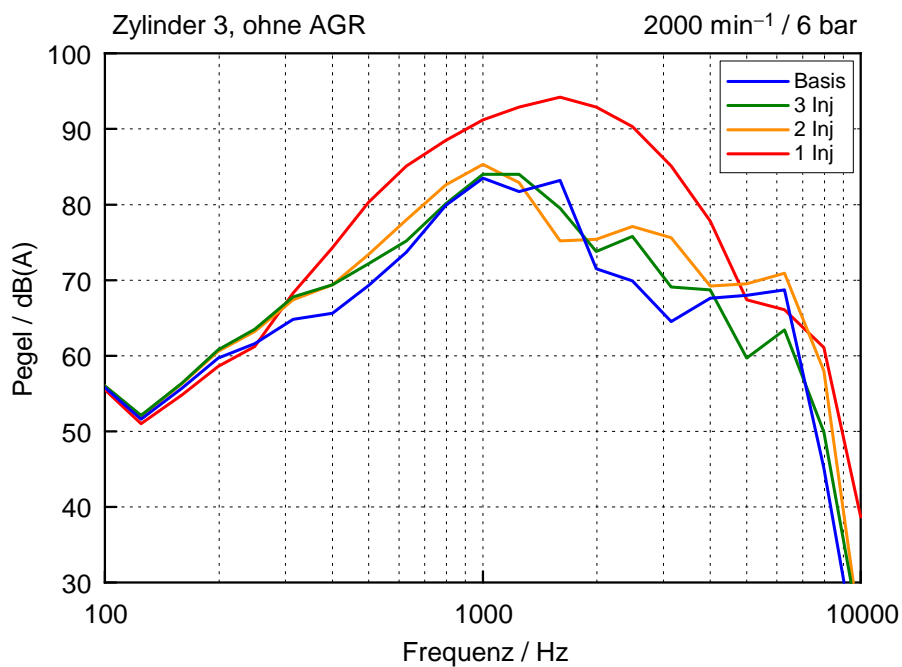


Abbildung 6.25: Terzspektrn ohne AGR

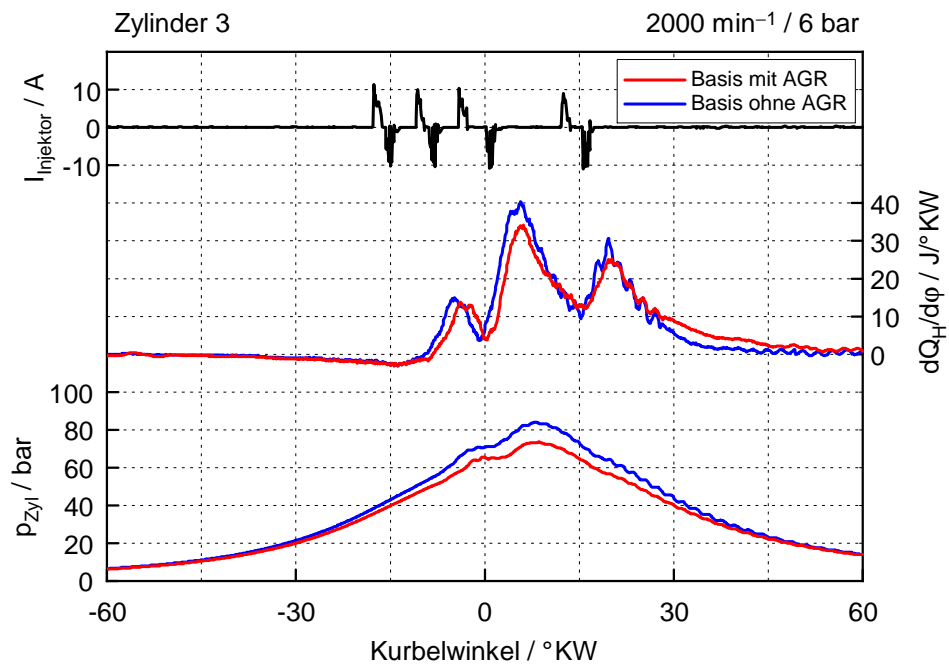


Abbildung 6.26: Details Basis

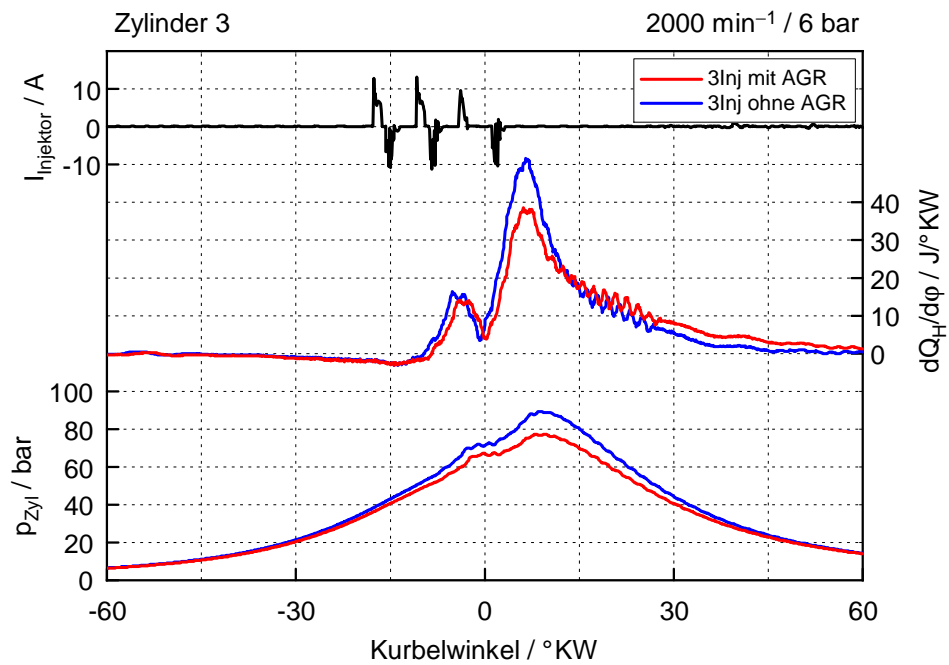


Abbildung 6.27: Details 3 Einspritzungen

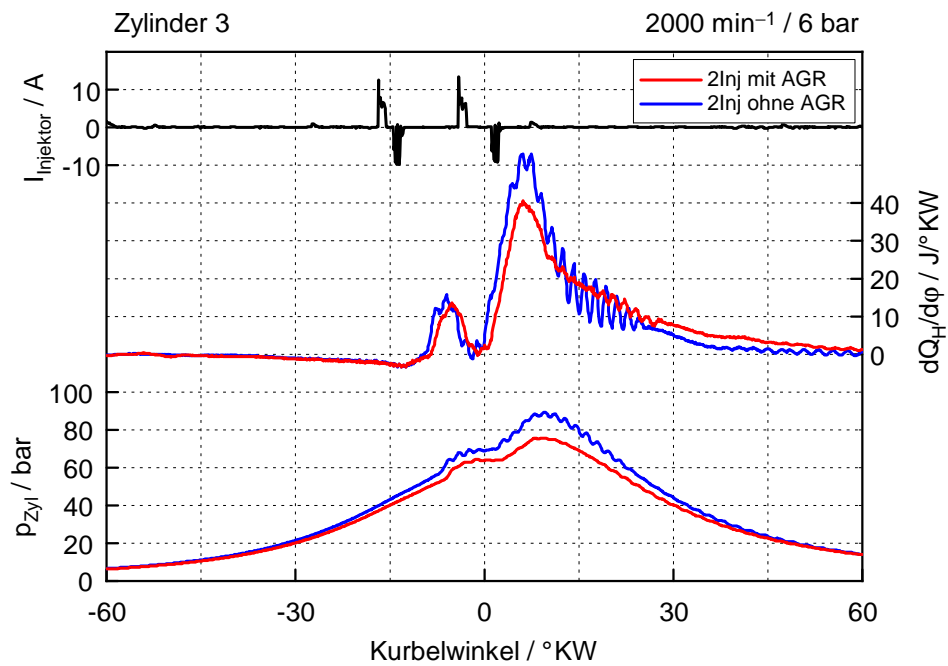


Abbildung 6.28: Details 2 Einspritzungen

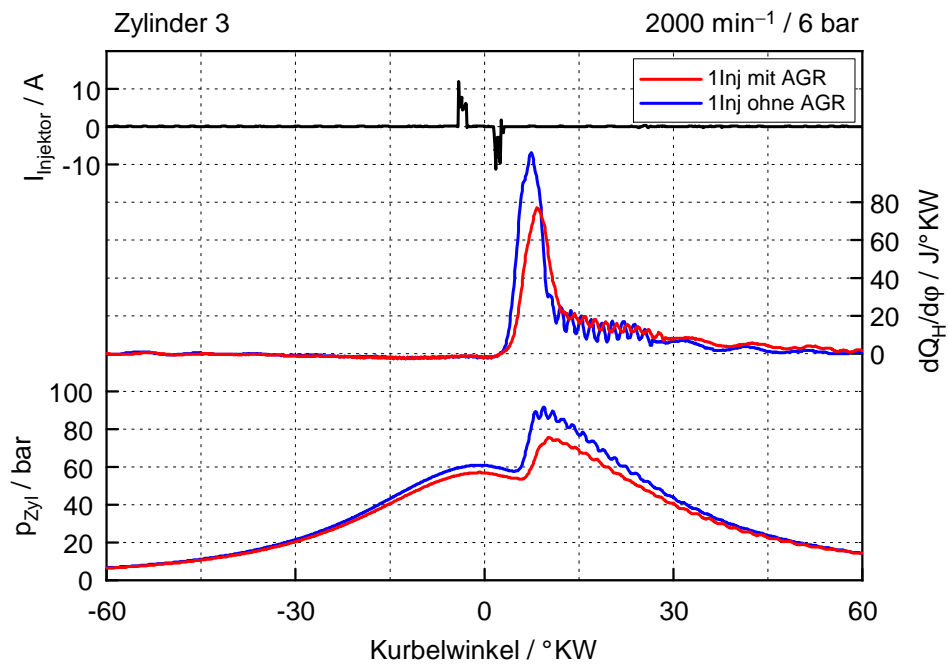


Abbildung 6.29: Details 1 Einspritzung

6.2.4 Simulation anderer Einspritzmuster

Im Zuge der Anregungsspektrum-Analyse wurden auch die Auswirkungen von Änderungen des Verbrennungsablaufs auf die Geräuschanregung simuliert. Zur Simulation des Verhaltens wurde das in Kapitel 4 vorgestellte Modell des BMW N47D20O1-W76 verwendet. Die Auflösung der Simulation beträgt 0.2°KW , da sonst sehr hohe Frequenzen im Zylinderdruckverlauf nicht ausreichend abgebildet werden. Die Variation des Brennverlaufs wurde im Betriebspunkt $1750\text{ min}^{-1}/6\text{ bar}$ simuliert, da die Geräuschüberhöhung dort besonders ausgeprägt auftritt. Das Einspritzmuster des Serienmotors besteht in diesem Betriebspunkt aus einer Pilot- und einer Haupteinspritzung. Die in der Simulation abgebildeten Einspritzmuster und deren Abkürzung sind in Tabelle 6.4 zu sehen. Die veränderten bzw. zusätzlichen Einspritzungen wurden durch einen abgeänderten Brennverlauf nachgebildet. Die zusätzlichen Piloteinspritzungen wurden im Abstand von jeweils 10°KW vor der serienmäßigen Piloteinspritzung angefügt. Zum Verändern der Einspritzmenge wurde der Brennverlauf im Bereich der Piloteinspritzung mit dem jeweiligen Faktor skaliert. Dieser wäre 5 im Fall der 5-fachen Piloteinspritzmenge. Der abgeänderte Brennverlauf wird jeweils auf die gleiche gesamte Einspritzmenge des Betriebspunkts bezogen.

Tabelle 6.4: Erklärung der Abkürzungen

Abkürzung	Einspritzmuster	Spritzbeginn in $^\circ\text{KW}$
Basis	1 Vor-, 1 Haupt-	$-5.2 / +3.8$
keine PI	nur Haupteinspritzung	$+3.8$
$3 \times$ PI	3 Vor-, 1 Haupt-	$-25.2 / -15.2 / -5.2 / +3.8$
5-fach	5-fache Vor-, 1 Haupt-	$-5, 2 / +3.8$
10-fach	10-fache Vor-, 1 Haupt-	$-5, 2 / +3.8$

In den Abbildungen 6.30 und 6.31 sind die Anregungsspektren der Simulationsergebnisse dargestellt. Zum Vergleich ist auch jeweils das Anregungsspektrum der Messung zu sehen. Das Spektrum der Messung zeigt die Anregung im Zylinder 1, dessen Drucksignal zuvor mit einem 6000Hz -Tiefpass gefiltert wurde. Der Brennverlauf für die Simulation wurde ebenfalls von Zylinder 1 abgeleitet. Die mit Basis bezeichnete Variante entspricht dem serienmäßigen Brennverlauf. Zwischen dem Spektrum von Basis und Messung ergibt sich bis zu einer Frequenz von etwa 2000 Hz eine sehr gute Übereinstimmung. Die Abweichung darüber ist möglicherweise durch die erhöhte Anregung aufgrund störender Schwingungen im Zylinderdrucksignal der Messung verursacht. Die Simulation sollte mit einer Auflösung von 0.2°KW zumindest in der Lage sein, bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} Schwingungen bis zu einer Frequenz von 52.5 kHz abzubilden. Das Abtasttheorem besagt, dass die Schwingung an dieser Grenze zwar nicht korrekt wiedergegeben werden kann, der Vergleich zeigt aber, dass die Abweichung nicht an einer zu groben Auflösung der Simulation liegt. Die Abbildungen 6.32 und

6.33 zeigen den Brennverlauf und das Zylinderdrucksignal der simulierten Varianten. In Tabelle 6.5 sind die wichtigsten Kennwerte der Verbrennung aufgelistet.

Abbildung 6.30 zeigt die Anregungsspektren, die sich bei einer Variation der Piloteinspritzungsanzahl ergeben. Rein optisch ist in Abbildung 6.32 eine deutliche Änderung der Zylinderdruckverläufe auszumachen. In Tabelle 6.5 ist durchaus eine Auswirkung auf den Druckanstieg und die Druckanstiegsgeschwindigkeit zu erkennen. Verglichen mit der Variation am Wettbewerbermotor in Tabelle 6.3, ist die erzielte Änderung allerdings gering. Die Anregungsspektren der simulierten Varianten heben sich nur geringfügig von der Basis-Verbrennung ab. Vergleicht man die Simulation mit dem Anregungsspektrum des Wettbewerbermotors in Abbildung 6.24 so bewirkt das Weglassen der Piloteinspritzung hier die gleiche tendenzielle Formänderung des Anregungsspektrums. Ein erhöhter Verbrennungsgeräuschpegel tritt bei der Simulation allerdings nicht auf. Daraus lässt sich schließen, dass die Verbrennung unzureichend abgebildet wird, um auf solch geringfügige Änderungen anzusprechen. Das Problem dabei liegt darin, dass Änderungen an der Verbrennung nur durch den Brennverlauf möglich sind. Der Brennverlauf entspricht der durch die Verbrennung freigesetzten Wärmemenge. Vermeintliche Änderungen der Verbrennung wirken sich somit nur auf den Zylinderdruckverlauf aus. Das ist daran zu erkennen, dass jede Voreinspritzung einen sanften, stufenweisen Anstieg des Zylinderdrucks zufolge hat. Um den Einfluss einer Piloteinspritzung sichtbar zu machen, müssen allerdings auch Mischungsvorgänge und Vorreaktionen abgebildet werden.

Abbildung 6.31 zeigt das Anregungsspektrum bei veränderter Piloteinspritzmenge. Die wesentlich höhere Energieumsetzung während der Vorverbrennung hat deutliche Auswirkungen auf den Zylinderdruckverlauf in Abbildung 6.33. Aufgrund der merklich gesteigerten Anregung ergeben sich, nach Tabelle 6.5, mit vergrößerter Piloteinspritzmenge auch deutlich höhere Summenpegel.

Tabelle 6.5: Kennwerte der Verbrennung, Simulation N47 (1750/6)

Bezeichnung	p_{\max} bar	Lage °KW	$dp/d\varphi_{\max}$ bar/°KW	Lage °KW	$d^2p/d\varphi^2_{\max}$ bar/°KW ²	Lage °KW	Pegel dB(A)
Messung	61.3	12.6	3.26	10.2	1.44	8.4	86.4
Basis	59.5	12.6	2.10	10.0	1.04	8.2	85.8
keinePI	58.6	12.8	3.14	10.0	1.18	7.2	85.7
3x PI	61.4	12.4	2.47	10.0	0.96	8.2	85.4
5-fach	60.8	12.0	4.81	-3.0	2.98	-4.2	89.1
10-fach	69.2	0.6	7.99	-3.0	5.31	-4.4	92.5

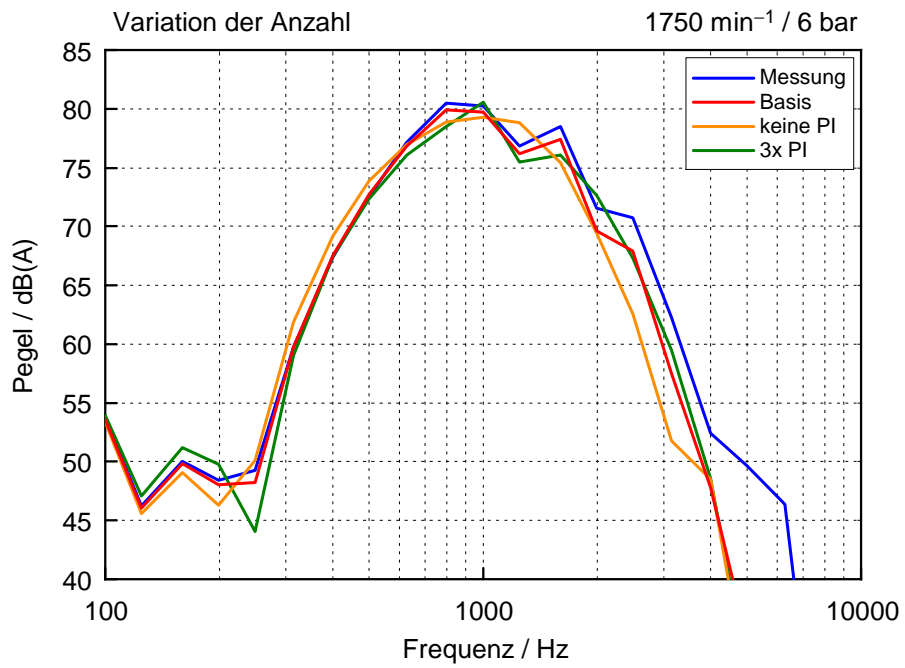


Abbildung 6.30: Terzspektrn bei Variation der Piloteinspritzanzahl

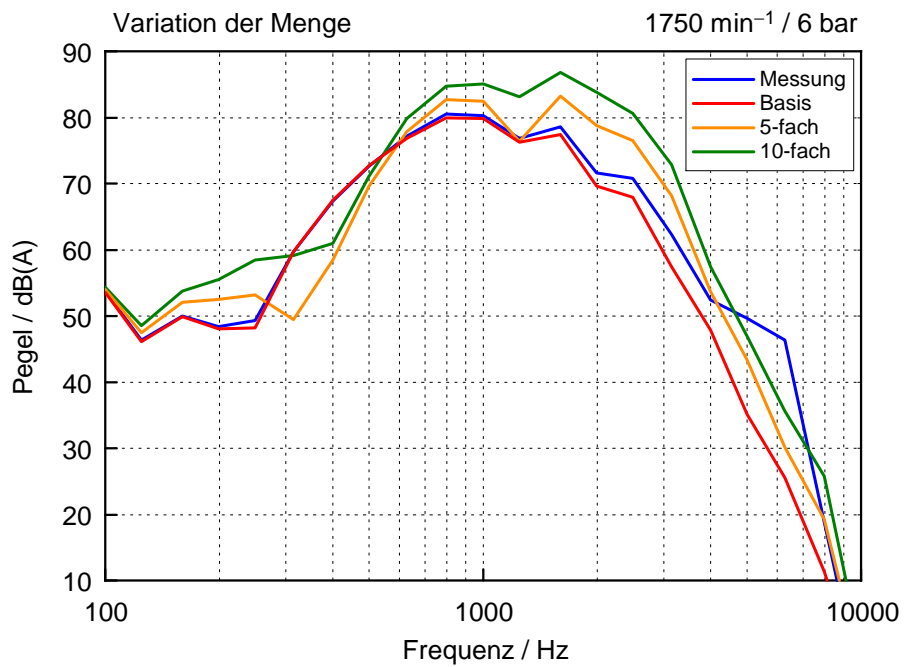


Abbildung 6.31: Terzspektrn bei Variation der Piloteinspritzmenge

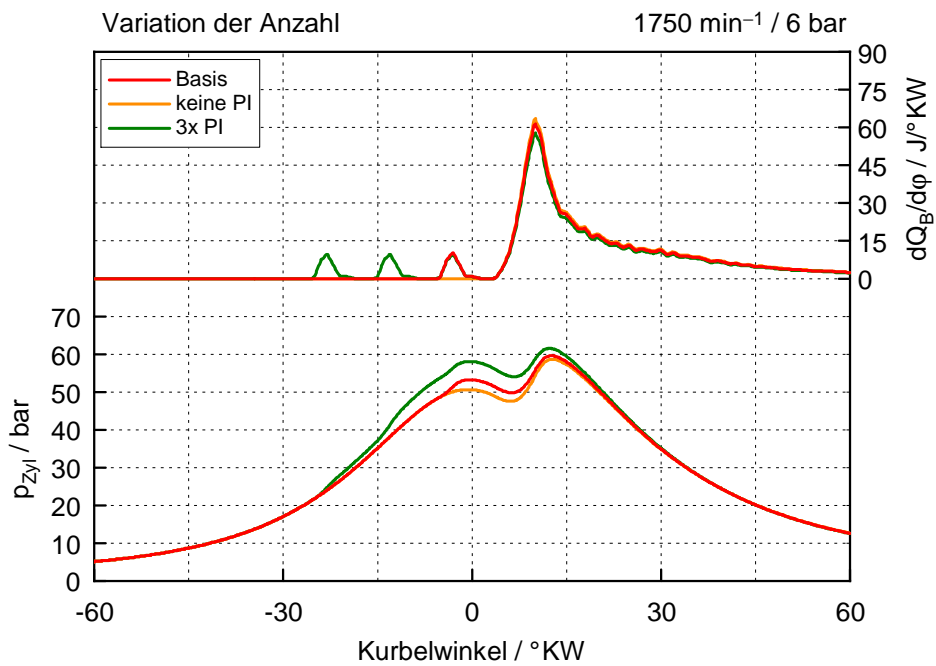


Abbildung 6.32: Details zur Variation der Piloteinspritzanzahl

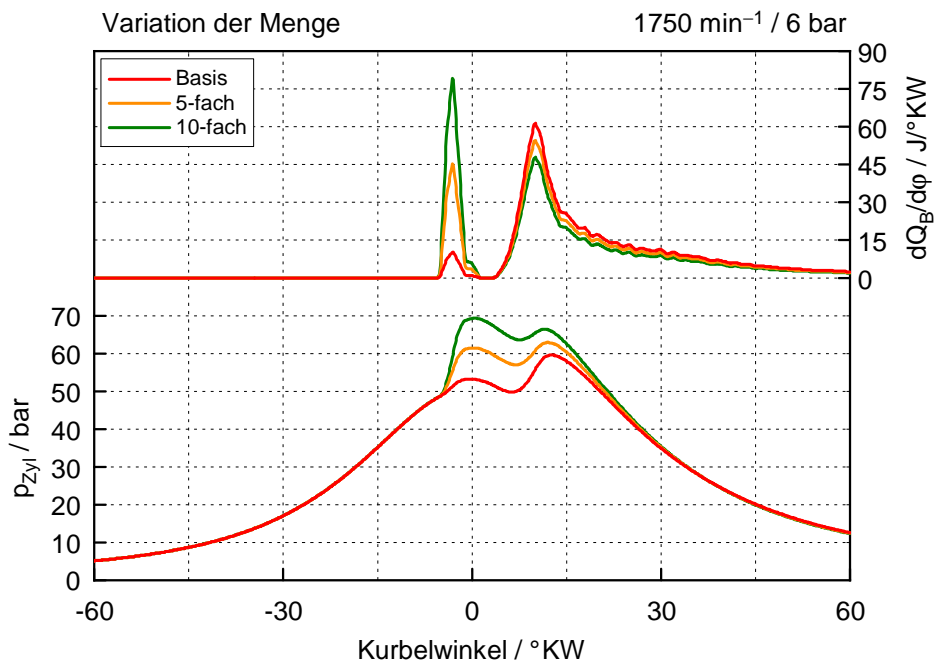


Abbildung 6.33: Details zur Variation Piloteinspritzmenge

6.3 Verbrennungsanalyse BMW N47

Dieser Abschnitt zeigt Ergebnisse von Simulation und Messung im Zuge einer näheren Analyse der Verbrennung. Weiters wird hinsichtlich Geräuschanalyse auch die Anregung durch die Gaskraft betrachtet. Auch diese Analyse bezieht sich bewusst auf den BMW N47D20O1-W76, da durch den älteren Bedatungsstand die Überhöhungen noch wesentlich ausgeprägter auftreten. Die Verknüpfung von Simulation und Messung erfolgt einerseits, um die Genauigkeit des Modells zu überprüfen, aber auch um die Auswertung um nicht messbare Größen zu erweitern. Durch Vergleich von Verbrennungsablauf und Anregung ist es möglich, auf Zusammenhänge zwischen beiden zu schließen. Im Weiteren mit „Messung“ bezeichnete Daten beziehen sich auf die Messreihe 034 des BMW N47D20O1-W76. Diese Messreihe diente auch als Anhaltspunkt für alle am Simulationsmodell vorgegebenen Parameter. Wie schon in Kapitel 6.2.1 behandelt, wurde das Zylinderdrucksignal der Messung mit einem Tiefpassfilter der Grenzfrequenz 6000 Hz gefiltert. Dadurch konnte das Signal weitgehend von den störenden Pfeifenschwingungen bereinigt werden. Die Auflösung der kurbelwinkelgestützten Signale beträgt bei Messung wie auch Simulation 0.1°KW . Auswertungen der Simulation resultieren immer aus Mittelwerten aller 4 Zylinder. Dadurch wird eine auch am Simulationsmodell vorhandene minimale Ungleichverteilung zwischen den Zylindern ausgeglichen. Am realen Motor tritt diese Ungleichverteilung viel ausgeprägter auf. Alle Messwerte beziehen sich jedoch nur auf den Zylinder 1, da die zur Simulation benötigten Daten für die Verbrennung von diesem abgeleitet wurden. Um die Auswertung übersichtlicher zu gestalten, sind simulationsbasierte Kennfelder blau eingefärbt, Kennfelder mit Messergebnissen hingegen grün. Die Diagramme zeigen alle nur einen eingeschränkten Kennfeldbereich, in dem die Geräuschüberhöhungen besonders ausgeprägt sind. Um den Vergleich von Simulation und Messung zu erleichtern, wurden die Isolinien der Kennfelder in gleicher Höhe festgelegt.

Abbildung 6.34 und 6.35 zeigen die Kennfeld-Stützstellen von Simulation und Messung. Diese Darstellung zeigt, wie dicht der Kennfeldbereich gerastert ist. Im Zuge der Auswertung sollten diese Punkte immer in Erinnerung bleiben. Dadurch kann ermittelt werden, ob es sich beim betrachteten Punkt um einen Messpunkt, oder um einen interpolierten Wert handelt. Andererseits können damit auch mögliche Interpolationsfehler aufgedeckt werden. Die Messpunkte in Abbildung 6.35 im oberen Lastbereich bei 1250 min^{-1} wurden entfernt, da es in diesem Bereich aufgrund von Aufbauschwingungen am Motorprüfstand nicht möglich war einen stabilen Betriebspunkt einzustellen. Bei den Simulationsergebnissen in diesem Bereich ist daher ebenfalls Vorsicht geboten, weil hier keine Messpunkte zur Verfügung standen.

6.3.1 CNL

Abbildung 6.36 und 6.37 zeigen einen Vergleich des Verbrennungsgeräuschs, das aus Simulation und Messung ermittelt wurde. Der Combustion Noise Level der Simulation

ist aus den Zylinderdruckverläufen der Einzelzylinder errechnet. Die Ergebnisse der Messung beziehen sich, wie bereits erwähnt, auf die Messdaten des Zylinder 1.

Die Geräuschüberhöhungen treten vorwiegend im unteren Lastbereich auf. Besonders auffällig ist dabei der starke Anstieg des Verbrennungsgeräuschs bei 1500 min^{-1} bis etwa 2500 min^{-1} im Bereich von $2 \div 6 \text{ bar}$ effektivem Mitteldruck. Dieser ist am geringen Abstand der Isolinien zu erkennen. In gewissen Kennfeldbereichen treten Geräuschüberhöhungen auf. Dort ist das Verbrennungsgeräusch bei niedrigen Lasten höher als jenes bei hohen Lasten.

Der Vergleich beider Kennfelder zeigt, dass die Geräuschüberhöhungen, zumindest tendenziell, von der Simulation sehr gut wiedergegeben werden. Der absolute Unterschied im Summenpegel beträgt maximal 1 dB. Eine mögliche Ursache für die Abweichung ist, dass die Brennraumschwingungen der Simulation anders ausgeprägt sind als am realen Motor. Eine weitere Unsicherheit ist auch die Filterung des Drucksignals, da nur grob abgeschätzt werden kann, welcher Anteil Brennraumschwingungen

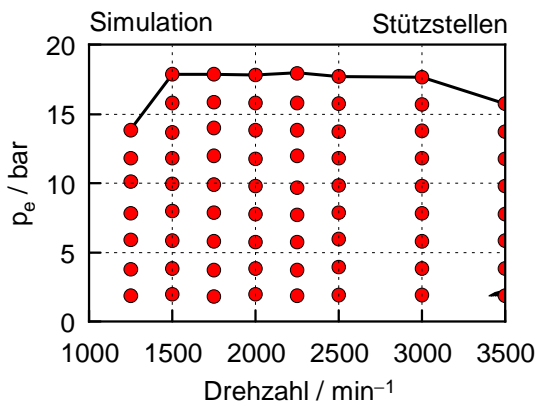


Abb. 6.34: Stützstellen Simulation

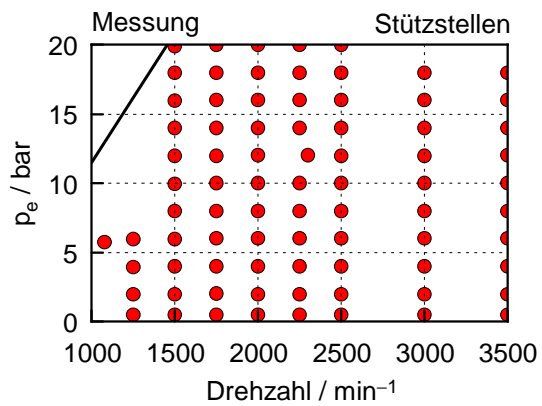


Abb. 6.35: Stützstellen Messung

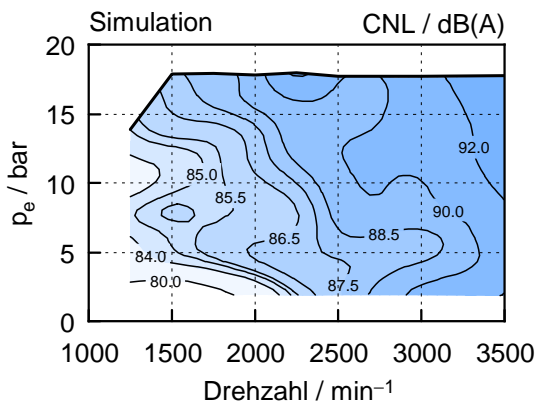


Abb. 6.36: CNL der Simulation

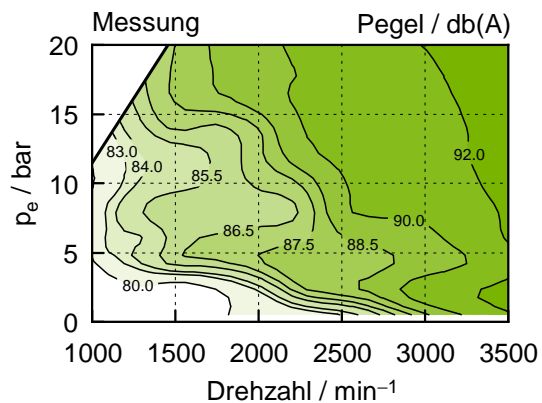


Abb. 6.37: CNL der Messung

sind und welcher aus Störeinflüssen herrührt. Höherfrequente Komponenten haben aber auf den Summenpegel nur wenig Einfluss, da ihr Anteil an der gesamten Schallleistung gering ist. Vergleicht man Abbildung 6.36 bzw. 6.37 mit dem Ergebnis der Rollenprüfstandsmessung in Abbildung 6.8 so fällt auf, dass die Geräuschüberhöhung beim N47D2001-W76 noch wesentlich ausgeprägter ist. Die Rollenprüfstandsmessung zeigt, dass durch den neueren Bedatungsstand der Motorsteuerung die Überhöhung selbst etwas abgeschwächt wurde.

6.3.2 Spitzendruck & Lage

Die Abbildungen 6.38 bis 6.41 zeigen den maximal auftretenden Zylinderdruck p_{\max} und dessen Lage in Referenz zum Zünd-OT. Nach [14] beeinflusst der Zylinderspitzen- druck das Anregungsspektrum bis zur Frequenz von $f = 10 \cdot n$ (mit n in s^{-1}). Der Spitzendruck wirkt sich demnach maßgeblich auf den Pegel des Verbrennungsgeräuschs aus, da die niederfrequenten Komponenten einen Großteil der gesamten Schallleistung

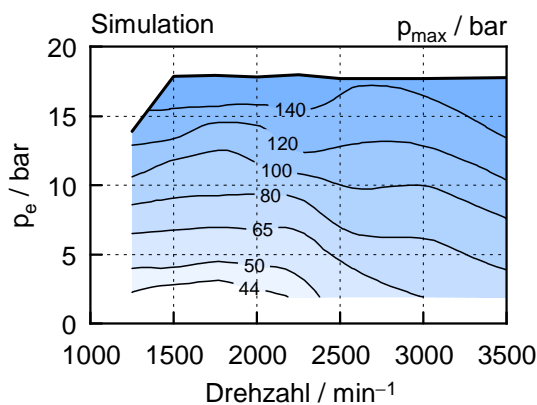


Abb. 6.38: Spitzendruck

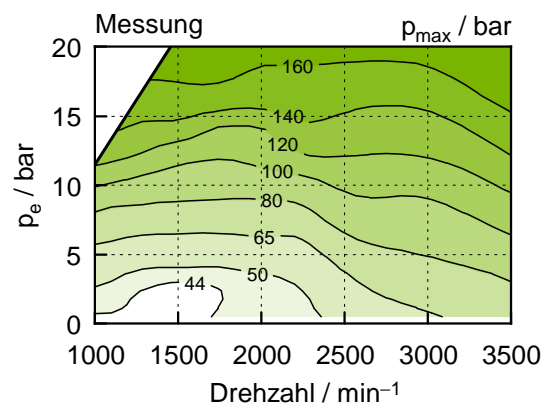


Abb. 6.39: Spitzendruck

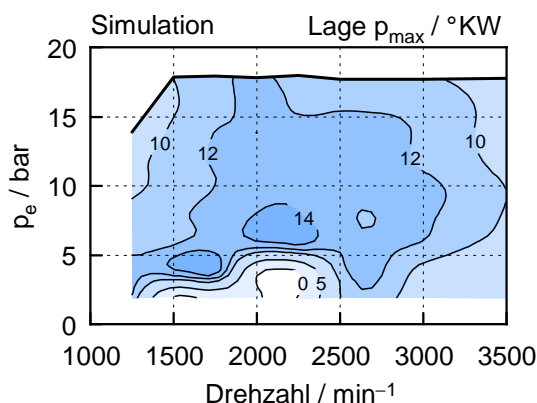


Abb. 6.40: Lage Spitzendruck

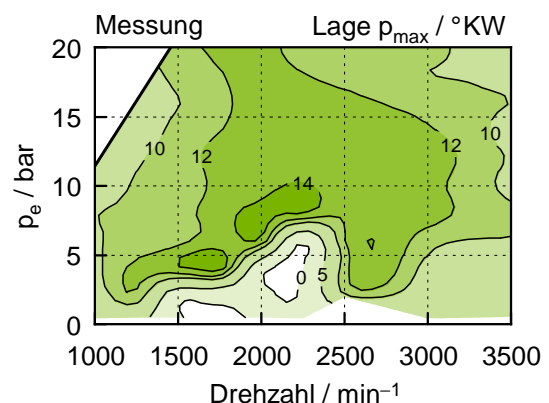


Abb. 6.41: Lage Spitzendruck

verursachen. Die Spitzendruck-Kennfelder aus Abbildung 6.38 bzw. 6.39 unterstützen diese These. Im Bereich des niedrigsten Spitzendrucks treten auch die niedrigsten CNL-Pegel auf. Im Kennfeldbereich in dem die Geräuschüberhöhungen auftreten sind allerdings keine Anomalien des Spitzendrucks erkennbar. Betrachtet man allerdings dessen Lage in Abbildung 6.40 bzw. 6.41, so ist ersichtlich, dass der Spitzendruck bei niedriger Last teilweise sehr früh auftritt. Diese frühe Lage ergibt sich, weil dort der Verdichtungsenddruck mit teilweise überlagertem Einfluss der Vorverbrennung höher ist, als das Druckmaximum während der Verbrennung. Die Zylinderdruckverläufe von Abbildung 6.64 zeigen dies für die Drehzahl von 1750 min^{-1} . Bei höherer Last und Drehzahl ist aufgrund des erhöhten Ladedrucks mehr Luftmasse im Zylinder vorhanden. Dadurch ist der Verdichtungsenddruck höher. Abbildung 6.65 zeigt zwei ausgewählte Betriebspunkte bei einer Drehzahl von 2250 min^{-1} . Aus den Zylinderdruckverläufen darin zeichnet sich der genannte Zusammenhang sehr anschaulich ab. Man erkennt ebenfalls, dass dort das Druckmaximum während der Verbrennung das Druckmaximum der Verdichtung mit eventuell überlagerter Vorverbrennung erst bei wesentlich höherer Last übersteigt.

6.3.3 Maximaler Druckanstieg & Lage

In Abbildung 6.46 bis 6.49 ist der maximale Druckanstieg $dp/d\varphi_{\max}$ mit dessen Lage in Referenz zum Zünd-OT zu sehen. Die Farbgebung erleichtert das Unterscheiden der Lage. Negative Zahlenwerte sind braun eingefärbt und kennzeichnen eine Lage vor OT.

Nach [14] beeinflusst der maximale Druckanstieg das Anregungsspektrum im Frequenzbereich von $f = 10 \div 40 \cdot n$ (mit n in s^{-1}). Das Augenmerk sei zunächst auf den maximalen Anstieg des Zylinderdrucks in Abbildung 6.46 bzw. 6.47 gerichtet. Im Kennfeldbereich bis etwa 15 bar ist aber kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Höhe des Druckanstiegs und Verbrennungsgeräusch zu erkennen. So ergeben sich beispielsweise im Drehzahlbereich unter 2000 min^{-1} trotz höherer Absolutwerte des Anstiegs teilweise niedrigere Pegel als im Drehzahlbereich darüber. Es existieren aber durchaus Bereiche, in denen der Zusammenhang eindeutig erfüllt ist. Im Lastschnitt bei 1750 min^{-1} , bei einer Laststeigerung von 3 bar auf 6 bar effektiven Mitteldruck, verdreifacht sich der maximale Druckanstieg. Daraus resultiert beim 6 bar Betriebspunkt ein höherer Verbrennungsgeräuschpegel. Für diesen Zusammenhang ist allerdings auch die Ursache des maximalen Druckanstiegs von Bedeutung. Dieser wird üblicherweise durch die Hauptverbrennung verursacht. Aber auch die Vorverbrennung kann den maximalen Druckanstieg verursachen, wenn die Hauptverbrennung sehr sanft abläuft. Dies ist im betrachteten Kennfeldbereich bei hoher Last und Drehzahl der Fall. Die Vorverbrennung beeinflusst die Geräuschregung aufgrund von Vorreaktionen zwar indirekt. Ein direkter Einfluss dieser auf die Geräuschregung ist allerdings nicht bekannt, da der Druckanstieg meist nur über eine sehr kurze Zeit hinweg erfolgt.

Die Lage des maximalen Druckanstiegs ist in Abbildung 6.48 bzw. 6.49 zu sehen.

Diese ist je nach Bereich durch verschiedene Effekte begründet. Im Kennfeldbereich bis etwa 2.5 bar effektivem Mitteldruck resultiert die frühe Lage daraus, dass der maximale Druckanstieg durch die Verdichtung und auch der teilweise überlagerten Vorverbrennung verursacht wird. Im Gegensatz zum Zylinderspitzenndruck ist hier allerdings keine Abhängigkeit vom Ladedruck zu erkennen. Zur Veranschaulichung ist in Abbildung 6.42 der Druckverlauf mit dessen 1. und 2. Ableitung des Betriebspunkts $1750 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$ dargestellt. Man erkennt, dass der Anstieg während der Verbrennung nicht über den der Verdichtung hinausreicht. Das Maximum tritt folglich noch vor dem oberen Totpunkt auf. Abbildung 6.43 zeigt die gleichen Verläufe für den Betriebspunkt $1750 \text{ min}^{-1}/4 \text{ bar}$. Dort ist die Energiefreisetzung durch die Verbrennung bereits wesentlich höher. Im Kennfeldbereich über 2.5 bar effektivem Mitteldruck, bei niedrigen Drehzahlen, wird der maximale Druckanstieg durch die Hauptverbrennung verursacht. Dadurch ergibt sich auch die späte Lage. Abbildung 6.64 zeigt einen Betriebspunkt ($1750 \text{ min}^{-1}/4 \text{ bar}$), bei dem der maximale Druckanstieg durch die Hauptverbrennung verursacht wird. Mit ein Grund für die späte Lage sind höchstwahrscheinlich die teilweise ungünstigen Verbrennungsbedingungen in diesem Bereich. In diesem Zusammenhang ist sicherlich auch die AGR von Bedeutung. Deren Anwendungsbereich ist in Abbildung 6.56 zu sehen und fällt größtenteils mit Bereichen später Lage zusammen. Betrachtet man das Einspritzsignal und den Heizverlauf in Abbildung 6.64, so zeigt sich die verbrennungsverzögernde Wirkung der AGR. Diese steht immer auch im Zusammenhang mit dem Zustand im Brennraum zu Beginn der Ein-

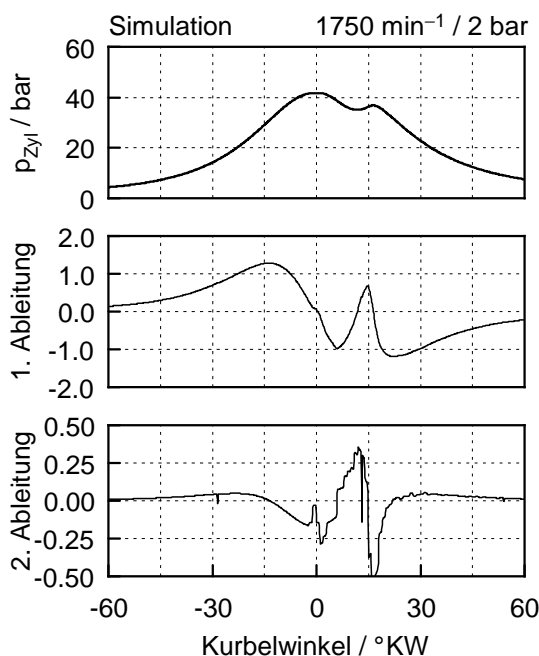


Abb. 6.42: Ableitungen zu $1750/2$

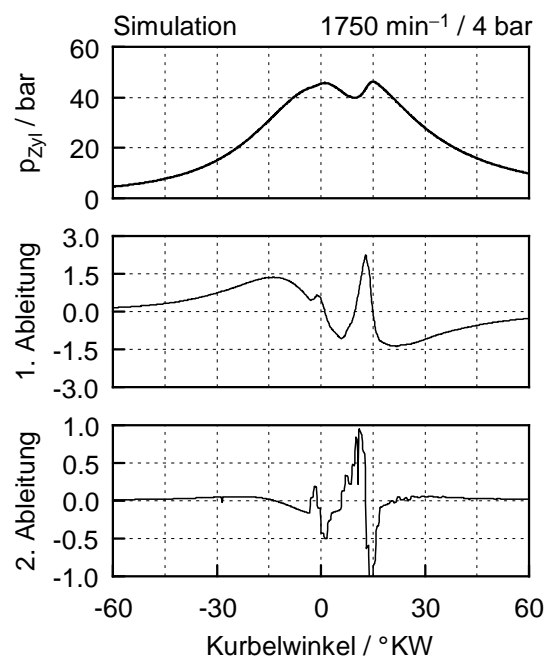


Abb. 6.43: Ableitungen zu $1750/4$

spritzung. Die Hauptverbrennung setzt erst nach vollendeter Haupteinspritzung, dafür aber sehr rasch ein. Gleiches gilt für den Betriebspunkt $2250 \text{ min}^{-1}/4 \text{ bar}$ in Abbildung 6.65. Im Kennfeldbereich über 2.5 bar effektivem Mitteldruck, bei hohen Drehzahlen, wird beim untersuchten Versuchsträger der maximale Druckanstieg hingegen durch die Vorverbrennung verursacht. Daraus resultiert auch dessen frühe Lage in diesem Bereich. Wie bereits erwähnt ist zu beachten, dass der Druckanstieg der Vorverbrennung nicht direkt zur Geräuschanregung beiträgt. Die Abbildungen 6.44 und 6.45 zeigen Betriebspunkte in denen der maximale Druckanstieg durch die Vorverbrennung verursacht wird. Diese zeichnet sich durch einen deutlichen Peak in der 1. Ableitung ab. Die Heizverläufe in Abbildung 6.66 zeigen, dass die Energieumsetzung der Vorverbrennung genau mit den Peaks zusammenfällt. Im rechten oberen Kennfeldbereich erfolgt der Verbrennungsablauf sehr sanft. Mit ein Grund dafür ist, wie aus den Heizverläufen in Abbildung 6.66 und 6.67 zu erkennen, dass die Energieumsetzung über einen größeren Kurbelwinkelbereich hinweg erfolgt. Die, in Relation zum Kurbelwinkel gesehen, längere Umsetzungsdauer folgt mitunter aus der hohen Drehzahl. Die Verbrennung läuft auch hier mit annähernd gleicher Geschwindigkeit ab wie bei niedriger Drehzahl. Ein weiterer Grund dafür ist die größere Einspritzmenge. Die größere Kraftstoffmenge benötigt mehr Zeit für die Durchmischung, der diffusionskontrollierte Teil der Verbrennung läuft daher über einen größeren Zeitraum hinweg ab. Dadurch ergeben sich bei hohen Drehzahlen sehr gleichmäßige Zylinderdruckverläufe. Diese sind ebenfalls in Abbildung 6.66 und 6.67 dargestellt.

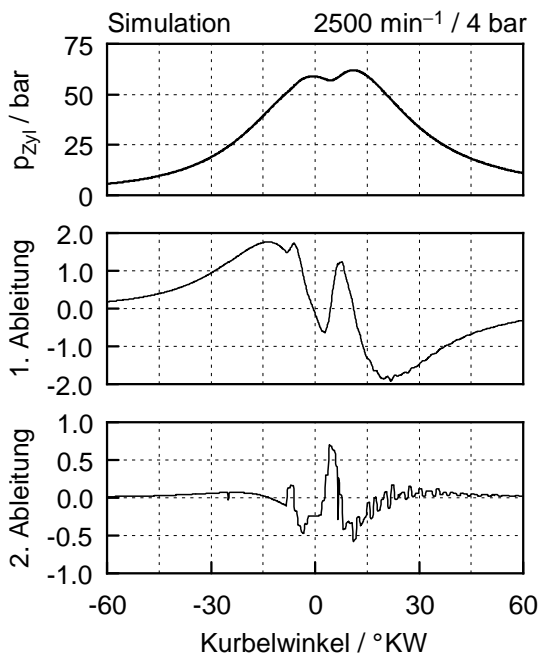


Abb. 6.44: Ableitungen zu 2500/4

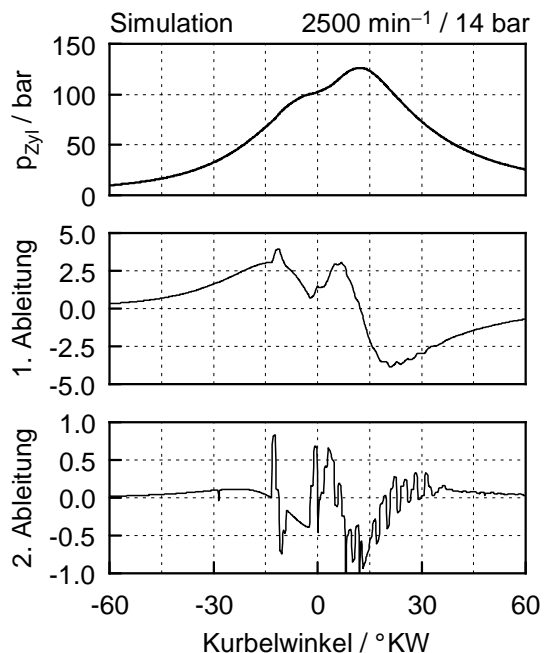


Abb. 6.45: Ableitungen zu 2500/14

Mit Messdaten des Vollmotors lassen sich die Auswirkungen der Geräuschüberhöhungen auf verschiedenste Kennwerte nachvollziehen. Das Finden allgemein gültiger Zusammenhänge und Abhängigkeiten gestaltet sich allerdings äußerst schwierig, da stets mehr als nur ein Parameter variiert wird. Ein Einfluss der Lage des maximalen Druckanstiegs auf das Verbrennungsgeräusch ist jedenfalls vorhanden. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, ob der maximale Druckanstieg von der Vor- oder der Hauptverbrennung herrührt. Durch die geänderte Kolbenstellung und den unterschiedlichen Schmierfilm treten jeweils andere Verhältnisse für die Strukturanregung auf. Einen weiteren Einfluss auf die Strukturanregung stellt auch die Dauer des Druckanstiegs dar. Die Kennfelder sind mit 0.1°KW aufgelöst und zeigen nur Maximalwerte. Wie aus der 1. Ableitung in den Abbildungen 6.42, 6.43, 6.44 und 6.45 ersichtlich, erfolgt der Druckanstieg durchaus über unterschiedliche Zeitspannen hinweg.

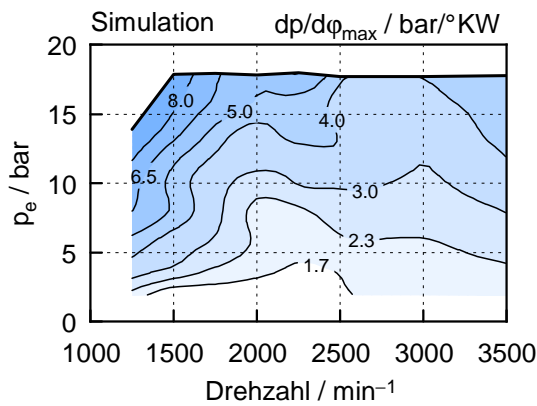


Abb. 6.46: max. Druckanstieg

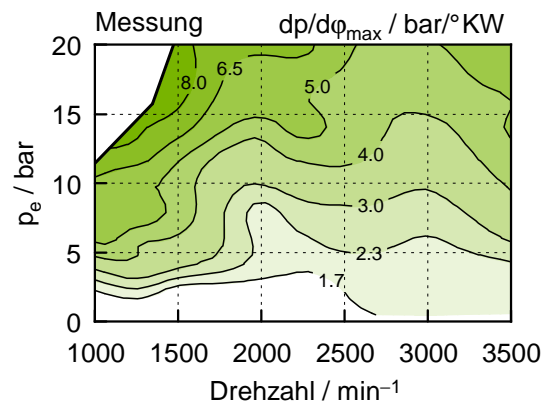


Abb. 6.47: max. Druckanstieg

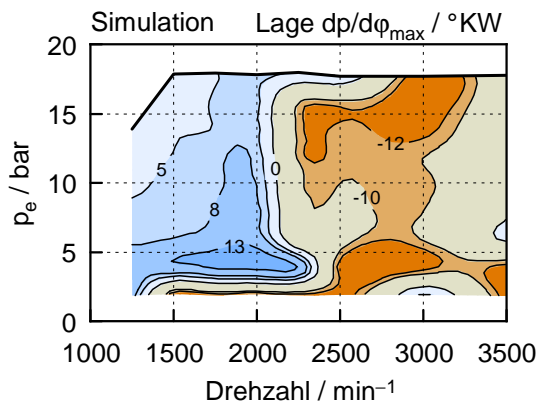


Abb. 6.48: Lage max. Druckanstieg

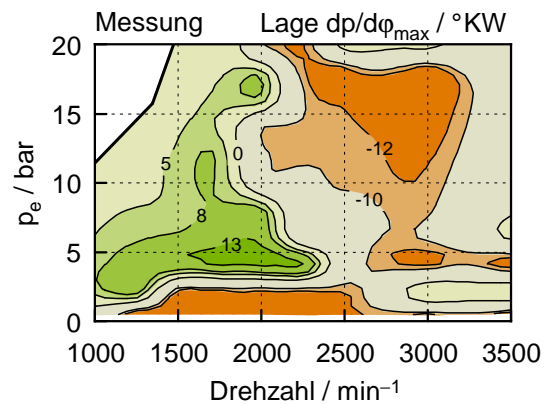


Abb. 6.49: Lage max. Druckanstieg

6.3.4 Maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit & Lage

Die Abbildungen 6.50 und 6.51 zeigen die maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit $d^2p/d\varphi^2_{\max}$ des Zylinderdrucks. Diese entspricht dem Maximum der 2. Ableitung des Zylinderdruckverlaufs. Die Werte der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit der Messung sind hier allerdings Mittelwerte aller 4 Zylinder. Wie schon in Kapitel 6.2.1 behandelt, beeinträchtigen die überlagerten Schwingungen die Signalqualität, besonders die der 2. Ableitung, maßgebend. Durch die Verwendung von Mittelwerten können die Ausreißer eines einzelnen Zylinders weitgehend ausgeglichen werden. Die Werte der Lage beziehen sich jedoch weiterhin auf den Zylinder 1.

Nach [14] wirkt sich die maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit auf Frequenzen über $f = 40 \cdot n$ (mit n in s^{-1}) im Anregungsspektrum aus. Bei näherer Betrachtung der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit in Abbildung 6.50 bzw. 6.51 ergibt sich auch hier wiederum kein augenscheinlicher Zusammenhang mit den Geräuschüberhöhungen. Vergleicht man Simulation und Messung, so treten vor allem im Bereich

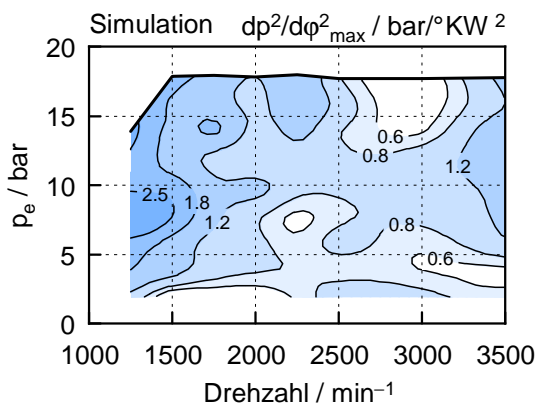


Abb. 6.50: 2. Ableitung

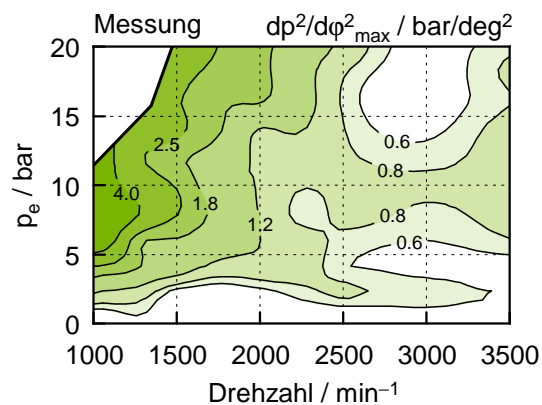


Abb. 6.51: 2. Ableitung

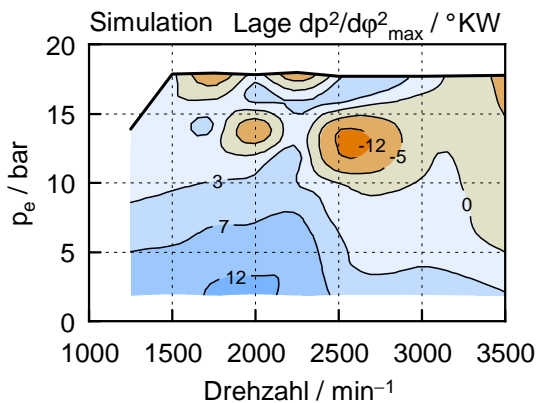


Abb. 6.52: Lage 2. Ableitung

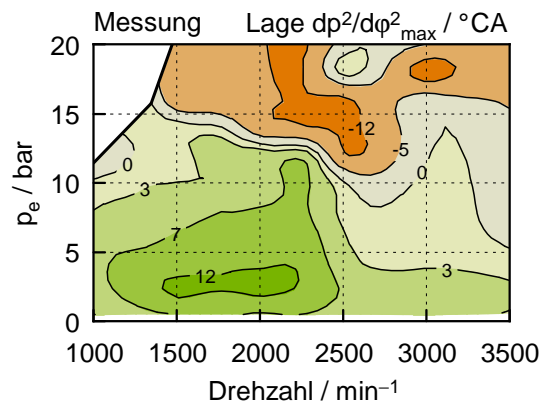


Abb. 6.53: Lage 2. Ableitung

niedriger Drehzahlen deutliche Unterschiede des Absolutwerts auf. Dies scheint, bei der 2. Ableitung der Messung, vorwiegend ein Problem der Detektierbarkeit zu sein. Denn ein Vergleich der 1. Ableitung zeigt, dass dort Simulation und Messung viel besser übereinstimmen. Da auf das Zylinderdrucksignal der Simulation keine störenden Einflüsse einwirken, ist anzunehmen, dass die simulierten Werte vertrauenswürdiger sind. Bezüglich Anregung zeichnen sich auch hier ähnliche Tendenzen wie schon zuvor beim maximalen Druckerhöhung ab. Bei niedriger Last wird die maximale Druckerhöhungsgeschwindigkeit durch die einsetzende Hauptverbrennung verursacht. Man beachte, dass im gleichen Bereich, wo der maximale Druckerhöhung durch die Kompression verursacht wird, hier die maximale Druckerhöhungsgeschwindigkeit ebenfalls von der Hauptverbrennung herrührt. Bei höherer Last, über etwa 10 bar effektivem Mitteldruck, ist aufgrund des sanfteren Verlaufs der Hauptverbrennung die Vorverbrennung maßgebend. Man betrachte dazu die 2. Ableitung in den Abbildungen 6.44 und 6.45.

6.3.5 Weitere Kennwerte der Verbrennung

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen ausgewählte Ergebnisse der Simulation, die messtechnisch nicht, oder nur mit erheblichem Aufwand, erfassbar sind.

Die Spitzentemperatur und deren Lage in Abbildung 6.54 und 6.55 sind hier nur der Vollständigkeit halber angeführt. Die Verbrennungstemperatur hat zwar großen Einfluss auf die NO_x -Bildung, spielt für das Verbrennungsgeräusch allerdings keine Rolle.

Abbildung 6.56 und 6.57 zeigen die Abgasrückführung. Dabei wird zwischen externer und interner AGR unterschieden. Die externe AGR wird, je nach Betriebspunkt, von der Motorsteuerung vorgegeben. Als Indikator dafür wurde die Restgaskonzentration im Saugrohr verwendet. Wie in Abbildung 6.56 eindrucksvoll zu erkennen, beschränkt sich die Anwendung der externen AGR in etwa auf den Bereich der gesetzgebungsrelevanten Fahrzyklen (NEDC, FTP 75, ...). Die interne AGR hingegen ist jene Restgasmenge, die während des Ladungswechsels aufgrund einer nicht ganz vollständigen Spülung, im Brennraum verbleibt. Da diese nicht messbar ist wurde sie als Differenz von Restgaskonzentration im Zylinder und Restgaskonzentration im Saugrohr berechnet.

Abbildung 6.58 und 6.59 zeigen den Brennbeginn und die Brenndauer. Das Erscheinungsbild der beiden Diagramme ist nahezu ident und repräsentiert eine sehr spät einsetzende und, bezogen auf den Kurbelwinkel, rasch ablaufende Verbrennung im Bereich der Geräuschüberhöhung. Brennbeginn und Brenndauer werden von Boost aus dem vorgegebenen Brennverlauf ermittelt. Als Brennbeginn gilt ein von 0 verschiedener Brennverlauf, d.h. er beinhaltet auch die Piloteinspritzung. Die Brenndauer erstreckt sich vom Brennbeginn bis dahin wo die Energieumsetzung der Brennverlaufs-Vorgabe wieder zu 0 wird. Aus diesem Grund ergeben sich für die Brenndauer sehr große Werte. Der Brennbeginn und die Brenndauer sind ebenfalls Mittelwerte aller 4 Zylinder. Die Abbildungen 6.60 bis 6.63 zeigen die Energieumsatzpunkte, mit denen Aussagen über

den Ablauf der Verbrennung möglich sind. In den Diagrammen sind nur die Werte für Zylinder 1 dargestellt, da durch den vorgegebenen Brennverlauf bei der Simulation nahezu vollständige Gleichverteilung zwischen den Zylindern herrscht. Abbildung 6.60 zeigt den 5%-Energieumsetzungspunkt der Verbrennung. Dieser wird aufgrund der besseren Nachweisbarkeit bei Messungen meist als Beginn der Verbrennung definiert. Auffällig ist, dass der 5%-Umsetzungspunkt im Bereich der niedrigsten Pegel sehr spät liegt. Zwischen dem 5%- und dem 10%-Umsetzungspunkt läuft die Verbrennung im gesamten Kennfeldbereich annähernd gleich schnell ab. Wie an den 50%- und 95%-Umsetzungspunkten in Abbildung 6.62 und 6.63 ersichtlich, verlangsamt sich die Verbrennung danach in 2 Kennfeldbereichen. Betrachtet man diese Bereiche in den Abbildungen 6.46 bzw. 6.47, so ist der maximale Druckanstieg dort verhältnismäßig niedrig. Wie aus dem Heizverlauf in Abbildung 6.67 zu erkennen, ist der Ablauf der Verbrennung in diesem Bereich sehr gleichmäßig.

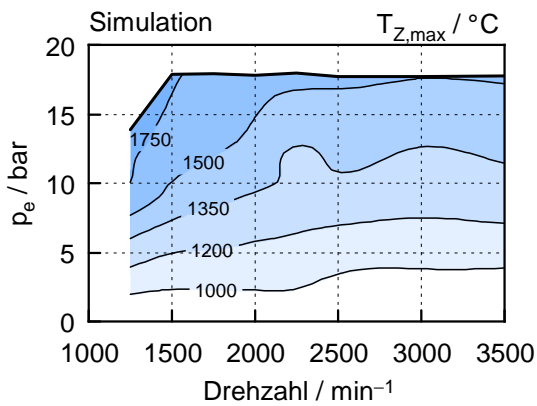


Abb. 6.54: Spitzentemperatur

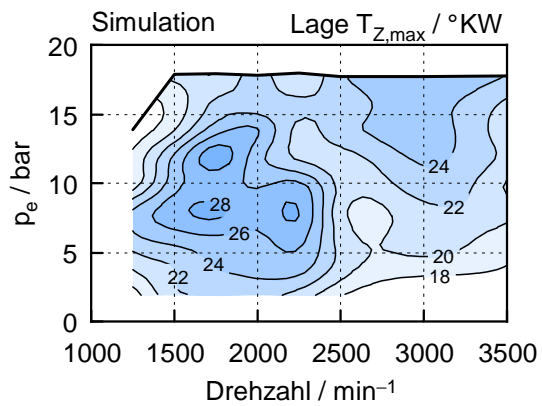


Abb. 6.55: Spitzentemperatur-Lage

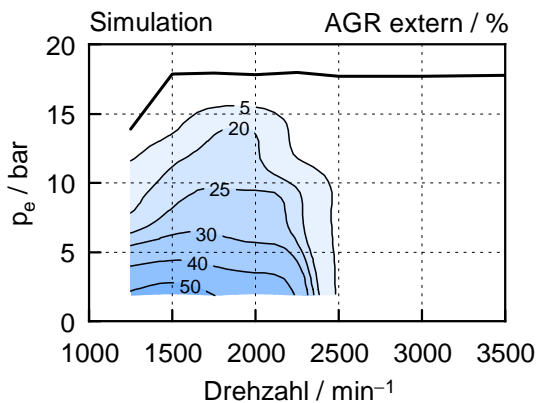


Abb. 6.56: externe AGR

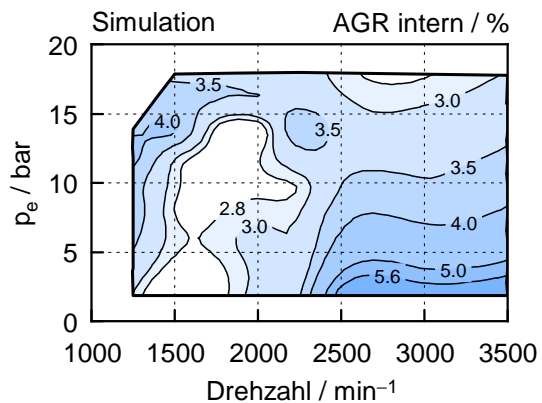


Abb. 6.57: interne AGR

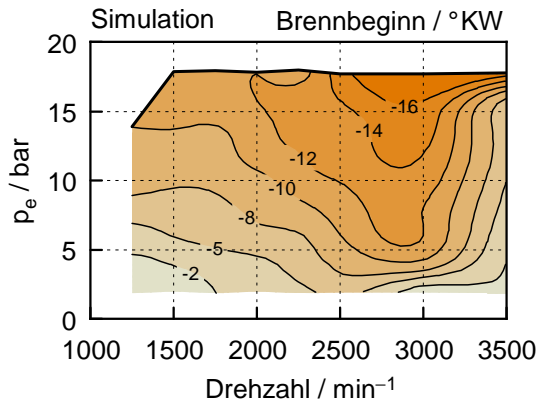


Abb. 6.58: Brennbereich

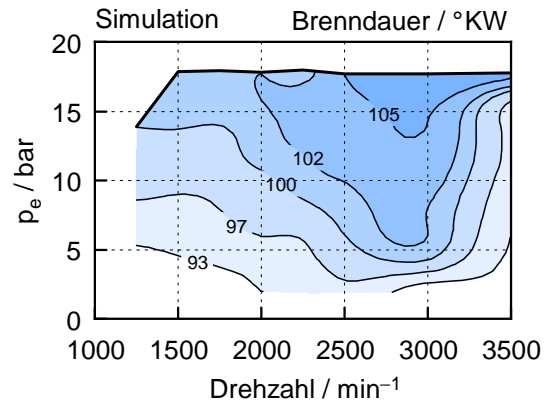


Abb. 6.59: Brenndauer

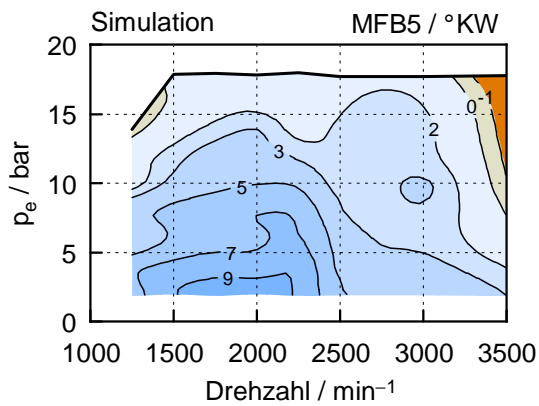


Abb. 6.60: 5%-Umsetzungspunkt

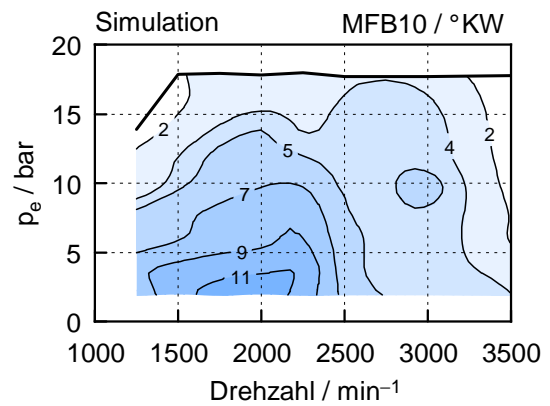


Abb. 6.61: 10%-Umsetzungspunkt

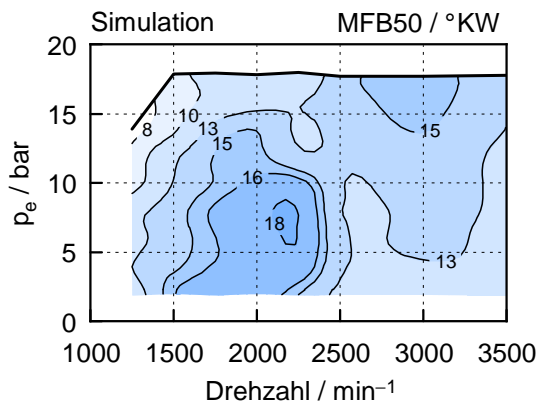


Abb. 6.62: 50%-Umsetzungspunkt

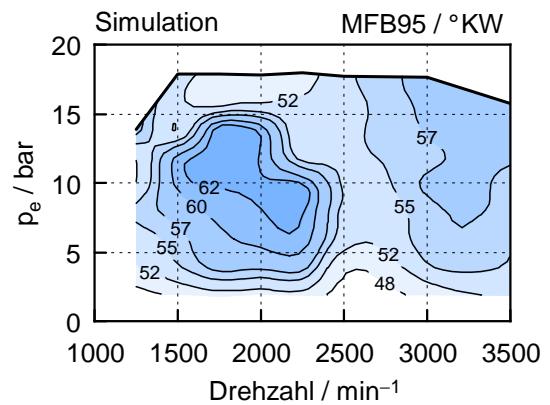


Abb. 6.63: 95%-Umsetzungspunkt

6.3.6 Ausgewählte Betriebspunkte

Die nachfolgenden Diagramme zeigen Details von ausgewählten Betriebspunkten, die sich in markanten Kennfeldbereichen befinden. Auf diese Betriebspunkte wurde zuvor bereits schon zahlreich verwiesen. Auf der Ordinate des Diagramms sind kurbelwinkelgestützt die Stromaufnahme I_{Injektor} des Magnetventils vom Injektor, der Heizverlauf $dQ_{\text{H}}/d\varphi$ und der Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} aufgetragen. Der Heizverlauf wurde aus dem schnellen Heizgesetz mit variablem Polytropenexponenten errechnet.

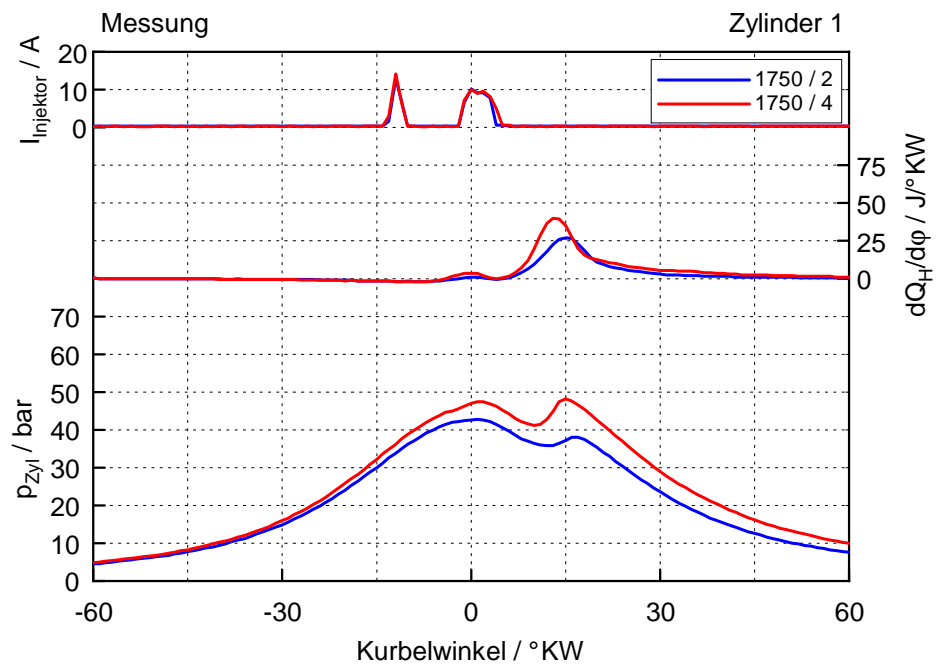


Abbildung 6.64: Ausgewählte Betriebspunkte bei 1750 min^{-1}

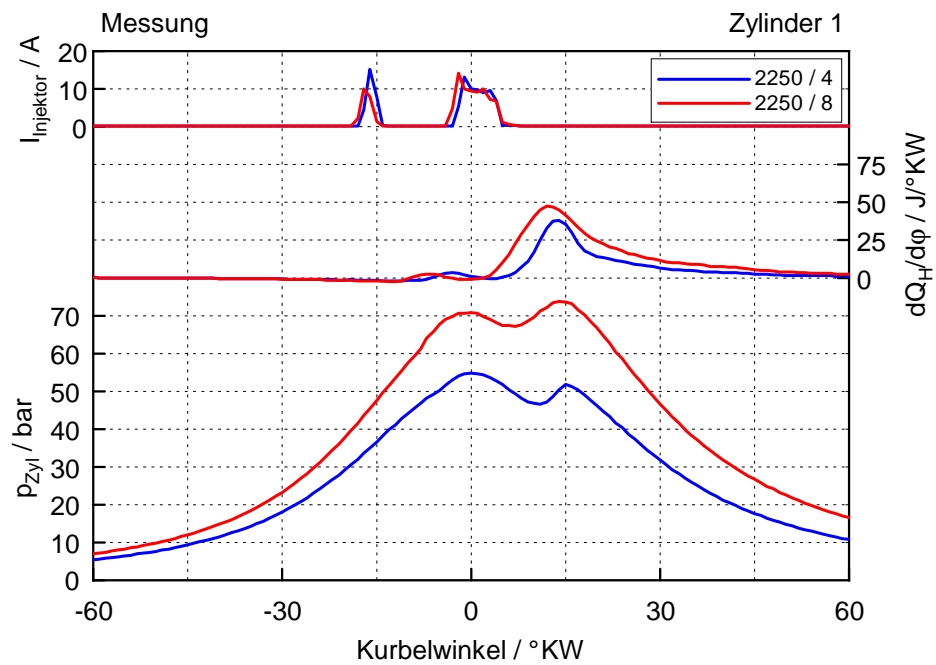


Abbildung 6.65: Ausgewählte Betriebspunkte bei 2250 min^{-1}

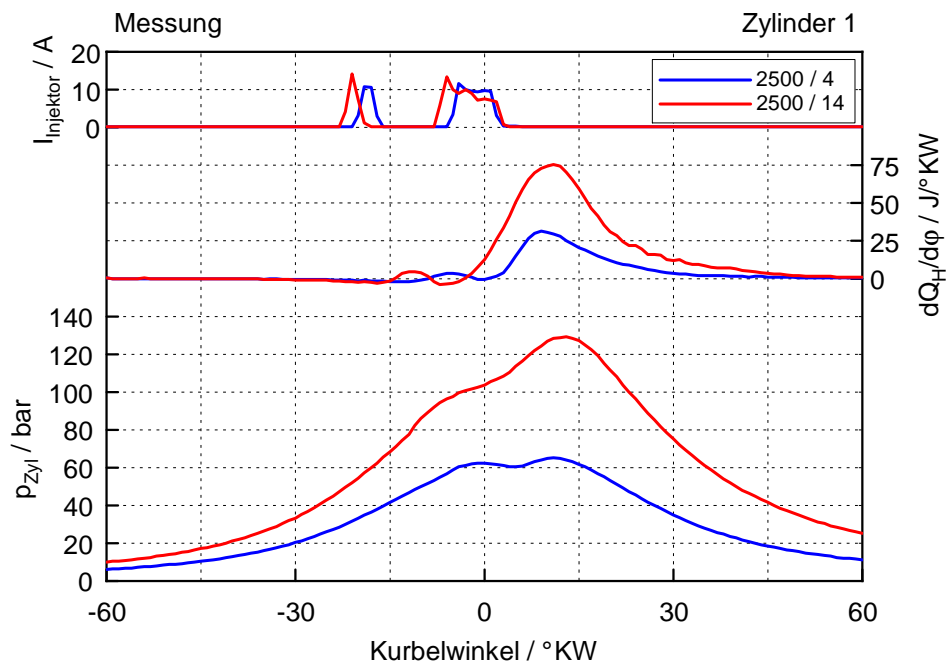


Abbildung 6.66: Ausgewählte Betriebspunkte bei 2500 min^{-1}

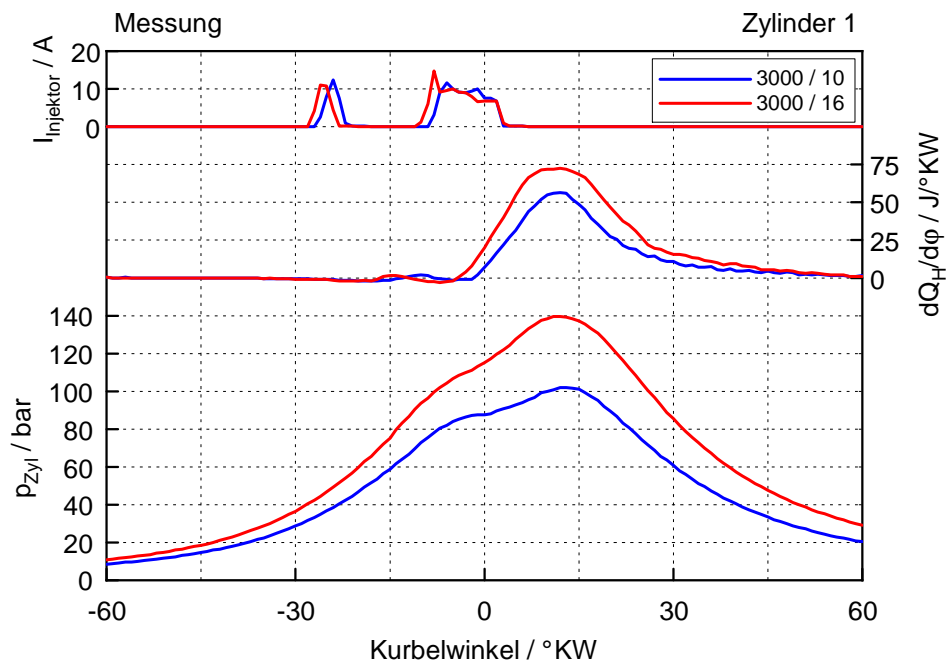


Abbildung 6.67: Ausgewählte Betriebspunkte bei 3000 min^{-1}

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zu Beginn der Arbeit wurden im Zuge einer Literaturrecherche die Grundlagen der Akustik behandelt. Aus diesen Grundlagen lässt sich ableiten, dass bei der Geräuschenstehung immer die gesamte Kette von Anregung, Übertragung und Abstrahlung durchlaufen wird. Jeder einzelne dieser Punkte kann zur Geräuschreduktion genutzt werden. Weiters sollte bei der Geräuschgestaltung unbedingt auch auf das subjektive Empfinden des Menschen Rücksicht genommen werden. Das Hauptaugenmerk der Analyse war allerdings auf das Verbrennungsgeräusch gerichtet. Dieses entsteht durch die stoßartige Anregung der Gaskraft, wobei die Form des Zylinderdruckverlaufs wesentlichen Einfluss darauf hat.

Im Verlauf des Projekts wurden in Graz und Steyr mehrere Rollenprüfstandsmessungen durchgeführt. Diese Messungen dienen zum Akustikvergleich mit Wettbewerbersfahrzeugen. Dieser Vergleich zeigte, dass die Verbrennungsgeräuschüberhöhungen nicht ausschließlich auf den BMW N47 beschränkt sind. Die Überhöhungen treten auch bei den Wettbewerbersmotoren auf, wenn auch in unterschiedlicher Ausprägung. Der Vergleich zeigt auch die Bedeutung der Geräuschübertragung in den Innenraum. Durch eine gute akustische Dämmung kann so manches störende Geräusch kaschiert werden.

Im Zuge einer genauen Analyse der Verbrennungsgeräuschenstehung wurde auch auf bereits am IVT vorhandene Messdaten zurückgegriffen. Die Auswertung von Messungen eines weiteren Pkw-Dieselmotors zeigt den Einfluss einer unterschiedlichen Anzahl an Piloteinspritzungen auf das Verbrennungsgeräusch. Eine Variation der Piloteinspritzungen verursacht zwar minimale Unterschiede im Anregungsspektrum, ein wirklich signifikanter Unterschied tritt aber nur beim Entfall der Piloteinspritzung auf. Die Auswertung der Messungen des BMW N47 zeigte, dass die Phänomene im Verbrennungsgeräusch das Anregungsspektrum vorwiegend im Frequenzbereich zwischen $1000 \div 4000$ Hz beeinflussen. Während der Auswertung zeigte sich auch, welche Bedeutung der Signalqualität des Zylinderdrucksignals aus der Indizierung zukommt. Denn überlagerte Schwingungen, die durch Störeinflüsse auf den Druckaufnehmer verursacht werden, beeinflussen auch die weiteren Auswertungen.

Bei einer näheren Analyse der Verbrennung des BMW N47 zeigte sich kein augenscheinlicher Zusammenhang von Spitzendruck, Druckanstieg oder Druckanstiegs geschwindigkeit mit den Geräuschüberhöhungen. Lediglich eine Abhängigkeit der Geräuschregung von der Lage konnte festgestellt werden, da diese möglicherweise auch in Zusammenhang mit Kurbeltriebsschwingungen stehen [15]. Am Vollmotor mit Seriensteuergerät ist es allerdings schwierig allgemein gültige Zusammenhänge zu fin-

den, da stets mehr als nur ein Parameter variiert wird.

Im weiteren Verlauf des Forschungsprojekts sind stationäre Motorprüfstandsmessungen mit Parametervariationen geplant. Als Parameter sind verschiedenste Größen des Luftpfades und auch Zeitpunkt und Verteilung der Einspritzungen vorgesehen. Dadurch ist es möglich, den Einfluss von jeweils nur einer Größe auf die Geräuschanregung zu untersuchen. Aufgrund der großen Anzahl an Parametern würde sich die Anwendung von Design of Experiments (DoE) anbieten. Bei den Messungen ist ein direkter Einbau des Druckaufnehmers in den Zylinderkopf geplant, dadurch werden die Störeinflüsse auf den Druckaufnehmer verringert. Auch das Instationärverhalten soll am Motorprüfstand untersucht werden. Weiters soll eine Messung des Wandwärmestroms im Brennraum erfolgen, um einen möglichen Einfluss des Wandwärmeübergangs auf die Geräuschüberhöhungen abzuklären. Eine optische Analyse mittels Brennraumdoskopie soll die Auswirkung der Strahl-Wand-Interaktion und von Wandanlagerungen des Kraftstoffs auf die Verbrennung, und dadurch gleichermaßen auf die Geräuschanregung, aufzeigen. Bisheriges Problem der Simulation ist die unzureichende Abbildung der Verbrennung. Um den Einfluss einer geänderten Verbrennung auf die Geräuschanregung abzubilden, wäre daher auch eine gesonderte Berechnung dieser sinnvoll.

Anhang

A.1	Geräuschquellen am Fahrzeug	82
A.2	Gesetzliche Bestimmungen	83
A.3	Bewertungskurven	84
A.4	Bezeichnung der Messstellen	85
A.5	Technische Daten der Versuchsträger	86
A.6	Datenblätter des Zylinderdrucksensors	87

A.1 Geräuschquellen am Fahrzeug

Neben dem Motorgeräusch gibt es auch noch zahlreiche andere Geräuschquellen am Fahrzeug. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten überwiegt das Motorgeräusch. Im höheren Geschwindigkeitsbereich werden hingegen das Rollgeräusch der Reifen und die Windgeräusche dominant.

In der Fahrzeugakustik kann zwischen Außen- und Innengeräusch unterschieden werden. Das Außengeräusch ist von gesetzlicher Seite her limitiert, das Innengeräusch wird vom Fahrer beurteilt. Dabei spielt nicht nur die Lautheit eine Rolle, sondern auch das subjektive Empfinden. Das Außengeräusch setzt sich aus Antriebs- und Rollgeräusch zusammen. Wesentliche Beiträge zum Antriebsgeräusch leisten der Motor, dessen Nebenaggregate, das Saugsystem und die Abgasanlage. Das Rollgeräusch setzt sich aus dem Windgeräusch und dem Abrollgeräusch der Reifen zusammen [9].

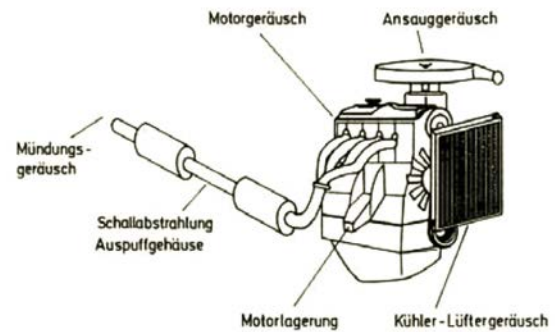
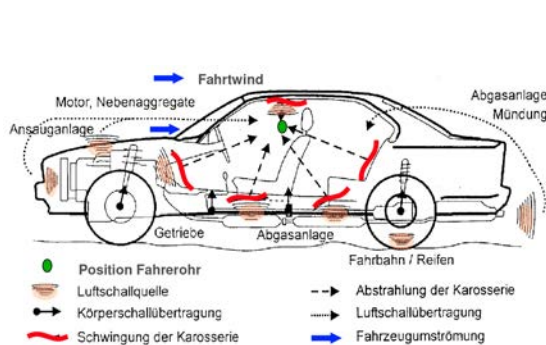


Abb. A.1: Geräuschquellen am Fahrzeug [9] Abb. A.2: Geräuschquellen am Motor [12]

A.2 Gesetzliche Bestimmungen

Abbildung A.3 zeigt die Messstrecke zur Bestimmung des Außengeräuschs nach ISO R 362. Die Messung erfolgt bei beschleunigter Vorbeifahrt, wobei die Länge der Messstrecke 20 m ausschließlich der Fahrzeuglänge beträgt. Gemessen wird auf beiden Seiten der Strecke im Abstand von 7,5 m (Mikrofonhöhe 1,2 m). Das Fahrzeug fährt dabei mit 50 km/h im 2. Gang (mit maximal 3/4 der Nenndrehzahl) auf die Linie A–A zu. Beim Erreichen dieser Linie erfolgt eine Beschleunigung mit Vollgas bis zur Linie D–D, danach rollt das Fahrzeug ohne Gas aus. Dabei wird der maximal erreichte Schallpegel ermittelt. Die Messung erfolgt mindestens $2\times$ auf jeder Fahrzeugseite und ist gültig, wenn die Pegelunterschiede auf einer Messseite 2 dB(A) nicht übersteigen. Geringfügige Modifikationen hinsichtlich der Gangstufe sind vorgeschrieben, wenn Fahrzeuge mit Automatikgetriebe, 5-Gang-Getriebe oder mit Fahrzeugmassen über 3,5 t vermessen werden [4].

In Abbildung A.4 sind die dabei einzuhaltenden Grenzwerte angeführt. Eine weitere Reduktion des Außengeräuschs auf 70 dB(A) ist zwar derzeit in Diskussion, wurde aber nach aktuellem Kenntnisstand des Autors bisher noch nicht umgesetzt.

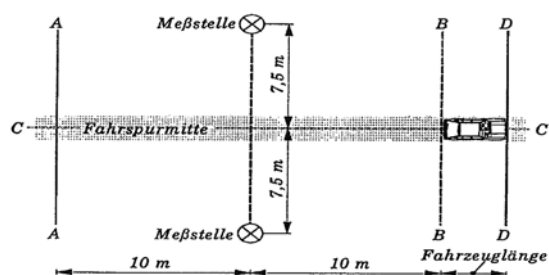


Abb. A.3: Messstrecke nach ISO R 362 [4]

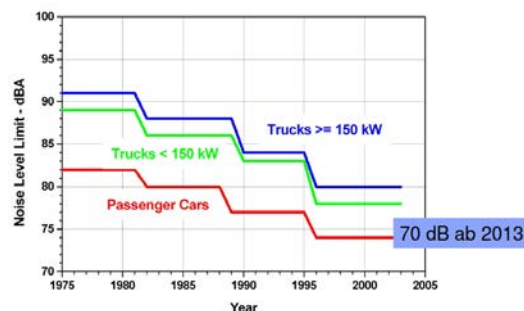


Abb. A.4: Gesetzliche Grenzwerte [9]

A.3 Bewertungskurven

Die Frequenzbewertungskurven nach DIN 45663 in Abbildung A.5 berücksichtigen das subjektive Empfinden des menschlichen Gehörs. Töne mit gleichem Schalldruckpegel werden, abhängig von deren Frequenz, als unterschiedlich laut empfunden. In Abbildung A.6 sind die Kurven gleicher Lautstärke (Isophonen) über dem Frequenzbereich abgebildet. Prinzipiell wäre für jeden Lautstärkepegel eine andere Bewertungskurve nötig. Die A-Bewertung entspricht den Isophonen bei niedriger Lautstärke ($20 \div 40$ Phon), die B-Bewertung denen bei mittlerer Lautstärke ($50 \div 70$ Phon) und die C-Bewertung den Isophonen bei hoher Lautstärke ($80 \div 90$ Phon). Die D-Bewertung wird für sehr hohe Schalldruckpegel verwendet und ist dabei speziell an die subjektiv empfundene Lästigkeit angepasst. Die Bewertungskurven beschreiben die Übertragungsfunktion eines Filters. Schalldruckpegel im Frequenzbereich geringer Empfindlichkeit des Gehörs werden abgeschwächt, Pegel im Frequenzbereich größter Empfindlichkeit verstärkt. Die der Einheit in Klammer beigefügte Anmerkung gibt Auskunft darüber, nach welcher Kurve bewertet wurde. Die A-Bewertung ist am weitesten verbreitet, sie wird mit dB(A) kenntlich gemacht [4, 12].

Die Bewertung nach den Kurven gleicher Lautstärke ist eigentlich nur für reine Töne gültig. Die meisten Geräusche sind aber nicht schmalbandig. Bewertet man solche nach dieser Methode, erhält man systematisch zu niedrige Werte, da die gegenseitige Verdeckung der Spektralkomponenten dabei unberücksichtigt bleibt. Durch diese erscheinen breitbandige Geräusche leiser als reine Töne, folglich werden diese bei der Bewertung auch zu viel abgeschwächt. Die Methode der bewerteten Schalldruckpegel hat sich aber aufgrund ihrer einfachen Anwendbarkeit allgemein durchgesetzt [6].

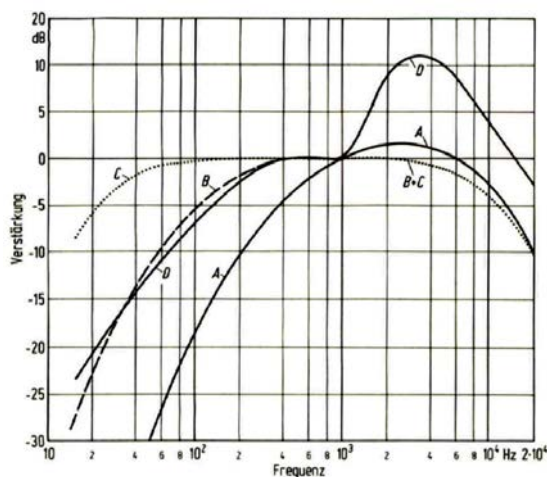


Abb. A.5: Bewertungskurven für Schalldruckpegel [9]

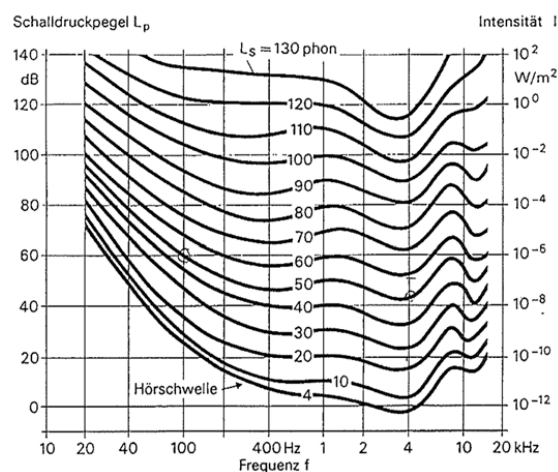


Abb. A.6: Kurven gleicher Lautstärke [4]

A.4 Bezeichnung der Messstellen

Abbildung A.7 zeigt die Position der Standard-Messstellen für Druck und Temperatur am Motor. In Tabelle A.1 sind die zugehörigen Positionsbezeichnungen nach dem BMW-System angeführt.

Tabelle A.1: Erklärungen zu den Messstellen

Bezeichnung-BMW	Position
0	Ansaugluft
10	nach Luftfilter
20	nach Kompressor
21	nach Ladeluftkühler
22	im Sammler
31(a, b)	vor Turbine
40	nach Turbine
41	vor KAT
42	nach KAT

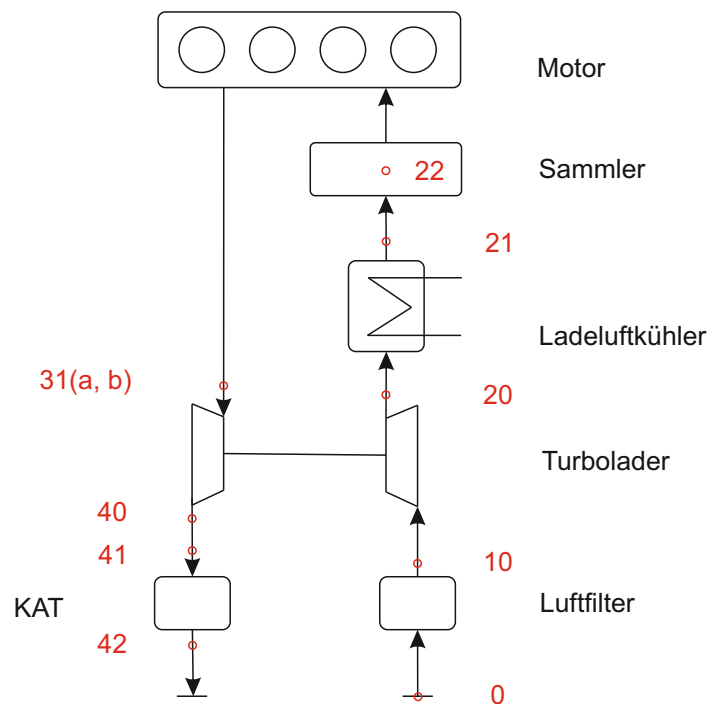


Abbildung A.7: Bezeichnung der Messstellen

A.5 Technische Daten der Versuchsträger

Tabelle A.2: Technische Daten der Versuchsträger

Kenngröße	N47D20O1	EA288 CRBC	Skyactiv-D SH	Einheit
Hubraum	1995	1968	2184	cm ³
Zylinderzahl	4	4	4	–
Einzelzylindervolumen	499	492	546	cm ³
Bohrung × Hub	84 × 90	81 × 95.5	86 × 94	mm
Verdichtungsverhältnis	16.5	16.2	14	–
Pleuellänge	138	144	140.6	mm
Kolbenbolzendesachsierung ^a	–0.7	n.v.	–0.2	mm
Schränkung ^a	0	0	+10	mm
Einbauart	längs	quer	quer	–

^a positiv zur Gegendruckseite im Arbeitstakt

A.6 Datenblätter des Zylinderdrucksensors

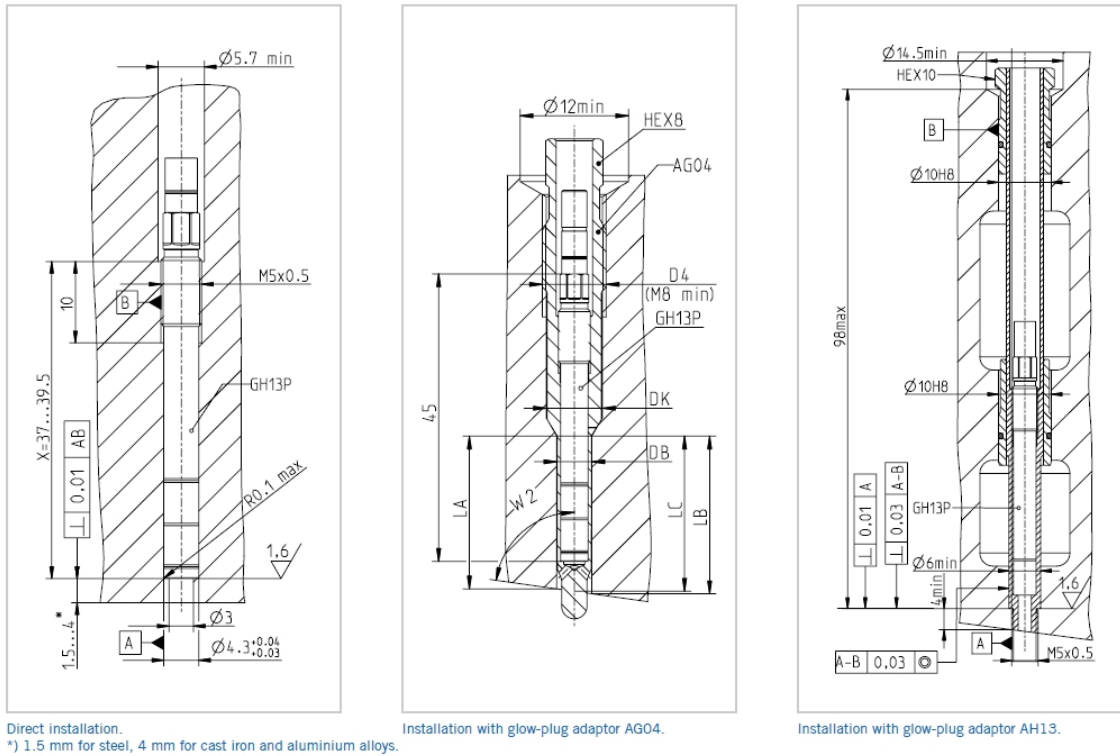


Abbildung A.8: Einbausituationen, Quelle: AVL

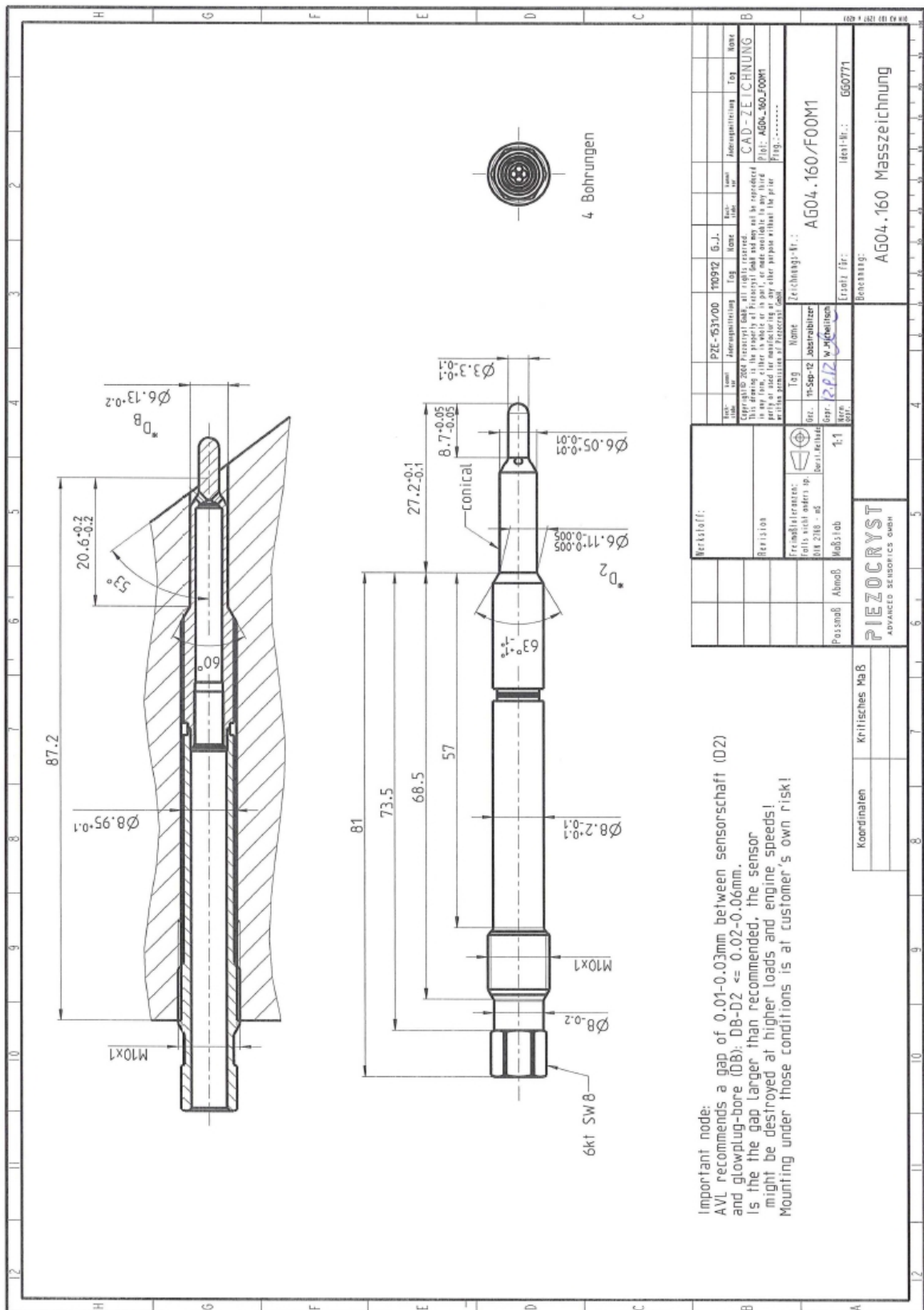
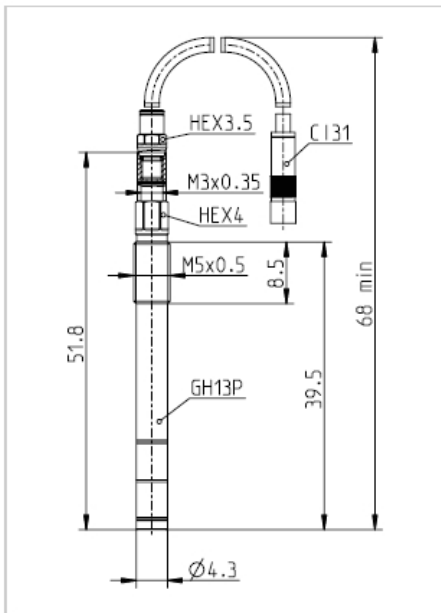


Abbildung A.9: Abmessungen des Glühstiftadapters, Quelle: AVL

GH13P
TIGG0931A.01



The GH13P is in combination with the M8 glow-plug adaptor AG04 a nearly flush mounted solution for diesel engines. It allows measurements without pipe oscillations and pressures of up to 250 bar. The GH13P comes with an M3 connector which allows the smallest installation tool clearance diameters. The adaptor dimensions are custom tailored to the requirements of the customer. The sensor is equipped with SID Sensor Identification for the use of SDM Sensor Data Management.



Specifications			
Measuring range	0 ... 250 bar		
Overload	300 bar		
Lifetime	≥	10 ⁸	load cycles
Sensitivity	16 pC/bar nominal		
Linearity	≤ ±	0.3%	FS0
Natural frequency	~	115 kHz	
Acceleration sensitivity	≤	0.001 bar/g	axial
Shock resistance	≥	2000 g	
Insulation resistance	≥	10 ¹³ Ω	at 20 °C
Capacitance	7 pF		
Operating temperature range	-40 ... 400 °C		
Thermal sensitivity change	≤	2 %	20 ... 400 °C
	≤ ±	0.5%	250 ± 100 °C
Load change drift	1 mbar/ms max. gradient		
Cyclic temperature drift *	≤ ±	0.5 bar	
Thermo shock error **			
	Δp	≤ ±	0.3 bar
	Δp _{mi}	≤ ±	1.5%
	Δp _{max}	≤ ±	1%
Mounting bore	Ø 4.3 mm	front sealed	
Cable connection	M3x0.35	negative	
Weight	4.7 grams	without cable	
Mounting torque	1.5 Nm		

Scope of Supply
■ Sensor GH13P
■ Protection cap
■ Piezo-input cable C131-1 and 2 spare O-rings
■ Fitted coupling CC31
■ Calibration sheet and documentation

*) at 7 bar IMEP and 1300 rpm, diesel
**) at 9 bar IMEP and 1500 rpm, gasoline

Abbildung A.10: Spezifikationen des Druckaufnehmers, Quelle: AVL

Literatur

Bücher und Skripten

- [1] BASSHUYSEN Richard VAN und SCHÄFER Fred: *Handbuch Verbrennungsmotor*; Vieweg + Teubner Verlag Wiesbaden: 6. Auflage, 2012
- [2] EICHLSEDER Helmut: *Kolbenmaschinen*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2010
- [3] EICHLSEDER Helmut: *Thermodynamik*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2009
- [4] EICHLSEDER Helmut: *Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2012
- [5] HIERETH Hermann und PRENNINGER Peter: *Charging The Internal Combustion Engine*; Springer Verlag Wien New York, 2007
- [6] KUTTRUFF Heinrich: *Akustik – Eine Einführung*; S. Hirzel Verlag Stuttgart – Leipzig, 2004
- [7] MOLLENHAUER Klaus und TSCHÖKE Helmut: *Handbuch Dieselmotor*; Springer Verlag Berlin Heidelberg: 3. Auflage, 2007
- [8] PISCHINGER Rudolf, KLELL Manfred und SAMS Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*; Springer Verlag Wien New York: 3. Auflage, 2009
- [9] PRIEBSCH Hans-Herwig: *Akustik für Motor und Fahrzeug*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2013
- [10] WIMMER Andreas: *Motorenmesstechnik*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2012
- [11] WIMMER Andreas: *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2012
- [12] ZELLER Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik*; Vieweg + Teubner: 1. Auflage, 2009
- [13] ZWICKER Eberhard: *Psychoakustik*; Springer Verlag Berlin Heidelberg New York: Hochschultext, 1982

Artikel und Publikationen

- [14] FLOTHO Albert und SPESSERT Bruno: “*Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren – Teil 1 & Teil 2*”; in: *Automobil-Industrie* Band 33 (1988), S. 255–261, 561–565
- [15] HRDINA Daniel, BARGENDE Michael, FELBINGER Florian und LANG Jochen: “*Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten*”; in: *MTZ* Dezember (2013), S. 1010–1016
- [16] STEINPARZER Fritz, MATTES Wolfgang, NEFISCHER Peter und STEINMAYR Thaddäus: “*Der neue Vierzylinder-Dieselmotor von BMW – Teil 1*”; in: *MTZ* November (2007), S. 932–943
- [17] WAGNER Andreas; Dissertation in Arbeit; TU Graz, 2014

Sonstiges

- [18] AVL: *Anwenderhandbuch-Indizieren*; 2002
- [19] LFU: *Lärm – Hören, Messen und Bewerten*; http://www.lfu.bayern.de/umweltwissen/doc/uw_34_laerm_messen_bewerten.pdf; Zugriff am 12.12.2013
- [20] WHO: *Richtwerte für den vorbeugenden Gesundheitsschutz*; http://www.laerminfo.at/situation/laermwirkung/who_richtwerte.html; Zugriff am 04.12.2013