

Entwicklung einer Methodik zur Bewertung und Optimierung des vibroakustischen Verhaltens von Kraftstoffeinspritzsystemen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Christian Johann Mühlbauer, M.Sc.

geb. am 17.05.1990 in Memmingen

genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann S. Rottengruber

Prof. Dr. rer. nat. Jesko L. Verhey

Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Rabl

Promotionskolloquium am 06.06.2023

*"Was wir wissen, ist ein Tropfen –
was wir nicht wissen, ein Ozean"*

Isaac Newton

(1643 – 1727)

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	III
Abkürzungsverzeichnis.....	V
Abkürzungen	V
Formelzeichen	VI
Kurzfassung	VIII
Abstract	IX
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Grundlagen der Akustik	5
2.2 Grundlagen der Psychoakustik.....	8
2.3 Benzindirekteinspritzung.....	14
2.3.1 Grundlagen	14
2.3.2 Akustik	19
3 Wissenschaftliche Zielsetzung	27
4 Entwicklung der Methodik	28
4.1 Untersuchungen zum vibroakustischen Verhalten	28
4.1.1 NVH-Systemprüfstand	28
4.1.2 Versuchsdurchführung.....	32
4.1.3 Ansätze zur Geräuschreduzierung	34
4.1.4 Messprogramm	35
4.2 Untersuchungen zur Robustheit im Systembetrieb	38
4.2.1 Versuchsaufbau	38
4.2.2 Messprogramm	40
5 Validierung der Methodik	41
5.1 Referenzmessungen am Vollmotor	41
5.2 Störgeräusche	45

5.3	Geräuschtrennung.....	48
5.4	Reproduzierbarkeit	51
6	Ergebnisse und Diskussion	54
6.1	Einfluss der Randbedingungen.....	54
6.1.1	Kraftstofftemperatur	54
6.1.2	Versorgungsspannung	55
6.1.3	Exemplarstreuung.....	58
6.2	Einfluss der Ansteuerstrategie.....	60
6.2.1	Raildruck	60
6.2.2	Ansteuerdauer.....	63
6.2.3	Mehrfacheinspritzungen	64
6.3	NVH-Optimierung durch die elektrische Ansteuerung.....	66
6.3.1	Optimierungspotenzial der Geräuschquellen	66
6.3.2	Reduzierter Ansteuerstrom.....	68
6.3.3	Softlanding	74
6.3.4	Kombination der Optimierungsmaßnahmen	77
6.4	Einfluss der NVH-Optimierungen auf die Robustheit im Systembetrieb	81
6.4.1	Exemplarstreuung.....	81
6.4.2	Versorgungsspannung	84
6.4.3	Raildruck	88
6.4.4	Ansteuerdauer.....	90
6.5	Evaluierung der Übertragbarkeit der NVH-Optimierungsmaßnahmen	93
6.5.1	Vergleich verschiedener Versuchsträger	93
6.5.2	Vergleich verschiedener Injektormodelle.....	99
7	Zusammenfassung und Ausblick	106
	Literaturverzeichnis.....	111

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

ASM	Asynchronmaschine
CAE	Computer Aided Engineering
CAN	Controller Area Network
CF	Conformity Factor
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DFT	Diskrete Fourier Transformation
ECU	Engine Control Unit
FFT	Fast Fourier Transformation
FPGA	Field Programmable Gate Array
GDG	Guidelines Development Group
HDA	Hydraulischer Druckanstiegs-Analysator
HDP	Hochdruckpumpe
H1	Erste Halte-Phase
H2	Zweite Halte-Phase
KW	Kurbelwinkel
NEFZ	Neuer Europäischen Fahrzyklus
NVH	Noise, Vibration, Harshness
OT	Oberer Totpunkt
P	Peak
PEMS	Portable Emission Measurement System
RDE	Real Driving Emissions
TTL	Transistor-Transistor-Logik
UT	Unterer Totpunkt
WHO	World Health Organization
WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure

Formelzeichen

a	Exponent zur Abbildung des nichtlinearen Gehörverhaltens
b	Exponent zur Abbildung des nichtlinearen Gehörverhaltens
CV	Variationskoeffizient
C_F	Crestfaktor
c	Schallgeschwindigkeit
e	Erregergröße
$F_{Dämpf}$	Kraft der Dämpfungsfeder
F_{Fluid}	Fluidkraft
F_{Mag}	Magnetische Kraft
F_{res}	Resultierende Kraft
$F_{Rück}$	Kraft der Rückstellfeder
f	Frequenz
f_G	Frequenzgruppenbreite
I	Elektrische Stromstärke
I_{GS}	Impulshaltigkeit nach dem Gehörmodell von Sottek
I_k	Mittelwert der frequenzgewichteten Impulshaltigkeit Kurtosis
I_N	Lautheitsbasierte Impulshaltigkeit
i	Laufindex
j	Auditorischer Filterkanal
K	Kompressionsmodul
k	Kurtosis
L	Elektrische Induktivität
M	Anzahl der Abtastwerte
m	Anzahl Filterkanäle
$N_{b,i}$	Nicht-impulshaltige instationäre Lautheits-Komponente
N_i	Instationäre Lautheit
n	Stichprobenanzahl
p	Schalldruck
p_0	Referenzschalldruck

Abkürzungsverzeichnis

p_{eff}	Effektivwert Schalldruck
$ p_{max} $	Betragsmaximalwert Schalldruck
r	Radius
SPL	Schalldruckpegel
s	Standardabweichung
t	Student- t -Verteilung
V	Volumen
w	Kanalabhängiger Gewichtungsfaktor
\bar{x}	Mittelwert
x_{Spalt}	Spaltbreite zwischen Anker und Eisenkern
Δm	Massenänderung
Δp	Druckänderung
μ	Grundgesamtheit
ρ	Dichte

Kurzfassung

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit der akustischen Analyse von Kraftstoffeinspritzsystemen und deren NVH-Optimierung mithilfe ansteuerungstechnischer Maßnahmen. Da sich der Körper- und Luftschall beim Betrieb des Verbrennungsmotors mit anderen, nicht untersuchungsrelevanten Geräuschkomponenten überlagert, ist im Vollmotorbetrieb eine differenzierte komponentenbasierte Geräuschmessung nicht möglich. Deshalb wurde ein NVH-Systemprüfstand entwickelt, der eine isolierte akustische Vermessung von Einspritzsystemen im seriennahen Systemverbund ermöglicht.

Die Betriebsparameter des Einspritzsystems wurden an einem Vollmotor in einem leerlaufnahen Motorbetriebspunkt erfasst und mithilfe eines speziellen Entwicklungssteuergeräts auf den NVH-Systemprüfstand transferiert. Ausgehend von dem definierten Referenzbetriebspunkt wurden sowohl die Randbedingungen als auch die Ansteuerstrategie variiert und deren Einfluss auf das akustische Verhalten analysiert. Dabei zeigten primär der Raildruck und die Anzahl der Einspritzungen einen ausgeprägten Einfluss auf die betrachteten (psycho-)akustischen Parameter Schalldruckpegel, Lautheit, Schärfe und Impulshaltigkeit.

Zur akustischen Optimierung der mechatronischen Komponenten wurden zum einen der Ansteuerstrom reduziert und zum anderen ein Bremsimpuls am Ende der Ansteuerung implementiert. Dadurch konnten die mechanischen Prellereignisse deutlich reduziert werden. Mithilfe eines Einspritzratenmessgeräts wurde allerdings nachgewiesen, dass sich die Optimierungsmaßnahmen insbesondere auf die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse negativ auswirken und damit ein Zielkonflikt aus Geräuschqualität und Primärfunktionen entsteht. Als signifikanter Kippunkt wurde bei den Injektoren der Übergang vom linearen Vollhub-Betrieb zum ballistischen Teilhub-Betrieb identifiziert. Aus diesem Grund wurde die elektrische Ansteuerung unter der Voraussetzung des Injektor-Vollhub-Betriebs optimiert.

Bei der Beurteilung des Einflusses der NVH-optimierten Ansteuerprofile auf die Robustheit der mechatronischen Komponenten wirkten sich eine niedrige Versorgungsspannung sowie eine kurze Ansteuerdauer der Injektoren besonders negativ auf die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse aus. Vor allem in Verbindung mit der stromreduzierten Ansteuerung wurden die Injektoren nicht mehr zuverlässig und reproduzierbar im Voll-Hub geöffnet. Weiterhin wurden durch die Bremspuls-Applikation injektorspezifische Abweichungen im Schließverhalten weiter verstärkt und erhöhten damit auch die Abweichungen der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse zwischen den untersuchten Injektor-Exemplaren.

Abschließend wurde die Übertragbarkeit des Systemverhaltens ermittelt, indem die Optimierungsmaßnahmen auf einen weiteren Versuchsträger ausgeweitet wurden. Dabei zeigte sich, dass die Maßnahmen zwar grundsätzlich übertragbar waren, aber die Parametrierung bezüglich Ansteuerstromreduzierung und Bremspuls-Applikation zum Teil stark angepasst werden mussten.

Abstract

The present dissertation deals with the acoustic analysis of fuel injection systems and their NVH optimization by means of control measures. Since the structure-borne and airborne sound during operation of the combustion engine is superimposed with other noise components that are not relevant for the analysis, a differentiated component-based noise measurement is not possible in full engine operation. For this reason, an NVH system test bench has been developed that enables isolated acoustic measurements of fuel injection systems in a near-series system compound.

The operating parameters of the injection system were recorded on a full engine at an engine operating point close to idle and transferred to the NVH system test bench by means of a special development control unit. Beginning from the defined reference operating point, both the boundary conditions and the control strategy were varied and their influence on the acoustic behavior analyzed. Primarily, the rail pressure and the number of injections had a distinct influence on the (psycho-)acoustic parameters considered: sound pressure level, loudness, sharpness and impulsiveness.

To optimize the mechatronic components acoustically, the control current was reduced and a braking pulse was implemented at the end of the control. This significantly reduced the mechanical bounce events. However, using an injection rate measurement device revealed that the optimization measures had a particularly negative effect on the scattering of the injected fuel mass, resulting in a trade-off between noise quality and performance. To this, the shift from linear full-stroke operation to ballistic partial-stroke operation of the injectors was identified as a significant tipping point. Therefore, the electrical control was optimized under the condition of injector full stroke operation.

Considering the influence of the NVH optimized control profiles on the robustness of the mechatronic components, particularly a low supply voltage and a short control duration of the injectors showed a negative effect on the scattering of the injected fuel mass. Especially in combination with the reduced control current, the injectors were no longer able to open reliably and reproducibly in the full stroke. Additionally, the brake pulse application further increased injector-specific deviations in the closing behavior and thus increased the deviations of the mean injected fuel mass between the injector samples investigated.

Finally, the transferability of the system behavior was determined by extending the optimization measures to another demonstrator. It turned out that the measures were generally transferable, but the parameterization with regard to control current reduction and brake pulse application had to be adapted considerably in some cases.

1 Einleitung

In den letzten Jahren hat sich der rechtliche Rahmen für Pkw mit Verbrennungsmotor als Antrieb stark verändert. Zum einen aufgrund des Abgasskandals und zum anderen durch die globale Erwärmung, die zu einer politischen und gesellschaftlichen Forderung einer Verkehrswende geführt haben. Die Verschärfung der Abgasnorm für Gas- und Partikelemissionen [Eur2007] in Kombination mit der Reduzierung des CO₂-Ausstoßes durch den Grenzwert des Flottenverbrauchs [Eur2009] stellt die Automobilindustrie vor neuen Herausforderungen. Die Erfüllung der Grenzwerte wird zusätzlich erschwert durch die Einführung neuer genormter Prüfverfahren. Für die Typzulassung neuer Pkw gilt die Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure (WLTP) [Eur2017] und löst mit dem Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle (WLTC) den bereits länger in der Kritik stehenden Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) ab. Im Gegensatz zum NEFZ, der ursprünglich nur für die Ermittlung der Schadstoffemissionen und nicht der CO₂-Emissionen entwickelt wurde, basiert der WLTC auf einer Vielzahl empirisch erhobener realer Fahrdaten aus dem Alltagsbetrieb auf der Straße aus insgesamt drei Kontinenten und zwölf Ländern [VDA2017]. Das Geschwindigkeitsprofil des WLTC ist dynamischer, die Durchschnitts- und Höchstgeschwindigkeit größer und die Dauer des Tests länger. Dadurch steigen der energetische Aufwand und damit auch der Kraftstoffverbrauch.

Ein Zyklus ist in seinem Ablauf und seinen Randbedingungen exakt definiert und gewährleistet somit die Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit. Dieser Umstand führt aber dazu, dass das Motorsteuergerät den Zyklus bei entsprechender Programmierung erkennen und auf eine emissionsmindernde Betriebsstrategie umschalten kann. Des Weiteren erweist sich die Integration aller in der Praxis relevanten Fahr- und Betriebssituationen, insbesondere für die große Vielfalt an unterschiedlichen Fahrzeugen, als schwierig umzusetzen. Aus diesem Grund wird die WLTP durch ein Real Driving Emissions (RDE) Prüfverfahren [Eur2016] ergänzt, bei dem die Schadstoffemissionen auf der Straße gemessen werden. Tabelle 1-1 zeigt die Diskrepanz des Kraftstoffverbrauchs verschiedener Fahrzeugklassen mit Benzin- und Dieselmotor im NEFZ und bei realer Fahrt.

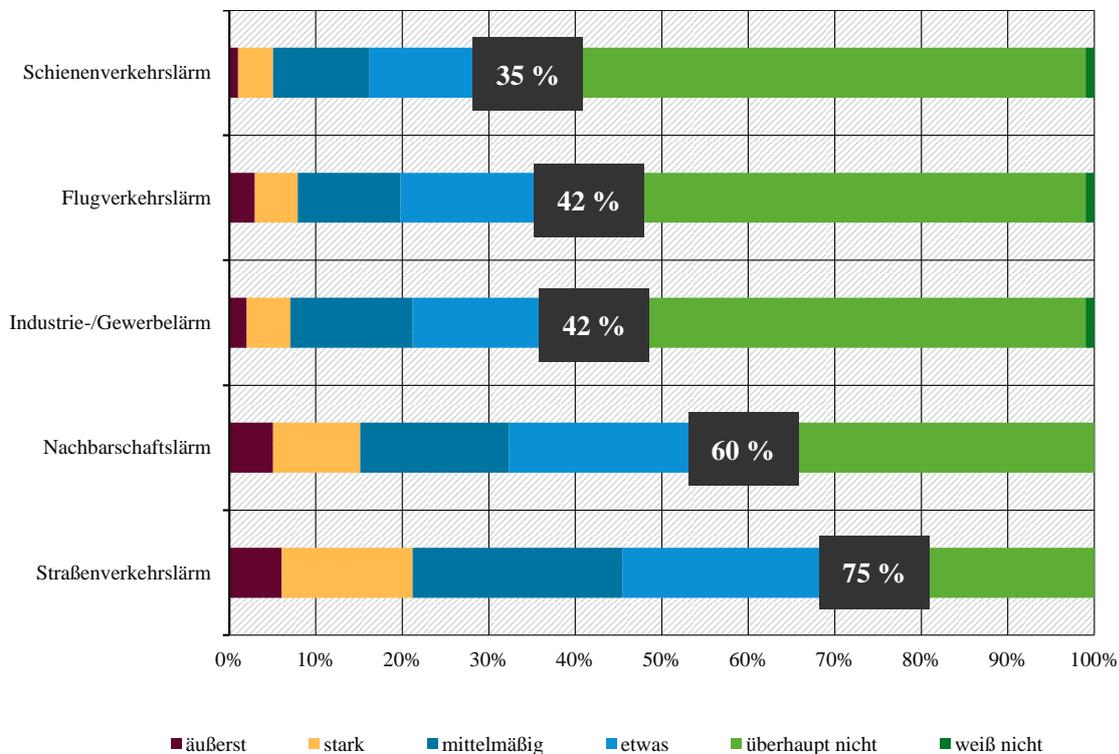
Tabelle 1-1: Kraftstoffverbrauch verschiedener Fahrzeugklassen im NEFZ und bei realer Fahrt [Mer2018]

	Kraftstoffverbrauch NEFZ		Kraftstoffverbrauch Real	
	Benzin / l/100 km	Diesel / l/100 km	Benzin / l/100 km	Diesel / l/100 km
Kleinwagen	5,9	4,1	7,5	5,5
Mittelklasse	7,2	5,1	8,5	6,2
SUV	8,2*	7,0	10*	8,9

*: Benzin Hybrid

Bei der realen Fahrt im öffentlichen Straßenverkehr mit einem vorgeschriebenen Anteil von Stadtverkehr, Landstraße und Autobahn und einer Gesamtdauer zwischen 90 und 120 min werden die Emissionen über ein sogenanntes Portable Emission Measurement System (PEMS) gemessen, das direkt am zu prüfenden Pkw mitgeführt wird. Zwar sind auch bei RDE gewisse Umgebungsbedingungen (Temperatur und Höhe) einzuhalten, allerdings in einem größeren Bereich als bei den Prüfstanduntersuchungen. Bei dem RDE-Verfahren sind die unveränderten Grenzwerte für die Gas- und Partikelemissionen aus der aktuellen Abgasnorm gültig. Allerdings werden die Grenzwerte durch einen Konformitätsfaktor (CF) aufgelockert. Seit Januar 2020 (Typzulassungen) bzw. Januar 2021 (Neuzulassungen) beträgt der Wert für Stickoxide und die Partikelanzahl 1,5. Das heißt, die Werte dürfen um den Faktor 1,5 über den Werten der gültigen Abgasnorm liegen. Aktuell bestehen keine konkreten Pläne, dass die Grenzwerte ohne Aufschläge, also mit einem Konformitätsfaktor von 1 einzuhalten sind [Bor2017]. Allerdings gibt es ein Urteil des Gerichts der Europäischen Union [CUR2018], dass Konformitätsfaktoren größer als 1 nicht rechtmäßig sind, da sie der Verordnung über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen [Eur2007] widersprechen.

Neben dem rechtlichen Rahmen für die Schadstoff- und CO₂-Emissionen, gibt es weiterhin Beschränkungen für das Außengeräusch eines Pkw. Zuzolge einer repräsentativen Umfrage des Umweltbundesamts (Abbildung 1-1) aus dem Jahr 2018 fühlen sich 75 % aller Befragten in ihrem Wohnumfeld durch Straßenverkehr belästigt oder gestört [UBA2020].



Frage: Wenn Sie einmal an die letzten 12 Monate hier bei Ihnen denken, wie stark haben Sie sich persönlich durch den Lärm von folgenden Dingen gestört oder belästigt gefühlt? (Angaben in Prozent, Abweichungen von 100 Prozent rundungsbedingt)

Quelle: Umweltbundesamt 2019

Abbildung 1-1: Lärmbelästigung in Deutschland in Prozent [UBA2020]

Da Umgebungslärm eine wachsende Bedeutung für die Gesundheit der Gesellschaft hat, wurden von der Weltgesundheitsorganisation (WHO) im Oktober 2018 neue Leitlinien für Umgebungslärm für die Europäische Region veröffentlicht. Die neuen Leitlinien geben Empfehlungen für den Schutz der menschlichen Gesundheit vor der Belastung durch Umgebungslärm aus fünf unterschiedlichen Quellen: Straßenverkehr, Schienenverkehr, Luftverkehr, Lärm von Windenergieanlagen und Lärm während der Ausübung von Freizeitaktivitäten. Für den Straßenverkehrslärm empfiehlt die Guideline Development Group (GDG) der WHO eine Reduzierung der Dauerschallbelastung auf weniger als 53 dB(A) über den gesamten Tag und weniger als 45 dB(A) nachts. Eine Überschreitung dieser Grenzwerte wird mit gesundheitsschädlichen Auswirkungen und einer Beeinträchtigung des Schlafes verbunden. Verglichen mit der Empfehlung des Bayerischen Staatsministeriums für Umwelt und Gesundheit aus dem Jahr 2013 entspricht das einer Reduzierung um 14 dB(A) ganztags und 12 dB(A) nachts [Sta2016]. Eine Differenzierung der Lärmgrenzwerte nach Quellen wurde dabei allerdings nicht durchgeführt. Als geeignete Maßnahmen zur Verringerung der Lärmbelastigung durch Straßenverkehr empfiehlt die GDG Lärm sowohl an der Quelle als auch auf der Strecke zwischen der Quelle und der betroffenen Bevölkerung durch Veränderung in der Infrastruktur zu verringern [WHO2018].

Aus diesem Grund wurden die gesetzlichen Vorschriften für das Vorbeifahrtsgeräusch nach ECE R51 überarbeitet. Die gesetzlichen Grenzwerte wurden bereits seit 1980 von 82 dB(A) schrittweise auf 74 dB(A) reduziert. Die Typprüfung gemäß der alten Norm ISO 362 [ISO2015] legt lediglich eine Vorbeifahrt mit maximaler Beschleunigung bei niedrigen Gängen fest. Es hat sich jedoch herausgestellt, dass dieser Fahrzustand nicht ausreichend den innerstädtischen Verkehr abbildet. Weil sich deshalb eine akustische Optimierung der Fahrzeuge im realen Straßenverkehr nicht mehr lärmindernd auswirkte, wurde die weitere Reduzierung der gesetzlichen Grenzwerte seit 1996 ausgesetzt [Zel2018]. Mit der neuen Verordnung über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen [Eur2014] wurden seit 2016 neue Grenzwerte festgelegt, die nun nach Fahrzeugklassen gestaffelt sind und leistungsstarke Fahrzeuge mit bis zu 4 dB(A) höheren Grenzwerten bevorzugen. Je nach Leistungsgewicht werden für neue Pkw-Fahrzeugtypen ab dem 1. Juli 2024 und für erstmalige Zulassung ab dem 1. Juli 2026 die Grenzwerte auf bis zu 68 dB(A) abgesenkt. In Zusammenhang mit dem gleichzeitig modifizierten Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch [DIN2017] sind allerdings keine tatsächlichen Verschärfungen bezüglich der Geräuschemissionen von Pkw zu erwarten [Zel2018]. So werden in dem neuen Messverfahren die Fahrzeuge nicht unter Maximalbeschleunigung geprüft, sondern unter einer Teillast-Beschleunigung mit Abhängigkeit des Leistungsgewichts (in kW/t) der Fahrzeuge. Der Vorbeifahrtspegel wird dabei aus Gründen der Reproduzierbarkeit durch Interpolation aus Konstantfahrt und Maximalbeschleunigung ermittelt [Zel2018].

Neben der Erfüllung der gesetzlichen Vorschriften, werden zunehmend weitere Aspekte zum Fahrzeuggeräusch diskutiert. Insbesondere die erhöhte Kundenanforderung rückt stärker in den Fokus der Automobilindustrie. Durch den demografischen Wandel wird bereits heute jeder zweite Neuwagen von der Altersgruppe „Ü50“ gekauft [Zel2018]. Nach Zeller bevorzugt diese

Gruppe mit einem eher aktiv-jugendlichen Lebensstil Fahrzeuge, die dem Wunsch nach sozialer Anerkennung entgegenkommen. Somit stehen im Automobilbau vor allem die Trends der Individualisierung, Segmentierung und Emotionalisierung im Vordergrund. Die steigende Komplexität der Fahrzeuge hat den Wandel von rationalen zu emotionalen Kaufgründen zusätzlich beschleunigt. Marktforschungen bestätigen, dass Technik, die selbstverständlich und nicht nachvollziehbar ist, als Kaufargument in den Hintergrund tritt und durch emotionale Anreize ersetzt wird. Fahrzeugeigenschaften wie die Formgebung und die Geräuschentwicklung spielen dabei als die unmittelbarsten erlebbaren Faktoren eine entscheidende Rolle. So haben sich analog zum Fahrzeugdesign die Anforderungen an die Qualität der Fahrzeugakustik durch den steigenden Wettbewerbsdruck deutlich verschärft. Auch bei den Personen zwischen 35 und 44 Jahren sind drei von vier Befragten der Meinung, dass Komfort „sehr wichtig“ oder „extrem wichtig“ ist [Köl2019]. Eine stetige Zunahme des Bedarfs an kundenorientierten Lösungen im Bereich Fahrzeug-NVH (Noise, Vibration, Harshness) ist somit die absehbare Konsequenz.

2 Stand der Technik

2.1 Grundlagen der Akustik

Als Luftschall werden geringe Druckschwankungen der Luft um den atmosphärischen Ruhedruck bezeichnet. Dieser, dem Ruhedruck überlagerte Wechseldruck, wird als Schalldruck p bezeichnet und bildet die wichtigste akustische Feldgröße. Die Druckschwankungen können vom menschlichen Gehör empfangen und als Schall wahrgenommen werden. Die Druckschwankungen besitzen dabei im Wesentlichen zwei Eigenschaften: Zum einen die Lautstärke, die physikalisch durch den Schalldruck p beschrieben wird und zum anderen die Tonhöhe, die physikalisch durch die Frequenz f definiert wird. Der hörbare Frequenzbereich des menschlichen Gehörs reicht etwa von 16 Hz bis 20 kHz, wobei sich insbesondere die obere Frequenzgrenze auf einen gesunden und jungen Menschen bezieht und sich vor allem mit zunehmendem Lebensalter reduziert [Mös2007], [Sin2014]. Der vom menschlichen Gehör wahrnehmbare Schalldruck erstreckt sich über einen großen Wertebereich mit mehr als sechs Zehnerpotenzen. Dadurch ist es naheliegend, dass sich als technisches Maß zur Beschreibung des Schalldrucks nicht der physikalische Schalldruck p , sondern eine logarithmierte Größe, der Schalldruckpegel SPL , durchgesetzt hat:

$$SPL = 20 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (2-1)$$

Für p_0 hat sich international ein Wert von $2 \cdot 10^{-5}$ Pa etabliert. Dieser Wert entspricht dabei auch etwa der menschlichen Hörschwelle bei einer Frequenz von 1000 Hz. Somit sind 0 dB die Grenze des hörbaren Schalls. Ab 20 Pa, also 120 dB, wird ein Schallereignis im Allgemeinen als schmerzhaft empfunden [Ler2009]. Tabelle 2-1 zeigt eine Übersicht über exemplarische Schallereignisse mit den dazugehörigen Schalldrücken und Schalldruckpegeln:

Tabelle 2-1: Schalldrücke und Schalldruckpegel exemplarischer Schallereignisse [Ler2009]

Schallereignis	Schalldruck / Pa	Schalldruckpegel / dB
menschliche Hörschwelle (1000 Hz)	$2 \cdot 10^{-5}$	0
Flüstersprache	$5 \cdot 10^{-5}$	8
Umgebungssprache	$5 \cdot 10^{-3}$ bis $2 \cdot 10^{-2}$	48 bis 60
Rundfunkmusik in Zimmerlautstärke	$2 \cdot 10^{-2}$	60
Straßenlärm (Großstadt)	$5 \cdot 10^{-2}$	68
Lastwagengeräusch aus der Nähe	0,2	80
Lärm in Maschinenräumen	0,5 bis 2	88 bis 100
Orchestermusik	5	108
Lärm eines Presslufthammers	50	128

Das menschliche Lautstärkeempfinden hängt nicht nur vom Schalldruck, sondern unter anderem auch von der Frequenz ab. So werden Geräusche mit gleichem Schalldruck aber unterschiedlicher Frequenz nicht als gleich laut wahrgenommen. Um die frequenzabhängige Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs in der Praxis (z.B. bei Schallpegelmessgeräten) näherungsweise berücksichtigen zu können, werden sogenannte Frequenzbewertungskurven verwendet. Am häufigsten findet dabei die A-Bewertungskurve Anwendung, die in der Norm DIN EN 61672 [DIN2014a] definiert ist. Das Messergebnis wird dann als A-bewerteter Schalldruckpegel mit der Einheit dB(A) ausgedrückt. In wenigen Fällen werden auch andere Bewertungen (B, C und D) verwendet [Mös2007]. Abbildung 2-1 zeigt die Frequenzgänge der verschiedenen Bewertungskurven, die als inverses Filter mit dem gemessenen Geräuschpegelspektrum addiert werden. Ein breitbandiges Geräusch weist demnach im Vergleich zum normalen unbewerteten Schalldruckpegel immer einen geringeren dB(A)-Wert auf.

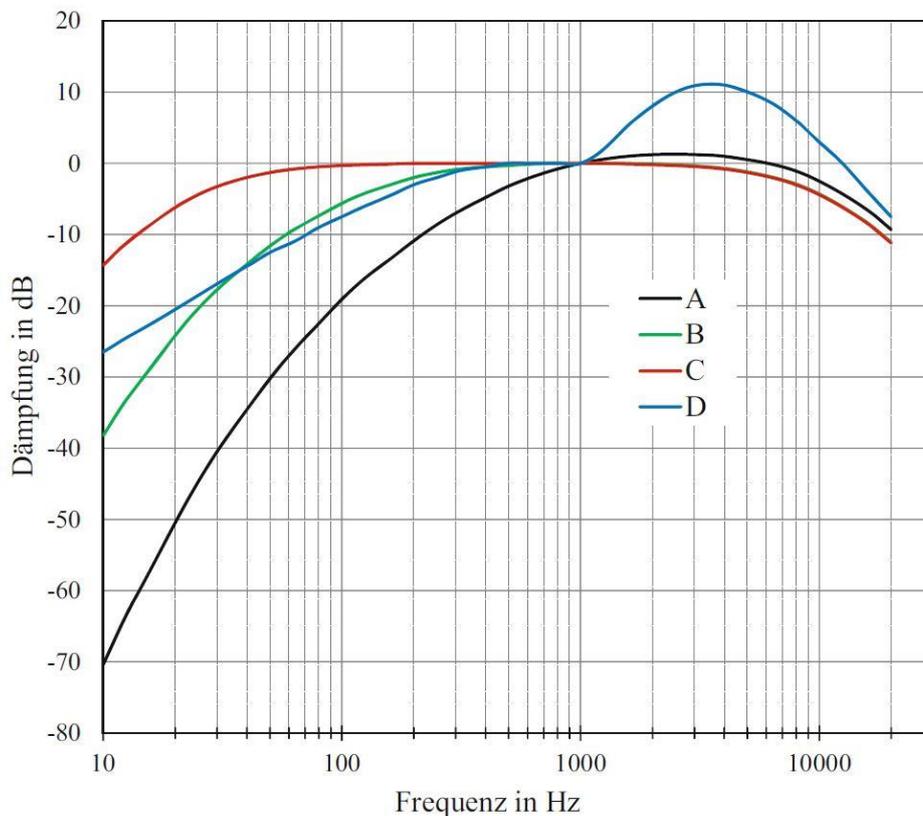


Abbildung 2-1: Frequenzbewertungskurven A, B, C und D [Sin2014]

Bei der Analyse des Frequenzspektrums eines Geräusches ist in der Praxis eine hohe Auflösung oftmals nicht notwendig. Fletcher hat bei Experimenten zur Bestimmung der Mithörschwellen von Sinustönen in weißem Rauschen herausgefunden, dass Teilgeräusche, die eine ähnliche Frequenz aufweisen, durch das menschliche Gehör in Frequenzgruppen zusammengefasst werden [Fle1940]. Der hörbare Frequenzbereich kann in 24 Frequenzgruppen unterteilt werden und wird durch die sogenannte Bark-Skala beschrieben.

Die Frequenzgruppenbreite f_G kann dabei in Abhängigkeit der Mittenfrequenz f in kHz wie folgt berechnet werden [Fas2007]:

$$f_G = 25 + 75(1 + 1,4f^2)^{0,69} \quad (2-2)$$

Da die Bark-Skala in der Praxis aber oftmals nicht zur Verfügung steht, können für Mittenfrequenzen über 315 Hz auch Terzbandfilter verwendet werden [Fas2007]. Für niedrigere Frequenzen sind nach Fastl die Terzbandfilter im Vergleich zu den Frequenzgruppen zu schmal, um gehörgerechte Filter abzubilden. Bei der Signalverarbeitung werden die Terzbänder logarithmisch unterteilt, deren Bandbreite proportional zur Mittenfrequenz ist. Die Filtereigenschaften, wie z.B. die obere und untere Grenzfrequenz und die Mittenfrequenz, sind nach DIN EN 61260 [DIN2014b] genormt.

Abbildung 2-2 zeigt gemittelte diskrete Fourier-Transformationen (DFT) von weißem und rosa Rauschen, die mithilfe der schnellen Fourier-Transformation (FFT) berechnet wurden. Vor der Transformation wird das Zeitsignal in Zeitblöcke mit einer konstanten Blocklänge aufgeteilt (Fensterung). Bei der gemittelten Analyse, die sich insbesondere für stationäre Signale eignet, werden die einzelnen berechneten Zeitblöcke frequenzspezifisch gemittelt. Die FFT weist eine konstante Bandbreite über den berechneten Frequenzbereich auf. Das bedeutet, die Frequenzpunkte sind auf einer linearen Frequenzskala äquidistant verteilt. Deshalb ist bei der FFT-Analyse von weißem Rauschen, welches eine konstante spektrale Leistungsdichte aufweist, der Verlauf des Frequenzspektrums frequenzunabhängig. Dagegen reduziert sich bei rosa Rauschen das Leistungsdichtespektrum mit steigender Frequenz und ist umgekehrt proportional zur Frequenz. Auf einer logarithmischen Frequenzskala liegen die Frequenzpunkte bei der FFT-Analyse mit steigender Frequenz näher beieinander. Weiterhin ist die Frequenzauflösung über den kompletten Frequenzbereich konstant und hängt von der Abtastrate und der Blocklänge ab.

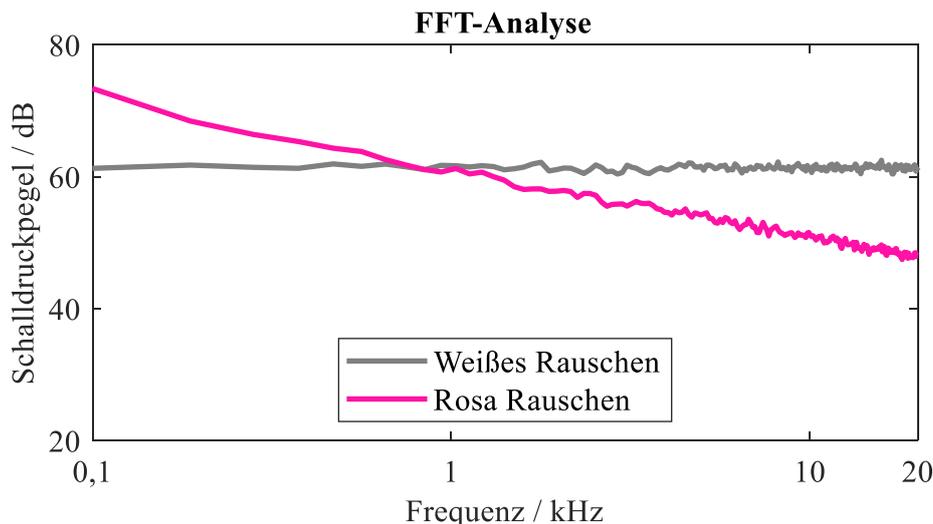


Abbildung 2-2: FFT-Analyse von weißem und rosa Rauschen

Bei der Terzband-Analyse, dargestellt in Abbildung 2-3, nimmt im Gegensatz zur FFT-Analyse die Filterbandbreite mit steigender Frequenz zu. Der Abstand der Frequenzpunkte ist auf einer logarithmischen Frequenzskala äquidistant. Aus diesem Grund zeigt das Terzspektrum von rosa

Rauschen einen frequenzunabhängigen Verlauf und das mit steigender Frequenz abnehmende Leistungsdichtespektrum wird durch die zunehmende Filterbandbreite kompensiert. Dagegen nehmen die Terzpegel von weißem Rauschen mit steigender Frequenz zu.

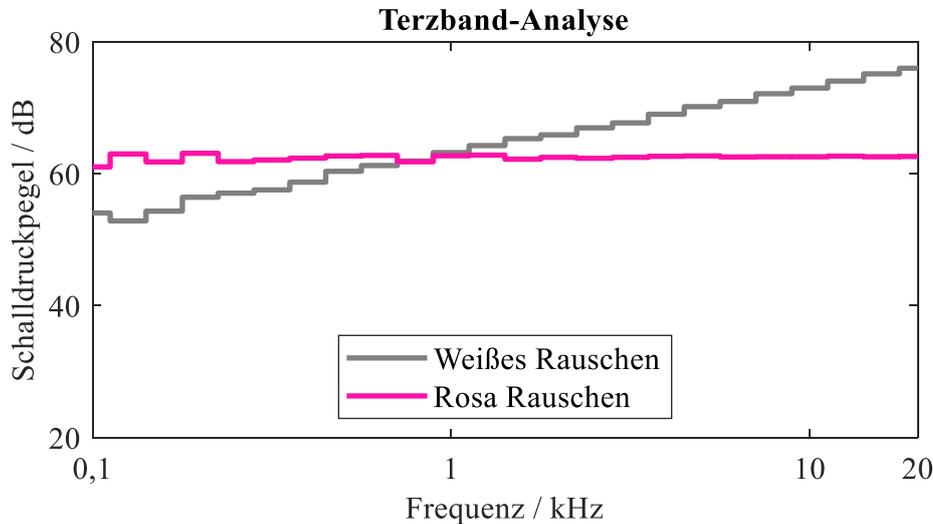


Abbildung 2-3: Terzband-Analyse von weißem und rosa Rauschen

2.2 Grundlagen der Psychoakustik

Bereits vor mehr als 30 Jahren wurde deutlich, dass Geräuschanalysen auf Grundlage von A-bewerteten Schallpegelmessungen für die Optimierung von Fahrzeuggeräuschen nicht mehr ausreichend sind [Mös2018]. Heute werden technische Freiheiten bei der Fahrzeugentwicklung genutzt, um Anhand psychoakustischer Merkmale die Geräuschqualität zu verbessern. Die Psychoakustik befasst sich mit der Quantifizierung von physikalischen Reizen und den dadurch hervorgerufenen Hörempfindungen. Dabei wird die Verbindung zwischen psychischen und physikalischen Variablen angestrebt. Mit psychoakustischen Metriken und auditiven Wahrnehmungsschwellen, die mit psychometrischen Methoden bestimmt werden, können verschiedene Wahrnehmungen beschrieben werden [Gen2010]. Zur Quantifizierung der Beziehung zwischen physikalischer Messung und subjektiver Empfindung werden spezifische Hörtests durchgeführt und basierend auf den Ergebnissen psychoakustische Vorhersagemodelle entwickelt.

Die psychoakustische Empfindungsgröße Lautheit beschreibt den subjektiv empfundenen Schallpegel von Geräuschen. So werden z. B. zwei Geräusche mit gleichem Schalldruck aber unterschiedlicher Frequenz nicht gleich laut wahrgenommen. Der Einfluss der Frequenz auf die Lautheitsempfindung kann den Kurven gleicher Lautheit entnommen werden (Abbildung 2-4). Dabei ist ersichtlich, dass im Frequenzbereich von 2 kHz bis 5 kHz das menschliche Gehör besonders empfindlich ist. Bei sehr niedrigen Frequenzen sind dagegen sehr hohe Schalldruckpegel nötig, um zumindest ein geringes Lautheits-Empfinden auszulösen.

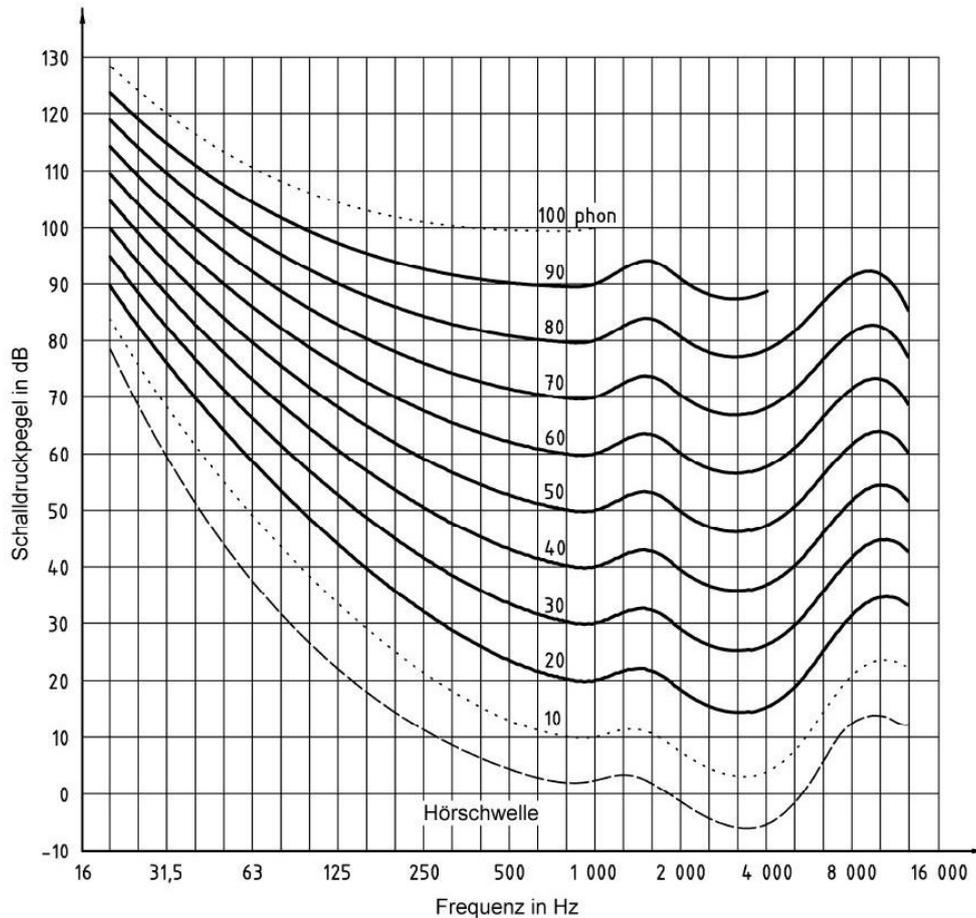


Abbildung 2-4: Kurven gleicher Lautheit für reine Töne [DIN2006a]

Weitere Aspekte, die die Lautheit beeinflussen, sind der Effekt der Maskierung im Zeit- und Spektralbereich sowie die Dauer des Geräuschs [Gen2010]. So ist z. B. erst nach einer Geräuschkdauer von 200 ms die Lautheit voll ausgebildet. Auch eine Zunahme der Lautheit mit zunehmender Frequenzbandbreite ist feststellbar, sobald die Grenzen einer Frequenzgruppe überschritten werden und eine Erregung in mehreren Frequenzgruppen erfolgt [Gen2010]. Verfahren zur Bestimmung der Lautheit von stationären und transienten Geräuschen sind nach DIN 45631 [DIN1991] und DIN 45631/A1 [DIN2010] normiert.

Geräusche, die einen größeren Anteil an höheren Frequenzen haben, werden allgemein als scharf beschrieben. Die psychoakustische Größe Schärfe beschreibt diese Wahrnehmung. In Bezug auf die Lautheit kann die Schärfe auch als das Verhältnis der spezifischen Lautheiten mit höherem Frequenzgehalt zur Gesamtlautheit beschrieben werden. Auch die Schärfe ist bereits genormt, wobei das Berechnungsverfahren nach DIN 45692 [DIN2009] erfolgt.

Die psychoakustischen Größen Schwankungsstärke und Rauigkeit stellen Empfindungen dar, die durch modulierte Schallereignisse hervorgerufen werden (Abbildung 2-5). Modulationen bis zu einer Frequenz von etwa 20 Hz werden durch die Größe Schwankungsstärke beschrieben, während bei Modulationsfrequenzen von ca. 20 Hz bis 300 Hz von Rauigkeit gesprochen wird. Eine Unterscheidung wird dadurch getroffen, dass bei Modulationsfrequenzen kleiner gleich 20 Hz ein An- und Abschwollen der Lautheit wahrgenommen wird, wohingegen diese

Empfindung mit größer werdender Modulationsfrequenz schwindet und die Geräusche nun mehr als verzerrt und rau empfunden werden. Die Rauigkeit befindet sich zurzeit in der Normierung. Modelle zur Bestimmung der Rauigkeit oder der Schwankungsstärke können aus [Aur1985] und [Fas2007] entnommen werden.

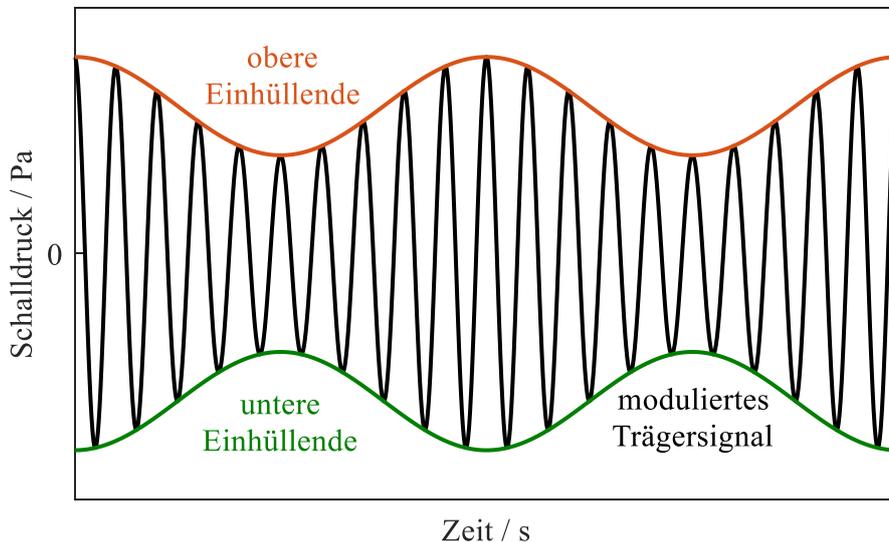


Abbildung 2-5: Amplitudenmoduliertes Schallsignal

Eine weitere psychoakustische Empfindungsgröße ist die Tonhaltigkeit. Ein Geräusch wird als tonhaltig bezeichnet, wenn einzelne Töne im Gesamtgeräusch klar wahrnehmbar sind. Auch schmalbandiges Rauschen kann als tonhaltig empfunden werden, wobei sich diese Empfindung mit zunehmender Frequenzbandbreite deutlich reduziert. Zur Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen wird auf die Norm DIN 45681 [DIN2005], [DIN2006b] verwiesen.

Zu den genannten allgemeinen psychoakustischen Parametern werden weitere Empfindungsgrößen verwendet, die in ihrer Bestimmung nicht einheitlich sind. Eine dieser Empfindungsgrößen ist die Impulshaltigkeit. Dabei handelt es sich um kurze und starke wiederkehrende Schalldruckpegelerhöhungen.

Eine einfache Möglichkeit zur Charakterisierung der Impulshaltigkeit ist der Crestfaktors C_F , der aus dem Verlauf des Schalldrucks über der Zeit mit dem Quotienten des Betragsmaximalwerts $|p_{max}|$ und dem Effektivwert p_{eff} berechnet wird [Kut2019]:

$$C_F = \frac{|p_{max}|}{p_{eff}} \quad (2-3)$$

Heldmann [Hel1994] hat für synthetische Gauß-Tonimpulse herausgefunden, dass die maximale Impulshaltigkeit bei einer Modulationsfrequenz von 5 Hz bis 8 Hz erreicht wird. Weiterhin hängt die Impulshaltigkeit von der Flankensteilheit des Impulses und der Impulshöhe ab.

Diese Erkenntnisse konnten durch Sottek et al. [Sot1995] grundsätzlich bestätigt werden. Die Auswertung einer Versuchsreihe mit einfachen, periodisch modulierten Signalen ergab außerdem:

- Die Impulshaltigkeit nimmt bis zu einer Impulsfrequenz von etwas über 10 Hz zu und fällt danach ab.
- Mit zunehmenden Signalpegel steigt auch die Impulshaltigkeit an.
- Sie hängt von der Impulsüberhöhung monoton ab.
- Die Impulshaltigkeit nimmt bis zu einer gewissen relativen Impulsbreite zu und fällt danach wieder ab.
- Die wahrgenommene Impulshaltigkeit wird verstärkt, wenn die Impulse größere Flankensteilheiten aufweisen.

Zur Berechnung der Impulshaltigkeit wird das Gehörmodell nach Sottek [Sot1993] verwendet, das anatomisch und physiologisch an das menschliche Gehör angelehnt ist und berechnet sich wie folgt:

$$I_{GS} = \sum_{j=1}^m w_j \frac{(e_j - \bar{e}_j)^b}{\bar{e}_j^a} \quad (2-4)$$

In jedem auditorischen Filterkanal j wird die Erregergröße e (nach Gehörmodell) und der kanalabhängige Gewichtungsfaktor w ermittelt. Die Exponenten a und b bilden das nichtlineare Gehörverhalten ab. Mit der Wahl von $b = 2$ und $a = 1,75$ werden in Kombination mit einer Hochpassfilterung des Signals im Zähler die Resultate als sehr zufriedenstellend beschrieben.

In [Hop2007] wurden auf der Grundlage von Subjektivbewertungen Parameter zur Bewertung von häufig bemängelten Motorgeräuschen und ihren Komponenten entwickelt. Die Motorgeräusche werden mit Noten auf einer Skala von 1 (nicht akzeptabel) bis 10 (nicht feststellbar) in Anlehnung an VDI 2563 durch die Objektivparameter bewertet. Tabelle 2-2 zeigt einen Überblick, welche akustischen Parameter in die Berechnung der impulshaltigen Objektivparameter einfließen. Bei der Berechnung der Impulshaltigkeit wird das Gehörmodell nach Sottek [Sot1993], [Sot1995] verwendet. Das Injektorticken bei Ottomotoren im Leerlauf wird dabei ausschließlich durch die Analyse der Impulshaltigkeit bewertet.

Tabelle 2-2: Akustische Kennwerte für impulshaltige Objektivparameter [Pis2006]

Störgeräusch	Motor	Betriebspunkt	Lautheit	Impulshaltigkeit	Modulation
Nageln	Diesel	Leerlauf	X		X
	Diesel	Stationär, Teillast	X		X
	Diesel	Transient, Teillast	X		X
Tickern	Otto	Leerlauf		X	
	Diesel	Leerlauf	X	X	
Rasseln	Otto	Stationär	X	X	
Klappern	Diesel	Leerlauf	X	X	X
Schmettern	Otto	Transient, Teillast	X	X	

Durch synthetische Manipulation von Motorgeräuschen, konnte in [Oet2015] außerdem eine Abhängigkeit der Impulshaltigkeit von der Einhüllendenform und des Einhüllendenspektrums nachgewiesen werden.

Blommer et al. beschreiben in [Blo2005] die Entwicklung einer Metrik zur Bewertung von impulshaltigen Motorgeräuschen, das auf einem zeitvarianten Lautheitsmodell nach Zwicker [Zwi1977] basiert. Das Ergebnis der Metrik ist entweder ein Einzahlwert oder ein frequenzbasierter Zahlenvektor, der den Grad der Impulshaltigkeit angibt. Dadurch können kritische Frequenzbänder, die am meisten zur Impulshaltigkeit beitragen, identifiziert werden.

Auch Willemsen und Rao entwickeln in [Wil2010] ein lautheitsbasiertes Impulshaltigkeitsmodell. Das Modell beruht auf der Summierung der Amplituden der impulsinduzierten Spitzen im Lautheits-Zeitverlauf, das nach DIN 45631/A1 [DIN2010] berechnet wird. Der in der Norm definierte Algorithmus liefert ein zeitabhängiges Lautheits-Signal mit M Abtastwerten. Das lautheitsbasierte Impulshaltigkeitsmodell wird dann wie folgt berechnet:

$$I_N = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M (N_i - N_{b,i}) \quad (2-5)$$

Die nicht-impulshaltige Komponente $N_{b,i}$ wird aus der unteren 5 % Perzentile der Lautheit (Lautheitswert, der bei einem betrachteten Zeitblock in 5 % der Zeit unterschritten wird) berechnet, die über einen gleitenden Zeitblock von einer Sekunde berechnet wird. Die Autoren können nachweisen, dass für transiente Geräusche eine signifikante Abhängigkeit zwischen der subjektiven Lästigkeit und den Parametern Lautheit, Schärfe, Rauigkeit und lautheitsbasierter Impulshaltigkeit besteht. Diese vier Parameter werden mithilfe einer multiplen linearen Regressionsanalyse zu einem Lästigkeitsmodell kombiniert.

Bodden und Heinrichs untersuchen in [Bod2005] die Impulshaltigkeit von Dieselmotoren mithilfe der Schmalbandmodulationsanalyse. Dabei handelt es sich um die Implementierung einer trägerfrequenzselektiven Modulationsanalyse unter Verwendung einer zweifachen Reihe von FFTs. Das erste Set von FFTs wird auf aufeinanderfolgende überlappende, gefensterete Segmente der Zeitreihe des Geräuschs angewendet und bestimmt ein Spektrogramm. Für jede Trägerfrequenz des Spektrogramms stellt ihr Zeitverlauf die Hüllkurve des Signals dar. Das zweite Set von FFTs wird auf den Zeitverlauf bei jeder Trägerfrequenz angewendet. In [Bod2013] wird der beschriebene Ansatz für eine allgemeine Anwendung zur Quantifizierung periodischer Impulshaltigkeit erweitert.

Ein weiterer Ansatz zur Bestimmung der Impulshaltigkeit von Geräuschen ist die Berechnung der Kurtosis:

$$k = \frac{\frac{1}{M} \sum_{i=0}^{M-1} p(i)^4}{\left[\frac{1}{M} \sum_{i=0}^{M-1} p(i)^2 \right]^2} \quad (2-6)$$

Dabei steht M für die Anzahl der Abtastwerte und $p(i)$ für den Schalldruck an der Abtaststelle i . Hoppermanns stellt in [Hop2010] fest, dass die Analyse der Impulshaltigkeit durch Berechnung einer frequenzgewichteten Kurtosis bei der Bewertung von Injektortickern bei Ottomotoren die höchste Korrelation zu den Ergebnissen aus den psychoakustischen Experimenten liefert. Dazu wurden neben der Kurtosis die Modulationsanalyse, die Relative-Approach-Analyse, die Schärfe, die Impulshaltigkeit nach dem Gehörmodell von Sottek und die Lautheit bezüglich ihrer Korrelation zu den Ergebnissen aus den psychoakustischen Experimenten verglichen. Die Note wird nach Hoppermanns nach Gleichung 2-7 berechnet:

$$Note = 1,02 + 116,96 \cdot e^{\left(\frac{-I_k}{0,216}\right)} + 5,18 \cdot 10^{15} \cdot e^{\left(\frac{-I_k}{0,0184}\right)} \quad (2-7)$$

I_k bildet den Mittelwert der frequenzgewichteten Impulshaltigkeit Kurtosis. Dazu wurden die für das Injektortickern relevanten Frequenzgruppen ab 5 kHz betrachtet und jeweils ein gemittelter, frequenzgewichteter Kennwert pro Geräusch berechnet. Der Gewichtungsfaktor beträgt bei Frequenzen ab 5 kHz den Wert 1 und darunter den Wert 0. Da zwischen den Ergebnissen aus den psychoakustischen Experimenten und der Datenbasis eine stark nichtlineare Abhängigkeit festgestellt wurde, werden zur Abbildung der Ergebnisse aus den psychoakustischen Experimenten außerdem zwei e-Funktionen benutzt. Durch die großen Lautstärkeunterschiede der Datenbasis für die Bewertung von Injektortickern bei Dieselmotoren wird im Gegensatz zum Injektortickern bei Ottomotoren die Note zusätzlich mit der mittleren frequenzgewichteten instationären Lautheit berechnet. Die Bewertung der impulshaltigen Signalanteile der Störgeräusche Rasseln, Klappern und Schmettern, die im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt werden, liefert mit der Analyse der Impulshaltigkeit nach dem Gehörmodell von Sottek bessere Ergebnisse als die Impulshaltigkeit Kurtosis.

2.3 Benzindirekteinspritzung

2.3.1 Grundlagen

Zur Erreichung von niedrigen Emissionen und effizienten Kraftstoffverbräuchen setzen Automobilhersteller seit einigen Jahren bei Ottomotoren auf die Benzindirekteinspritzung. Dabei wird im Gegensatz zur Saugrohreinspritzung der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt. Dadurch lässt sich in Kombination mit Turboaufladung und variabler Nockenwellenverstellung der Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitiger Erhöhung des Drehmoments deutlich reduzieren [Mer2018].

Durch die zusätzlichen Freiheitsgrade bezüglich Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck und Anzahl der Einspritzungen können verschiedene Brennverfahren und Motorbetriebsstrategien realisiert werden. Das ermöglicht nach dem Motorstart eine schnelle Aufheizung der Abgasnachbehandlungssysteme und sorgt damit zu einer schnellen und zuverlässigen Konvertierung des Drei-Wege-Katalysators [Rei2014b]. Weiterhin führt die Verdampfung des Kraftstoffs im Brennraum zu einer Kühlung (Verdampfungsenthalpie), die die Klopfneigung reduziert und eine höhere spezifische Leistung ermöglicht.

Abbildung 2-6 zeigt den Aufbau und die Hauptkomponenten einer Benzindirekteinspritzung mit seitlicher Injektorposition. Die elektrische Kraftstoff-Fördereinheit verdrängt den Kraftstoff geregelt oder ungeregelt auf ca. 6 bar und fördert ihn zur Hochdruckpumpe. In der Hochdruckpumpe wird der Kraftstoff in Abhängigkeit des Motorbetriebspunkts in aktuellen Serienanwendungen auf bis zu 350 bar verdrängt [Bos2019], [Fre2017], [Pau2017].

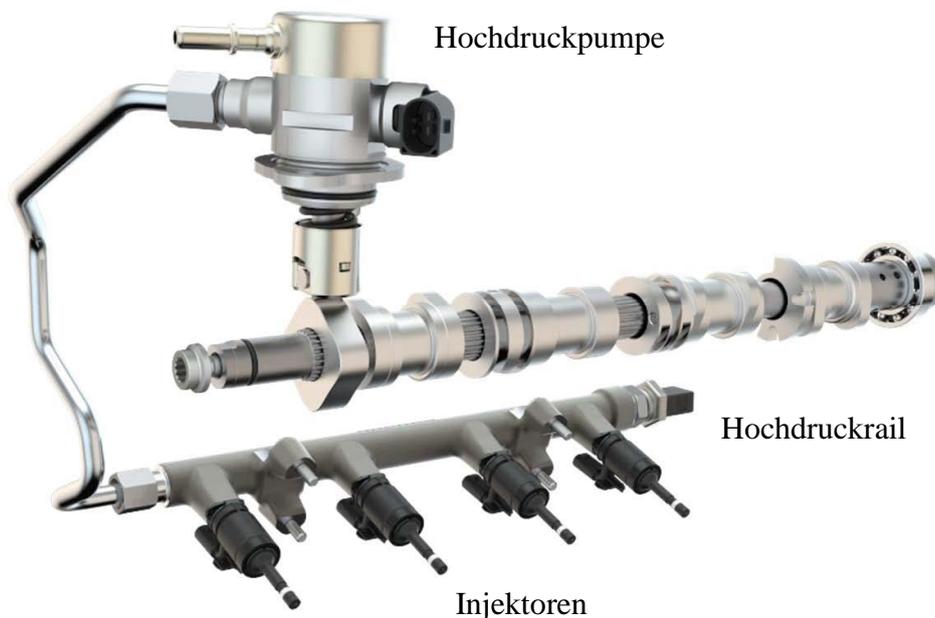


Abbildung 2-6: Hauptkomponenten der Benzindirekteinspritzung [Eic2016]

Eine weitere Anhebung des Kraftstoffdrucks und die damit verbundenen Auswirkungen auf Motorbetrieb und Emissionen sind Gegenstand aktueller Untersuchungen. Eitel et al. untersuchen in [Eit2018] den Einfluss einer Kraftstoffdruckerhöhung auf bis zu 500 bar für aufgeladene Ottomotoren mithilfe einer modifizierten Dieselpumpe. Dabei konnte, ohne nennenswerte Nachteile beim Kraftstoffverbrauch, an einzelnen Betriebspunkten eine Reduktion der Partikelanzahl von mehr als 60 % erreicht werden.

Piock et al. optimieren in [Pio2019] ein Serien-Einspritzsystem und erhöhen den Kraftstoffdruck auf bis zu 600 bar. Zur Gewährleistung eines zuverlässigen Betriebs auf Lebensdauer wurde neben einer Optimierung von Druckkammer, Kraftstoffpfad und magnetischer Leistung des Injektors auch die Hochdruckpumpe bezüglich ihres Wirkungsgrads und Leckageverluste verbessert. Mit steigendem Einspritzdruck wird die Partikelanzahl deutlich reduziert, auch bei sehr kleinen Partikeln unter 23 nm, was für noch strengere Partikel-Emissionsvorschriften in der Zukunft wichtig werden könnte.

Stadler et al. erhöhen in [Sta2019] den Kraftstoffdruck an einem Einzylinder-Forschungsmotor auf bis zu 800 bar. Dabei wurde zur Kraftstoffdruckerzeugung eine luftübersetzte Pumpe und als Injektor ein Dieselinjektor mit einer modifizierten Düse verwendet. Auch in dieser Arbeit kommen die Autoren zu dem Schluss, dass durch eine Kraftstoffdruckerhöhung die Partikelanzahlmissionen, ohne andere gasförmige Emissionen zu verschlechtern, signifikant verbessert werden können. Allerdings ist dabei eine Optimierung der Düsengeometrie von entscheidender Bedeutung, um das volle Potenzial ausschöpfen zu können.

In modernen Ottomotoren besteht die Hochdruckpumpe in der Regel aus einer bedarfsgesteuerten Einzylinderpumpe mit einem integrierten elektromagnetischen Mengensteuerventil [Rei2014b]. Der Antrieb erfolgt im abgebildeten Fall durch die Auslassnockenwelle, auf der ein zusätzlicher Vierfach-Nocken integriert ist. Die Anzahl der Nocken entspricht dabei der Zylinderanzahl. Damit kann durch eine zeitliche Synchronisierung von Förderung und Einspritzung der Einfluss der Druckpulsationen im Hochdruckkreis auf die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse reduziert werden [Mer2018]. Das Mengensteuerventil arbeitet als hochdynamisches stromlos offenes Schaltventil, das pro Förderzyklus der Hochdruckpumpe einmal geschlossen und wieder geöffnet wird. Während sich der Pumpenkolben vom oberen (OT) zum unteren Totpunkt (UT) bewegt, wird der Kraftstoff über das offene Mengensteuerventil in den Förderraum gesaugt (Saughub). Beim Förderhub wird, je nach benötigter betriebspunktabhängiger Fördermenge, der überschüssige Kraftstoff durch das noch geöffnete Mengensteuerventil wieder in den Niederdruckkreis zurückgefördert. Sobald das Mengensteuerventil mit stromgeleiteter Endstufe elektrisch angesteuert und geschlossen wird, wird der Kraftstoff verdängt und in den Hochdruckkreis gefördert. Die benötigte Fördermenge wird also durch die entsprechende zeitliche Ansteuerung des Mengensteuerventils beim Förderhub unter Berücksichtigung der Verzugszeit geregelt. Als Regelgröße dient der Wert des Raildrucksensors, der am Hochdruckrail montiert ist. Der Sollwert (Führungsgröße) wird durch das Motorsteuergerät (ECU: Engine

Control Unit) in Abhängigkeit des Betriebspunktes vorgegeben. Abbildung 2-7 zeigt die einzelnen Phasen eines Förderzyklus mit dem Hubverlauf des Pumpenkolbens und dem Ansteuerstromverlauf des Mengensteuerventils.

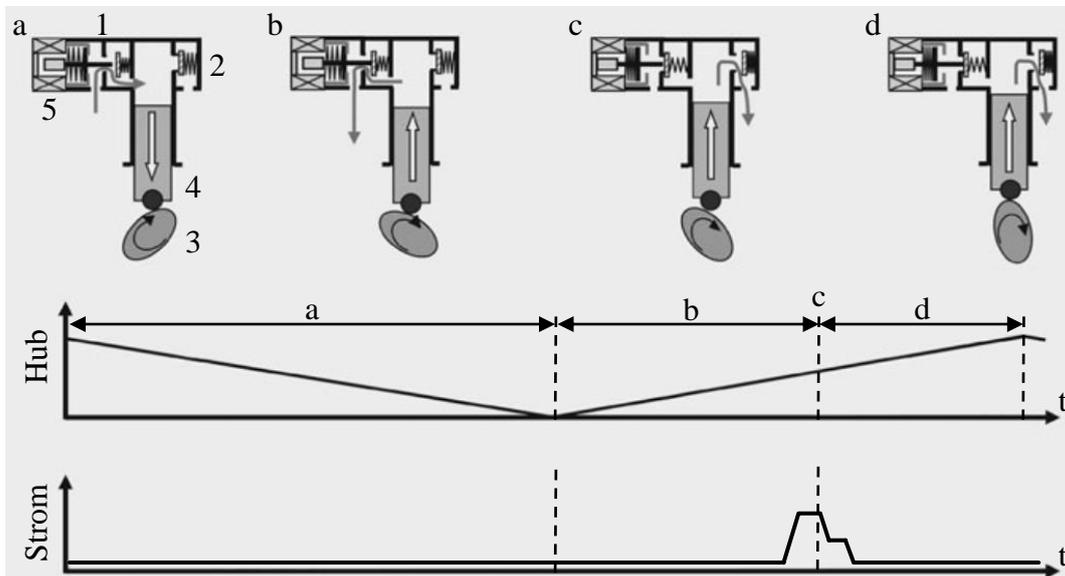


Abbildung 2-7: Ansteuerung des Mengensteuerventils einer Hochdruckpumpe mit a: Saughub, b: Förderhub mit geöffnetem Mengensteuerventil, c: Förderhub mit geschlossenem Mengensteuerventil, d: Förderhub mit geschlossenem Mengensteuerventil nach Stromabschaltung, 1: Mengensteuerventil, 2: Auslassventil, 3: Antriebsnocken, 4: Pumpenkolben, 5: Spule [Rei2014b]

Die Injektoren sind für eine präzise Dosierung sowie für eine optimale Verteilung und Zerstäubung des Kraftstoffs im Brennraum verantwortlich. Bei den Injektoren werden aktuell zwei Strategien der Ansteuer-Aktorik verfolgt. Zum einen Injektoren mit Piezo-Aktorik, bei denen die Ventilnadel mit einem Piezo-Stack gekoppelt ist, der bei Anlegen einer elektrischen Spannung eine reversible Längsdehnung ausführt und somit die Düsenlöcher öffnet. Und zum anderen Injektoren mit Magnetspulen-Aktorik, die bei der Präzision der Kraftstoffdosierung den Piezo-Injektoren allgemein zwar unterlegen sind, dafür aber auch um ein Vielfaches günstiger produziert werden können. Durch einen Mehraufwand in der Kalibrierung können auch Magnetspulen-Injektoren in Präzisionsbereiche der Piezo-Injektoren optimiert werden [Chr2011].

Im weiteren Verlauf werden, sofern nicht anderweitig vermerkt, ausschließlich Magnetspulen-Injektoren für die Benzindirekteinspritzung diskutiert. Da beim Homogenbetrieb des Motors nur der Ansaugtakt zum Einspritzen des Kraftstoffs zur Verfügung steht, muss bei hohen Motordrehzahlen und -lasten eine hohe Kraftstoffmasse in sehr kurzer Zeit eingespritzt werden können. Im Gegensatz dazu werden bei sehr niedrigen Motordrehzahlen und -lasten, insbesondere in Kombination mit mehreren Einspritzungen pro Arbeitsspiel, sehr geringe Kraftstoffmassen pro Einspritzvorgang benötigt. Die große Spreizung der zuverlässig und präzise einzubringenden Kraftstoffmasse stellt dabei hohe Anforderungen an die Schaltdynamik des Injektors [Rei2014b]. Die elektrische Ansteuerung der Injektoren erfolgt durch das Motorsteuergerät

mit einer stromgeregelten Endstufe und ist variabel in ihrem Beginn, ihrer Dauer und dem vorgegebenen Ansteuerprofil.

Abbildung 2-8 zeigt einen beispielhaften Aufbau eines Injektors. Beim Anlegen einer elektrischen Spannung an die Magnetspule wird durch den Stromfluss ein Magnetfeld induziert, das durch den Eisenkern verstärkt wird. Die ungleich gepolten Magnetfelder ziehen sich an, wodurch der Anker samt Ventalnadel in Richtung Eisenkern gezogen wird und somit die Düsenlöcher freigibt. Bei sehr kurzen Ansteuerzeiten erreicht die Ventalnadel ihren maximalen Hub nicht und führt eine ballistische Bewegung aus. Wird der Injektor ausreichend lange angesteuert, wird der maximale Ventilhub erreicht und der Kraftstoffdurchfluss hängt im Wesentlichen nur noch vom Kraftstoffdruck und der geometrischen Form und Anzahl der Düsenlöcher ab. Bei Ansteuerende baut sich das magnetische Feld ab und die Ventalnadel wird mit dem Anker von der Rückstellfeder in Richtung Ventilsitz gedrückt.

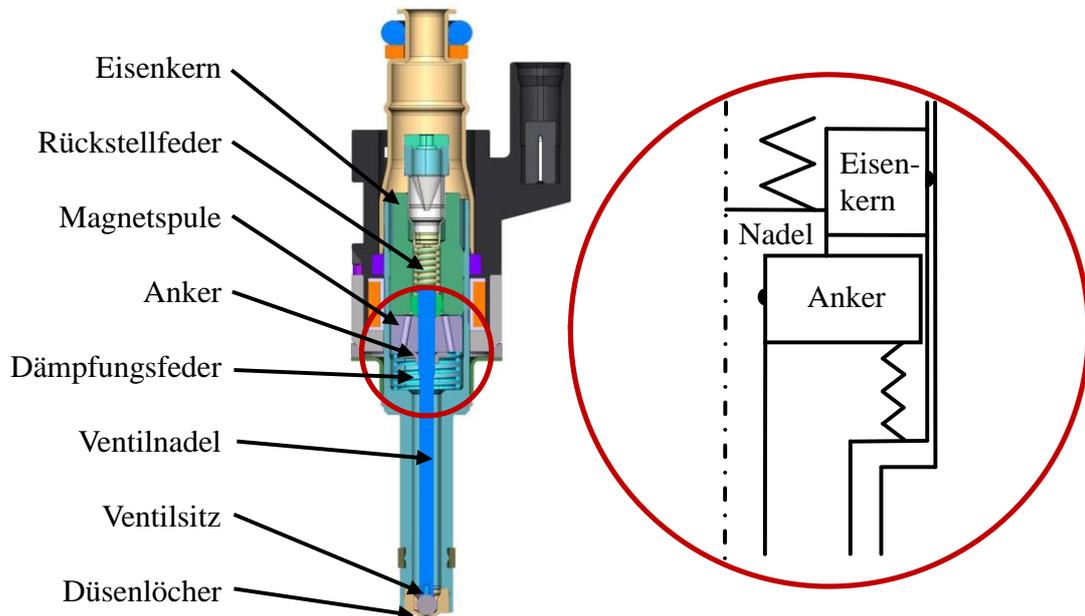


Abbildung 2-8: Schnittansicht eines Injektors (links) aus [Fre2017] mit Erweiterung um ein vereinfachtes Funktionsprinzip (rechts)

Frenzel et al. vergleichen in [Fre2017] zwei verschiedene Antriebskonzepte für Injektoren. Der konventionelle Injektor basiert auf dem bereits erläuterten Grundkonzept. Zusätzlich sind Anker und Ventalnadel voneinander entkoppelt. Dadurch kann der Anker beim Schließvorgang gedämpft weiter schwingen, sobald die Ventalnadel in ihren Dichtsitz landet. Die Dämpfungsfeder drückt den Anker anschließend wieder an seine Ruheposition. Das reduziert das Prellen der Ventalnadel gegen ihren Dichtsitz, wodurch unerwünschte Nacheinspritzungen minimiert werden. Um die Toleranzen von Magnetkreis, Ansteuerlektronik und Injektor-Mechanik auszugleichen, wird mit einer zusätzlichen Software-Funktion, die in [Fre2011] ausführlicher beschrieben wird, die Bewegung des Ankers beim Schließvorgang ermittelt. Beim zweiten Antriebskonzept überwindet der Anker beim Bestromen der Magnetspule zunächst einen Leerhub, bevor die Ventalnadel mitbewegt wird. Durch die zusätzliche kinetische Energie kann die Ven-

tilnadel auch bei höheren Kraftstoffdrücken mit größerer Geschwindigkeit öffnen. Die Software-Funktion musste durch die Toleranzen im Leerhub auch für den Öffnungsvorgang erweitert werden.

Auch Bossi et al. stellen in [Bos2019] die Entwicklung eines Injektors mit Leerhub vor. Im Rahmen einer Erhöhung des Kraftstoffdrucks wurde der Injektor bezüglich Entkopplungsspalt, Nadelhub und den Kennwerten der Rückstellfeder mechanisch optimiert. Weiterhin konnte durch Injektor-interne Maßnahmen die magnetische Leistung und der hydraulische Durchfluss verbessert werden.

Pauer et al. können in [Pau2017] durch eine Software-Funktion einen stabilen Injektorbetrieb über Lebensdauer sicherstellen und die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse reduzieren. Die Software-Funktion ist dabei über die gesamte Injektorkennlinie (ballistischer Bereich, Übergangsbereich, linearer Bereich) aktiv. Eine ausführliche Beschreibung der Software-Funktion findet sich in [Sch2013].

Die Prellvermeidung der Ventalnadel durch ein spezielles Ansteuerungsverfahren wird in [Eck2010] beschrieben. Nach dem Ende der Ansteuerung der Magnetspule wirkt die Kraft durch die Restmagnetisierung entgegen der Kraft der Rückstellfeder. Diese Magnetkraft sorgt dafür, dass die Ventalnadel nach dem ersten Aufsetzen in ihren Dichtsitz während des Schließvorgangs nochmal abhebt und erneut Kraftstoff eingespritzt wird. Als Gegenmaßnahme wird zur schnellen Löschung des Magnetfelds nach der Hauptbestromung eine Spannung mit entgegengesetzter Polarität angelegt. Damit wird die resultierende Schließkraft, also die Differenz aus Rückstellkraft und Magnetkraft, in Richtung Schließen erhöht und die Prellneigung reduziert.

In Abbildung 2-9 ist ein exemplarisches Spannungs- und Stromprofil einer Injektoransteuerung dargestellt. Damit bei Beginn der Ansteuerung der Spulenstrom schnell ansteigt, wird mithilfe eines Gleichspannungswandlers eine Boost-Spannung von etwa 65 V [Rei2014a] angelegt. Dabei führt der schnelle Stromanstieg zu einem leichten Abfall der Boost-Spannung. Mithilfe der Boost-Phase wird der hydraulische Öffnungsverzug zwischen elektrischem Ansteuerbeginn und Einspritzbeginn auf ein Minimum reduziert und somit ein dynamisches Ansprechverhalten des Injektors gewährleistet. Die Boost-Phase wird beendet, sobald der geforderte Peak-Strom erreicht wird. Dagegen werden die nachfolgenden Halte-Phasen nach einer vorgegebenen Soll-Dauer beendet. Da sich aufgrund der Öffnungsbewegung der Ventalnadel der Spalt zwischen Anker und Eisenkern verkleinert, wird die magnetische Kraft erhöht [Kal2018]. Deshalb kann die angelegte Spannung ab der ersten Halte-Phase auf das Niveau der Fahrzeugbatterie reduziert werden, wodurch sich der Ansteuerstrom entsprechend verringert. Bei dem dargestellten Ansteuerprofil besteht die erste Halte-Phase ausschließlich aus einer Freilauf-Phase ohne aktive Stromregelung, da die geforderte Stromschwelle innerhalb der vorgegebenen Dauer der ersten Halte-Phase nicht erreicht wird. Sobald der Anker den Eisenkern erreicht hat, kann der Ansteuerstrom bei der zweiten Hold-Phase nochmals reduziert werden und die Ventalnadel wird trotzdem zuverlässig offengehalten. Die Regelung des Ansteuerstroms wird als Zweipunktregler mit einer vorgegebenen Stromobergrenze und Stromhysterese realisiert. Bei Ansteuerende wird die Polarität umgedreht und eine negative Boost-Spannung angelegt. Das gewährleistet einen

schnellen Abbau des Ansteuerstroms und damit eine Reduzierung des hydraulischen Schließverzugs zwischen elektrischem Ansteuerende und Einspritzende.

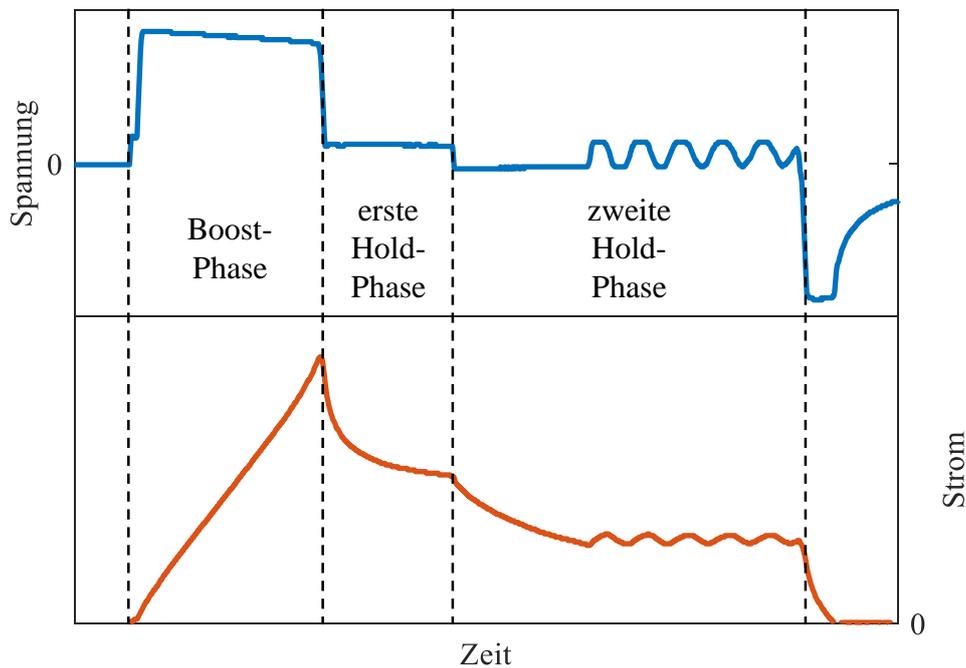


Abbildung 2-9: Spannungs- (oben) und Stromprofil (unten) einer Injektoransteuerung

Auch das Ansteuerprofil des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe besteht in der Regel aus den drei genannten Phasen. Allerdings wird bei der Ansteuerung des Mengensteuerventils auch während der Boost-Phase lediglich die Versorgungsspannung der Fahrzeugbatterie angelegt. Als Gegenmaßnahme zu der geringeren zugeführten elektrischen Energie und dem damit verbundenen längeren Schließverzug wird der Ansteuerstrom der ersten Hold-Phase auf dem Niveau der Boost-Phase gehalten. Erst bei der zweiten Hold-Phase wird der Ansteuerstrom analog zur Injektoransteuerung reduziert, da der Anker dann seine Endposition am Eisenkern erreicht hat.

2.3.2 Akustik

Da der Fahrzeugantrieb die vibroakustische Hauptanregungsquelle bildet, ist die akustische Optimierung des Antriebs von großer Bedeutung im Entwicklungsprozess. Werden sowohl erwünschte (Sounddesign) als auch unerwünschte (Störgeräusche) akustische Merkmale nicht bereits im frühen Stadium der Entwicklung definiert und berücksichtigt, weist das Endprodukt Gesamtfahrzeug in der Regel nicht zufriedenstellende akustische Eigenschaften auf. Nur durch zusätzliche kosten- und zeitintensive Maßnahmen können dann noch einzelne akustische Zielmerkmale erreicht werden. Durch den anhaltenden CO₂-getriebenen Trend des Downsizings und Leichtbaus sowie der verstärkten Elektrifizierung der Antriebsaggregate erweist sich die akustische Auslegung als zunehmend anspruchsvoller. Denn sowohl Leichtbau-Kurbelgehäuse, als auch die Benzindirekteinspritzung, die hier nur beispielhaft aufgeführt sind, bewirken in der

Regel eine Erhöhung der vibroakustischen Emissionen [Zel2018]. Nur durch die optimale Gestaltung und vibroakustische Entkopplung des Antriebsaggregats können zufriedenstellende akustische Eigenschaften des Fahrzeugs erreicht werden.

Das Gesamtmotorgeräusch, das ein Verbrennungsmotor emittiert, kann mit unterschiedlichen Ansätzen unterteilt werden. In der Literatur besteht insoweit Einigkeit, dass das Motorgeräusch aus einem direkten und indirekten Anteil besteht. Der direkte Anteil setzt sich aus Luftwirbelgeräuschen, die z. B. an Lüfterrädern entstehen, und Pulsationsgeräuschen, die zum Großteil durch das Ansaug- und Abgasmündungsgeräusch hervorgerufen werden, zusammen. Der indirekte Anteil besteht aus mechanischen Geräuschanteilen und Verbrennungsgeräuschanteilen. Die Geräuschanteile aus Mechanik und Verbrennung können jedoch nicht eindeutig getrennt werden, da einzelne Geräuschkomponenten beiden Geräuschanteilen zugerechnet werden können. Nach Göhringer [Göh2008] ist das mechanische Geräusch lastunabhängig und das Verbrennungsgeräusch lastabhängig. Das Verbrennungsgeräusch unterteilt der Autor außerdem in ein direktes und indirektes Verbrennungsgeräusch. Das direkte Verbrennungsgeräusch besteht aus einer rein gaskrafterregten Geräuschkomponente. Zu dem indirekten Verbrennungsgeräusch zählen hydraulische Geräusche aus der Direkteinspritzung und die mechanischen Geräuschanteile aus dem Kurbeltrieb. In Anlehnung an die hier beschriebene Aufteilung besteht das Geräusch des Einspritzsystems also aus einem lastabhängigen hydraulisch erregten Geräuschanteil und einem lastunabhängigen mechanischen Geräuschanteil.

Die Benzindirekteinspritzung erzeugt aufgrund des (im Vergleich zur Saugrohreinspritzung) höheren Kraftstoffdrucks insbesondere im leerlaufnahen Drehzahlbereich des Motors ein deutlich wahrnehmbares Tickergeräusch [Wat2010]. In diesem Betriebsbereich ist die Maskierung durch andere Geräuschanteile, wie z. B. das direkte Verbrennungsgeräusch, gering. Obwohl es vom Fahrer oder den Fahrgästen nicht immer wahrgenommen wird, ist es für die Fahrzeuginsassen leicht wahrnehmbar, wenn sie neben einem Gegenstand fahren, der Geräusche zu den Insassen zurückreflektieren kann, wie z. B. eine Wand oder ein anderes Fahrzeug [Spa2013]. Auch Fußgänger oder Radfahrer, die sich in der Nähe des Fahrzeugs befinden, können das Geräusch bemerken und im ungünstigsten Fall auf eine geringe Fahrzeugqualität schließen. Das Tickergeräusch entsteht zum einen durch mechanische Stöße der Injektoren und der Hochdruckpumpe und zum anderen durch hydraulische Kraftstoffdruckpulsationen im Hochdrucksystem [Spa2013]. Eine Erhöhung des Kraftstoffdrucks und schnellere Schaltzeiten der mechanischen Komponenten führen zu höheren Tickergeräuschpegeln, die geeignete Gegenmaßnahmen erfordern [Gov2007].

Kienzle beschreibt in [Kie2005] die Mechanismen der hydraulischen Geräuschanregung durch die Injektoren. Beim Öffnen der Ventlnadel fällt der Kraftstoffdruck im Injektorkörper schnell ab. Der Druckabfall verursacht eine negative hydraulische Druckwelle, die vom Injektor zum Hochdruckrill wandert und dort wieder zurückgespiegelt wird. Durch diese periodische hydraulische Impulsanregung werden die Komponenten des Hochdrucksystems angeregt und in Schwingungen versetzt. Durch den Einsatz von hydraulischen Dämpfungselementen zwischen

Injektor und Hochdruckrail können die Druckpulsationen und damit die Tickergeräusche reduziert werden [Bro2002]. Auch die Hochdruckpumpe kann für eine hydraulische Geräuschanregung sorgen. Im Gegensatz zu Mehrzylinderpumpen verursacht die Einzylinderpumpe durch ihre Fördercharakteristik erhöhte Druckpulsationen im Nieder- und Hochdrucksystem, welche jedoch durch einen integrierten Druckdämpfer abgeschwächt werden können [Bas2017]. Auch eine Reduzierung des Kraftstoffdrucks minimiert die von der Hochdruckpumpe induzierten Tickergeräusche. Dabei muss allerdings ein Zielkonflikt aus Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Geräusch gelöst werden [Bro2002].

Abbildung 2-10 zeigt eine schematische Darstellung der Körper- und Luftschallübertragung bei der Benzindirekteinspritzung. Der hörbare Luftschall wird zum einen von den Geräuschquellen Injektoren und Hochdruckpumpe direkt emittiert und zum anderen durch Körperschallanregung der benachbarten passiven Bauteile, wie z.B. dem Hochdruckrail oder dem Zylinderkopf, abgestrahlt.

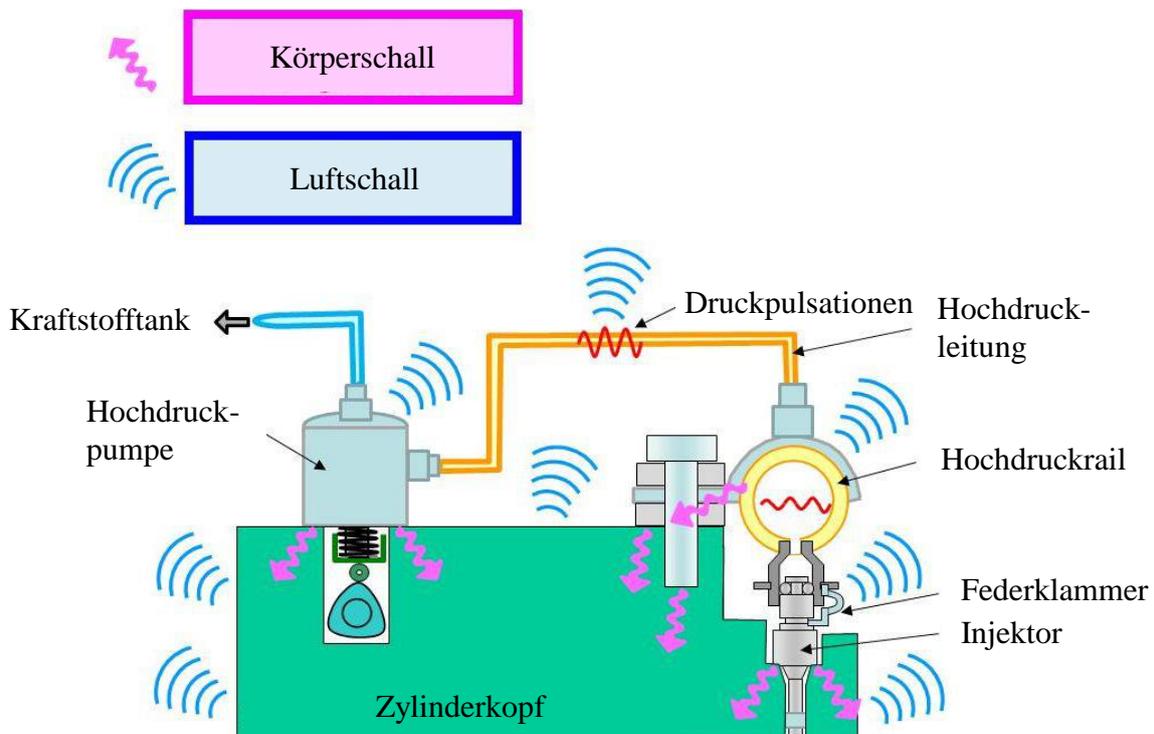


Abbildung 2-10: Schematische Darstellung der Körper- und Luftschallübertragung bei der Benzindirekteinspritzung [Wat2010]

Die primären mechanischen Schallentstehungsquellen am Injektor werden in Abbildung 2-11 vereinfacht dargestellt. Das sind zum einen das Prellen des Ankers gegen den Eisenkern während des Öffnungsvorgangs und zum anderen das Prellen der Ventlnadel gegen ihren Dichtsitz beim Schließvorgang. Bei Injektoren mit Leerhub prellt beim Öffnungsvorgang zusätzlich der entkoppelte Anker an die Ventlnadel, bevor diese aus ihrem Sitz mitbewegt wird.

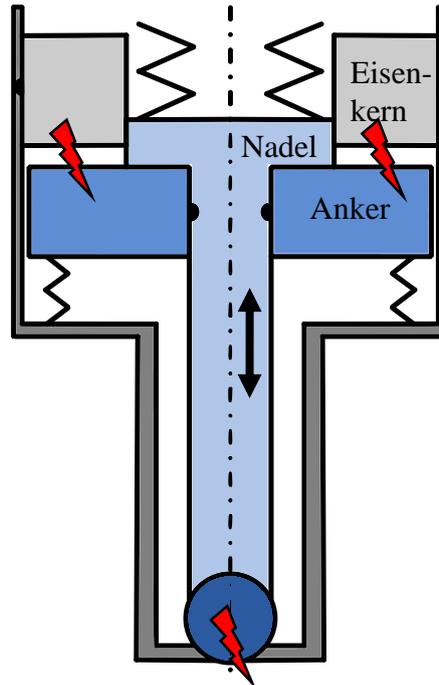


Abbildung 2-11: Übersicht der primären mechanischen Schallentstehungsquellen am Injektor

An der Hochdruckpumpe verursacht das Mengensteuerventil während der Ansteuerung einen Teil der Tickergeräusche, siehe Abbildung 2-12. Beim Schließvorgang prellt der Anker gegen den Eisenkern und das Steuerventil gegen ihren Endanschlag. Bei Ansteuerung prellt die Steuerstange durch die Kraft der Ankerfeder gegen das Steuerventil. Durch den höheren Kraftstoffdruck im Förderraum bleibt das Steuerventil aber zunächst geschlossen. Erst wenn sich der Pumpenkolben wieder in Richtung UT bewegt, sinkt der Kraftstoffdruck im Förderraum und das Steuerventil wird durch die Ankerfeder komplett geöffnet. Dabei prellen die Steuerstange und das Steuerventil gegen ihren jeweiligen Ruhesitz. Zwischen Förderraum und Hochdruckanschluss befindet sich ein Rückschlagventil, welches das Zurückfließen des Kraftstoffs vom Hochdruckanschluss zur Hochdruckpumpe während des Saughubs verhindert. Zur Vollständigkeit sei darauf hingewiesen, dass das zyklische Öffnen und Schließen des Rückschlagventils ebenfalls in einem mechanischen Prellen resultiert.

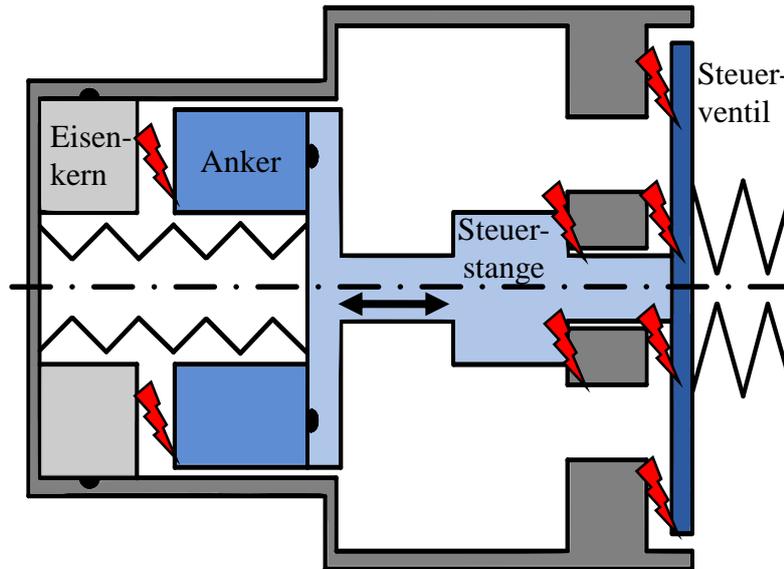


Abbildung 2-12: Übersicht der primären mechanischen Schallentstehungsquellen am Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe

Zur Analyse der Schallemission von Einspritzsystemen werden in der Literatur verschiedene Ansätze verfolgt. Braun et al. stellen in [Bra2011] einen objektiven Vergleich des akustischen Verhaltens von unterschiedlichen Magnetspulen-Injektoren mithilfe von Taguchi-Methoden, bei denen es sich um Methoden der statistischen Versuchsplanung handelt, vor. Dazu wurden an einem Injektor-Prüfstand, der in einem reflexionsarmen Raum integriert wurde, die Einflüsse von Injektor-Einspannkraft und Kraftstoffdruck auf den Schalldruckpegel und dessen Streuung untersucht. Es stellte sich heraus, dass der Injektor mit dem größten Signal-Rausch-Verhältnis des Schalldrucks den geringsten Schalldruckpegel aufweist. Wiederum zeigt der Injektor mit dem geringsten Signal-Rausch-Verhältnis des Schalldrucks den höchsten Schalldruckpegel. Diesem gegensätzlichen Trend folgen auch die restlichen untersuchten Injektoren. In [Ome2010] wird die Methodik für unterschiedliche Hochdruckpumpen angewendet. Dabei kann der Trade-off aus Signal-Rausch-Verhältnis und Schalldruckpegel bestätigt werden.

Eine Methode zur Integration eines akustischen Messkonzepts an einem konventionellen Komponentenprüfstand für Hochdruckpumpen wird in [Sch2017] beschrieben. Eine Analyse zeigt, dass die Methode akustische Messdaten liefert, die nicht vollständig mit den Messdaten aus einer geräusch- und reflexionsarmen Umgebung übereinstimmen. Für einen Vergleich unterschiedlicher Hochdruckpumpen und ihrer Empfindlichkeit gegenüber Veränderungen von Parametern und Betriebspunkten wird sie jedoch als ausreichend bezeichnet. Im Gegensatz zu akustischen Einzweck-Prüfkammern stellt die Methode eine komfortable und kostengünstige Alternative dar, die außerdem eine Kombination und Korrelation von mechanischen, hydraulischen und akustischen Effekten ermöglicht.

Zur Reduzierung der Tickergeräusche am Einspritzsystem können sowohl primäre als auch sekundäre Maßnahmen angewendet werden. Primäre Maßnahmen haben das Ziel, die Geräuschentwicklung bereits an der Entstehungsquelle zu reduzieren. Das kann zum einen durch eine

schallarme Konstruktion und zum anderen durch eine akustisch optimierte Ansteuerung erfolgen. Sekundäre Maßnahmen reduzieren die Geräuschmissionen, also den Schalldruckpegel an einem bestimmten Ort, wie z. B. dem Fahrzeuginnenraum, ohne die Geräuschmissionen an der Entstehungsquelle zu reduzieren. Dazu wird die Schallübertragung unter anderem durch den Einsatz von schalldämmenden (Reflexion von Schallwellen) und schalldämpfenden (Absorption von Schallwellen) Materialien vermindert.

In [Spa2013] wird die Entwicklung einer geräuscharmen Hochdruckpumpe beschrieben. Dazu wurden unter anderem an den axialen Bohrlöchern des Ankers kleine Lamellenventile angebracht. Die Lamellenventile reduzieren die Geschwindigkeit des Ankers beim Öffnen des Mengensteuerventils, während sie beim Schließvorgang nur wenig Einfluss auf das Ansprechverhalten der Hochdruckpumpe haben. Durch Geräuschmessungen an einem akustischen Komponentenprüfstand bei einer Motordrehzahl von 750 1/min und 50 bar Kraftstoffdruck konnte im Vergleich zum ursprünglichen Konzept der Schalldruckpegel von 59,8 dB(A) auf 55,0 dB(A) reduziert werden. Dabei konnten insbesondere die hochfrequenten Geräuschanteile über 3150 Hz abgeschwächt werden.

Ein Ansatz zur Reduzierung des Tickergeräusches von stromlos geschlossenen Hochdruckpumpen mittels Ansterverfahren wird in [Bor2012] beschrieben. Die Kraft, mit der der Anker beim Schließvorgang an den Eisenkern trifft, ist abhängig von der hydraulischen Saugkraft durch den Pumpenkolben, den Federkräften und der Magnetkraft. Durch eine Reduzierung des Ansteuerstroms wird die Magnetkraft und somit die resultierende Kraft beim Schließvorgang reduziert. Dadurch konnten im Motorleerlauf die Terzpegel bei 4 kHz und 5 kHz um ca. 2 dB(A) verringert werden. Da das Tickergeräusch insbesondere bei Leerlauf des Motors wahrnehmbar ist, sind die Anforderungen an die Kraftstoffversorgung gering. Als weiterer Ansatz zur Geräuschreduzierung wurde deshalb die Hochdruckpumpe nicht bei jedem Zyklus, sondern lediglich alle 16 Zyklen angesteuert. Dadurch konnte der Terzpegel bei 4 kHz um 6 dB(A) reduziert werden. Die geringe Ansteuererrate der Hochdruckpumpe führte allerdings zu erhöhten Schwankungen des Kraftstoffdrucks und außerdem zu einer langsamen Wiederholrate des Tickergeräusches, was aus Sicht der Autoren zu einer schlechteren wahrgenommenen Geräuschqualität führen könnte.

Schlueter et al. reduzieren in [Sch2013] das Tickergeräusch des Mengensteuerventils einer stromlos offenen Hochdruckpumpe durch die Anpassung der elektrischen Ansteuerung. Dazu wird bei niedrigen Motordrehzahlen ein Geräuschreduzierungsmodus aktiviert. Dieser Modus besteht zum einen aus einem reduzierten Ansteuerstrom, der den Anker beim Schließvorgang ohne Energieüberschuss zur gewünschten Endlage bewegt und somit das mechanische Prellen verringert. Die damit verschlechterte Dynamik des Mengensteuerventils wird aufgrund der ausschließlichen Anwendung im niedrigen Drehzahlbereich als unkritisch bewertet. Zum anderen wird beim Öffnen des Mengensteuerventils, wenn der Anker durch die Rückstellfeder in seine Ausgangsposition zurückgedrückt wird, ein kurzer Strompuls angelegt. Dieser bremst den Anker kurz vor Erreichen des mechanischen Anschlags ab. Die Ansteuerung des Brempulses muss zeitlich sehr genau erfolgen, da ansonsten der gewünschte akustische Dämpfungseffekt

nicht erreicht wird. Quantitative Auswirkungen auf das Tickergeräusch aufgrund der angepassten Ansteuerung des Mengensteuerventils werden in der Arbeit nicht beschrieben.

Rivera et al. entwickeln mit einer Methode des Qualitätsmanagements (Design for Six Sigma) ein neues Injektor-Konzept [Riv2010]. Ein Schlüsselmerkmal war dabei die Entkopplung des Ankers von der Ventalnadel. Das führt beim Schließvorgang zu einem reduzierten Prellen der Ventalnadel gegen ihren Dichtsitz. Dadurch konnten zum einen unerwünschte Nacheinspritzungen und somit die Kohlenwasserstoffemissionen reduziert werden. Zum anderen konnte das Tickergeräusch des Injektors verringert werden. Im Vergleich zu drei Mitbewerbern konnte bei einer Motordrehzahl von 750 1/min und 100 bar Kraftstoffdruck der niedrigste Schalldruckpegel erreicht werden.

Ein weiterer Ansatz zur Reduzierung des Geräuschpegels von Einspritzsystemen wird in [Wat2010] vorgestellt. Das Ziel war, die Körperschallübertragung zwischen Einspritzsystem und Zylinderkopf zu reduzieren, die zu einer Luftschallabstrahlung am Motorblock führen würde. Dazu wurden die Metall-auf-Metall-Kontakte minimiert, indem der Injektor am Hochdruckrail aufgehängt und das Hochdruckrail vom Zylinderkopf elastisch entkoppelt wurde. Durch die Isolierung des Hochdruckrails konnte an einem Prüfstand mit einem modifizierten Motor ohne Verbrennungsgeräusche und anderweitige mechanische Geräusche bei einer Motordrehzahl von 750 1/min und 50 bar Kraftstoffdruck zwischen 1 kHz und 3 kHz der Schalldruckpegel um 5 dB(A) reduziert werden. Das hochfrequente Injektortickern konnte durch das Aufhängen des Injektors bei Frequenzen über 5 kHz schätzungsweise um bis zu 3 dB(A) reduziert werden. Als nachteilig wird der gewählte Ansatz bezüglich der Zuverlässigkeit und den Kosten beschrieben.

Abe und Felice entwickelten mithilfe rechnergestützter CAE-Methoden einen Isolator zwischen Injektor und Zylinderkopf, der die Anforderungen bezüglich NVH und Dauerhaltbarkeit erfüllt [Abe2010]. Da ein zufriedenstellendes NVH-Verhalten prinzipiell einen weichen Isolator verlangt und eine hohe Dauerhaltbarkeit einen steifen Isolator erfordert wurde eine Vielzahl an virtuellen Konzepten entworfen und simuliert. Als Resultat konnte die Aufprallkraft auf den Zylinderkopf insbesondere bei Frequenzen über 4 kHz deutlich reduziert werden.

Anhand der vorliegenden Literaturrecherche zeigt sich, dass der Großteil der vorgestellten Arbeiten entweder am herkömmlichen Vollmotor, am Gesamtfahrzeug oder am Komponentenprüfstand durchgeführt wurden. Dabei können am Vollmotor oder am Gesamtfahrzeug zwar die seriennahen Schallübertragungsmechanismen abgebildet werden, allerdings besteht aufgrund einer Vielzahl an weiteren präsenten Schallquellen der Motorperipherie keine Möglichkeit, die fokussierten Komponenten isoliert zu vermessen. Hierfür bieten sich Komponentenprüfstände an, die bezüglich der abgestrahlten prüfstandseitigen Störgeräusche zusätzlich akustisch optimiert werden können. Diese Komponentenprüfstände eignen sich aber nur für vergleichende Untersuchungen. Aussagen bezüglich des finalen akustischen Verhaltens in der Serienkonfiguration können damit nur bedingt getroffen werden.

Lediglich Watanabe et al. zeigen in [Wat2010] eine Testmethode, die eine isolierte Vermessung des Einspritzsystems im seriennahen Verbund ermöglicht. Dazu wurde in einer akustisch modifizierten Prüfwelle ein V6-Motor aufgebaut, bei dem die Pleuellwelle und eine der beiden Pleuellwellen vom Antrieb entkoppelt wurden. Allein die Pleuellwelle, welche die Pleuellpumpe antreibt, wurde mittels Gleichstrommaschine betrieben. Somit konnte das mechanische Geräusch des Motors weitgehend reduziert werden. Das Hintergrundgeräusch in der Prüfwelle wird als mindestens 10 dB niedriger als das Motorgeräusch beschrieben. Es wird allerdings nicht weiter erläutert, ob dabei alleine der Gesamtschalldruckpegel betrachtet wurde oder ob auch die spektrale Schalldruckverteilung berücksichtigt wurde. So könnte zwar der Gesamtschalldruckpegel des Hintergrundgeräuschs niedriger als der des Motorgeräuschs sein, während gewisse Frequenzbereiche des Motorgeräuschs durch das Hintergrundgeräusch aber trotzdem verdeckt werden.

Alternativ zur experimentellen Geräuschtrennung können mathematische Verfahren angewendet werden. Klassische Ansätze zur Geräuschtrennung, wie z. B. die zeitliche Fensterung oder die Bandpassfilterung, können aufgrund von Überlagerungen im Zeit- und Frequenzbereich (sog. Maskierung) bei gleichartigen Geräuschen (z. B. Nageln, Tickern, Rasseln) nicht immer zuverlässig durchgeführt werden [Atz2010]. Bei der sogenannten Blinden Quellentrennung werden durch Anwendung der Nicht-negativen Matrix-Faktorisierung [Sma2004] die einzelnen Teilgeräusche aus dem Gesamtgeräusch heraus getrennt. Als Kriterium der Trennung gilt dabei, dass einzelne Teilgeräusche voneinander statistisch unabhängig sind. Durch eine anschließende Gruppierung nach Geräuscheigenschaften (Impulshöhe und -abstand, Frequenzschwerpunkt, Modulationsgrad, etc.) und einer Regressionsanalyse mit Hörtests können die einzelnen Teilgeräusche bewertet werden [Atz2011], [Sel2017].

Schumann geht in [Sch2018] einen Schritt weiter und verwendet bei impulshaltigen Teilgeräuschen den k-Means-Algorithmus, der die Teilgeräusche anhand ihrer zeitlichen Korrelation gruppiert. Der Algorithmus berechnet in Abhängigkeit der Silhouettenkoeffizienten außerdem automatisch die Anzahl der Motorgeräuschkomponenten. Weiterhin überprüft der Algorithmus selbstständig die Güte der Geräuschtrennung und verwendet bei Bedarf die Nicht-negative Matrixfaktor-Dekonvolution [Sch2006]. Dadurch können komplexe Einzelgeräusche als eine Komponente extrahiert werden. Mithilfe eines Bayes-Klassifikators, der durch eine Geräuschdatenbank trainiert wurde, werden die impulshaltigen Motorkomponenten erkannt.

Allerdings hängt die Qualität der Geräuschtrennung stark von den verwendeten Algorithmen und deren Berechnungsparametern ab. Außerdem erfolgt die Zuweisung der berechneten Geräuschkomponenten zum Geräuschtyp oder zur Motorkomponente mittels Klassifizierung und wird über gewählte Klassengrenzen realisiert. Der tatsächliche Geräuschcharakter der einzelnen Motorkomponenten (z. B. Injektor) im Motorverbund ist oftmals nicht bekannt. Des Weiteren können konstruktive und funktionale Veränderungen der mechatronischen Komponenten im Entwicklungsprozess zu Abweichungen der ursprünglichen Geräuschcharakteristik führen.

3 Wissenschaftliche Zielsetzung

Die Geräuscheigenschaften von einzelnen Komponenten hängen nicht nur von ihrer Konstruktion und Funktion ab, sondern auch maßgeblich von ihrer angrenzenden mechanischen Struktur. Über diese wird der Körperschall weitergeleitet und zum Teil erst an benachbarten Bauteilen als hörbarer Luftschall abgestrahlt. Da sich der Körper- und Luftschall beim Betrieb des Verbrennungsmotors mit anderen, nicht untersuchungsrelevanten Geräuschkomponenten überlagert, ist im Vollmotorbetrieb eine differenzierte komponentenbasierte Geräuschmessung nicht möglich.

Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb eine Methodik zur objektiven Bewertung und Optimierung des vibroakustischen Verhaltens von Kraftstoffeinspritzsystemen entwickelt. Das Vorhaben wird dabei in mehreren Arbeitspaketen abgearbeitet.

Zunächst wird eine Testmethodik entwickelt, die die direkte messtechnische Erfassung der Geräuschcharakteristik von Kraftstoffeinspritzsystemen im seriennahen Motorverbund ermöglicht.

Nachdem die Testmethodik validiert wurde, wird der Einfluss der Randbedingungen und der Ansteuerstrategie der mechatronischen Komponenten auf die Geräuschqualität untersucht. Dazu ist es erforderlich, die entsprechenden Parameter zu variieren und die akustischen sowie psychoakustischen Auswirkungen zu quantifizieren.

Weiterhin werden die Schallentstehungsquellen der mechatronischen Komponenten (Injektoren, Hochdruckpumpe) identifiziert. Aus diesen Erkenntnissen werden NVH-optimierte Ansteuerungen entwickelt und deren Einfluss auf die Primärfunktionen des Einspritzsystems, wie z.B. die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse analysiert.

Auch die Robustheit bezüglich unterschiedlicher Randbedingungen wird evaluiert. Dazu zählen unter anderem eine Schwankung der Versorgungsspannung und ein variierender Raildruck.

Zum Nachweis, ob festgestellte Phänomene modellspezifisch sind, wird ein Teil der Untersuchungen außerdem auf einen zweiten Versuchsträger mit zwei weiteren Injektormodellen unterschiedlicher Hersteller ausgeweitet.

Teilergebnisse der vorliegenden Arbeit wurden vorab in [Müh2019], [Müh2020], [Müh2021a], [Müh2021b] publiziert.

4 Entwicklung der Methodik

4.1 Untersuchungen zum vibroakustischen Verhalten

4.1.1 NVH-Systemprüfstand

Anforderungen

Zur Realisierung der differenzierten komponentenbasierten Geräuschmessung wird ein Prüfstand entwickelt, der eine isolierte akustische Vermessung von Einspritzsystemen im seriennahen Systemverbund ermöglicht. Ziel der Entwicklung des NVH-Systemprüfstands ist also die Übertragung des vibroakustischen Verhaltens der Einspritzsystemkomponenten (Injektoren, Hochdruckpumpe, Hochdruckrail und Hochdruckleitungen) im Motorbetrieb auf den Systembetrieb. Bezüglich der Vereinfachung des Prüfaufbaus sowie der Erhöhung der Modularität wird außerdem die Übertragung des vibroakustischen Verhaltens mit maximal reduziertem Umfang der Serienkomponenten untersucht.

Die Hochdruckpumpe wird bei den meisten Anwendungen für die Benzindirekteinspritzung durch die Nockenwelle angetrieben. Der Betrieb der Hochdruckpumpe soll am Systemprüfstand durch eine regelbare Asynchronmaschine mit Frequenzumrichter und variabler Antriebsposition zur Vermessung verschiedener Motortypen realisiert werden. Da diese Art von Antrieb ein tonhaltiges Geräuschverhalten aufweist, muss dieser akustisch eingekapselt werden, um die Störgeräusche auf ein Minimum zu reduzieren. Weiterhin soll der Aufbau des Systemprüfstands für eine Vermessung in einem reflexionsarmen Halbraum mobil und mit Ausnahme der elektrischen Energieversorgung autark sein.

Die konsequente Reduzierung der Serienkomponenten sowie die Fokussierung der Störgeräuschreduzierung von Prüfstand und Umgebung bereits während der Konzeptphase konnte in diesem Umfang bei anderen Arbeiten im Rahmen der Literaturrecherche nicht festgestellt werden.

Auslegung und Konstruktion

Das Grundgerüst des Prüfstands besteht aus Aluminiumprofilen. Das bietet Vorteile bezüglich der Modularität und erleichtert somit eventuelle Erweiterungen oder Änderungen. Für die drehzahlgeregelte Asynchronmaschine (ASM) und den Frequenzumrichter wurde eine dreischichtige Schallschutzkapsel, dargestellt in Abbildung 4-1, entwickelt, die speziell für die Dämmung der vorhandenen tonhaltigen Störgeräusche ausgelegt ist [Sit2016]. Diese besteht aus einer 40 mm Multiplexplatte, einem 25 mm Sylomer vom Typ SR 11 und einem 2 mm Stahlblech.

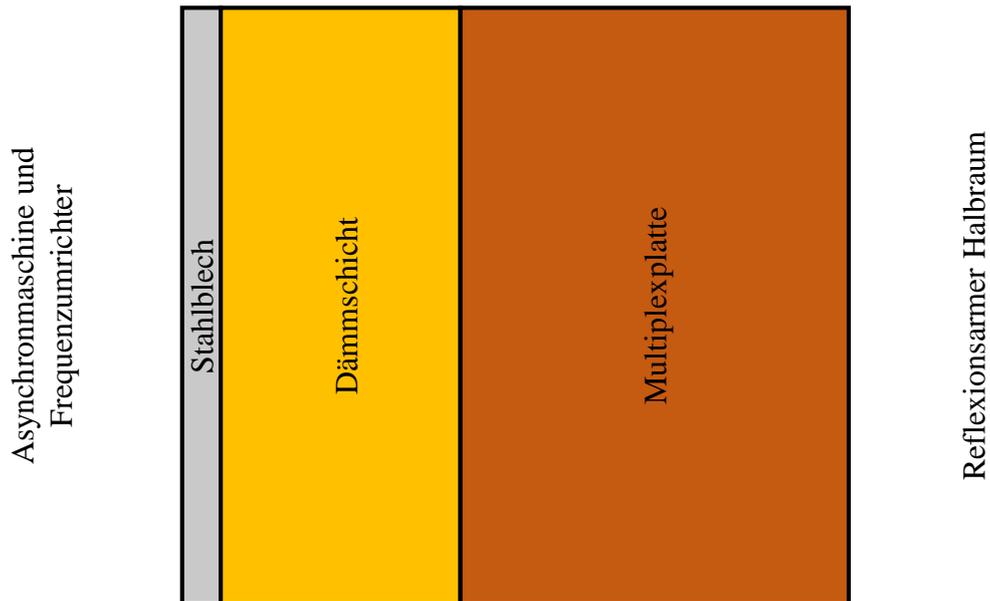


Abbildung 4-1: Wandaufbau der dreischichtigen Schallschutzkapsel [Sit2016]

Um die Kompatibilität mit verschiedenen Motormodellen hoch zu halten, kann die relative Position des Antriebs in horizontaler Ebene durch Linearführungen und in vertikaler Richtung durch einen Spindelantrieb variiert werden. Der obere Teil des Prüfstands ist zudem auf Schwingungsdämpfern gelagert, um tieffrequente Störgeräuschanteile und Vibrationen zu reduzieren. Zur Gewährleistung der Mobilität wurde der Prüfstand kompakt gebaut und mit Rollen ausgestattet. Des Weiteren befindet sich der komplette Kraftstoffkreislauf sowie die notwendige Antriebs- und Messtechnik im Prüfstand. Lediglich ein 230 V- und 400 V-Stromanschluss muss durch die Infrastruktur bereitgestellt werden. Die akustischen Messungen werden in einem reflexionsarmen Halbraum mit einer unteren Grenzfrequenz von 150 Hz durchgeführt. In Tabelle 4-2 sind die technischen Daten des Prüfstands aufgelistet. Die x-Achse beschreibt dabei die Rotationsachse der Asynchronmaschine, die y-Achse die Querachse und die z-Achse die Hochachse.

Tabelle 4-1: Technische Daten des NVH-Systemprüfstands [Sit2016]

Nennleistung ASM / kW	5,5
Nennzahl ASM / 1/min	2950
Mechanische Grenzdrehzahl ASM / 1/min	5600
Auflösung Inkrementalgeber / °	0,1
Verstellbereich in x-Richtung / mm	306
Verstellbereich in y-Richtung / mm	500
Verstellbereich in z-Richtung / mm	500

Versuchsaufbau

Beim Versuchsträger A (Abbildung 4-2) handelt es sich um einen 4-Zylinder-Ottomotor mit 1,5 l Hubraum, bei dem das serienmäßige Einspritzsystem verbaut und untersucht wird. Bei diesem Versuchsträger treibt die Asynchronmaschine durch eine Metallbalgkupplung die Kurbelwelle an. Über den Zahnriemen werden die Ein- und Auslassnockenwellen und dadurch die Hochdruckpumpe angetrieben. Zur Vermeidung des Ventiltriebgeräuschs werden die Schlepphebel entfernt. Zum Aufrechterhalten des Öldrucks werden die Hydrostößel demontiert und durch Gewindestifte ersetzt. Der Kraftstoffkreislauf wird realisiert, indem die Pleuel ausgebaut und die Kolben durch Kolbenattrappen ausgetauscht und an den Zylinderlaufbahnen mit O-Ringen abgedichtet werden. Dadurch kann zusätzlich das mechanische Geräusch des Kurbeltriebs vermieden werden. In den Kolbenattrappen befinden sich Bohrungen, so dass der Kraftstoff mittels hohlgebohrter Einschraubadapter aus dem Motorblock zurück in den Tank fließen kann.

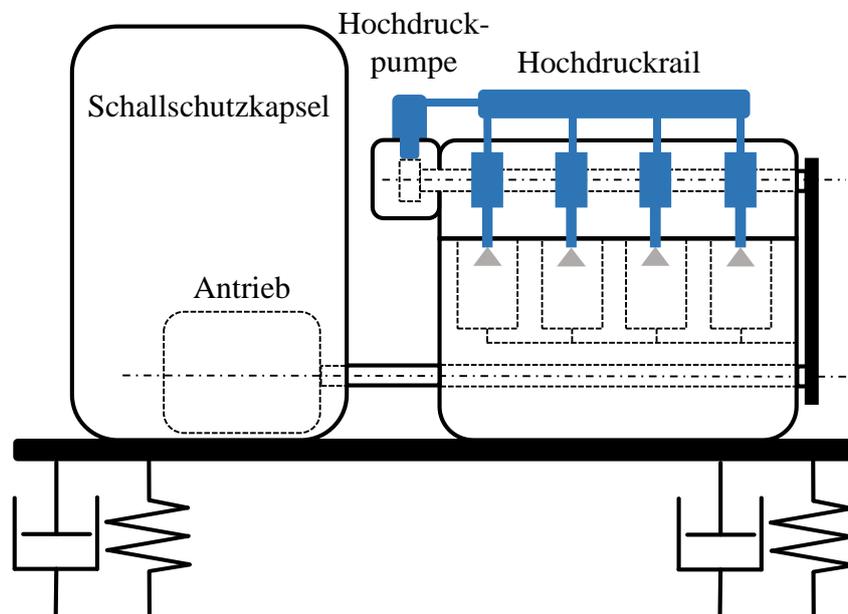


Abbildung 4-2: Schema des NVH-Systemprüfstands mit dem Aufbau von Versuchsträger A

Der Versuchsträger B, siehe Abbildung 4-3, ist ein 4-Zylinder-Ottomotor mit 1,8 l Hubraum, bei dem das serienmäßige Einspritzsystem und zusätzlich die Injektoren eines weiteren Herstellers untersucht werden. Mit diesem Aufbau soll die Übertragung des realen vibroakustischen Verhaltens des Einspritzsystems auf den Systembetrieb mit reduziertem Umfang der Serienkomponenten nachgewiesen werden. Aus diesem Grund wird vom Motor lediglich der Zylinderkopf mit den akustisch relevanten Anbauteilen, siehe Kapitel 5.1, übernommen. Als Motorblock wird eine Attrappe aus einer Aluminium-Magnesium-Legierungen (EN-AW 5083) mit integriertem Kraftstoffrücklauf verwendet. Die Auslassnockenwelle, welche die Hochdruckpumpe antreibt, wird durch eine Antriebswelle mit wartungsfreien Kunststoffgleitlagern ersetzt und mittels Metallbalgkupplung von der Asynchronmaschine angetrieben.

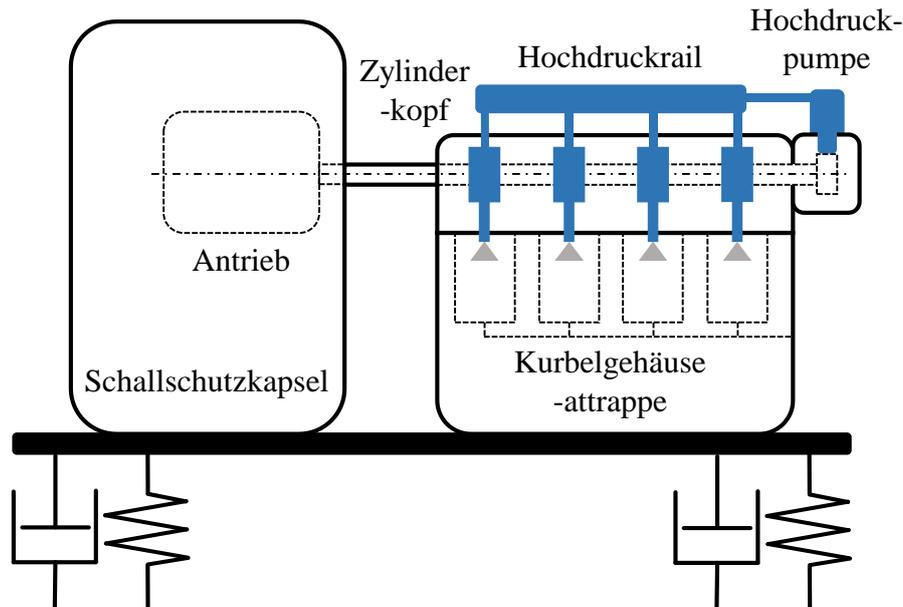


Abbildung 4-3: Schema des NVH-Systemprüfstands mit dem Aufbau von Versuchsträger B

Mess- und Regelungstechnik

Zur Steuerung und Regelung des Prüfstandes wird ein echtzeitfähiges cRIO-System mit einem FPGA der Fa. National Instruments integriert. Der Betrieb des Einspritzsystems erfolgt mit einem Entwicklungssteuergerät. Durch das Entwicklungssteuergerät können Anzahl, zeitliche Lage, Dauer und Phasen der elektrischen Ansteuerung der Injektoren und Hochdruckpumpe variabel definiert werden. Die Erfassung der vibroakustischen (Mikrofone und Beschleunigungssensoren) und elektrischen (Strom und Spannung der Ansteuersignale) Messgrößen am Einspritzsystem sowie die hoch und niedrig aufgelöste Drehzahl des Antriebs werden mit einem SCADAS-Messsystem der Fa. Siemens Digital Industries Software durchgeführt. Die Instrumentierung der Injektoren mit den Beschleunigungssensoren erfolgt aufgrund der fehlenden Montagefläche in der Hauptanregungsachse mithilfe von geklebten Adapterteilen (Abbildung 4-4). Der Beschleunigungssensor für das Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe wird durch einen Magnetsockel befestigt.

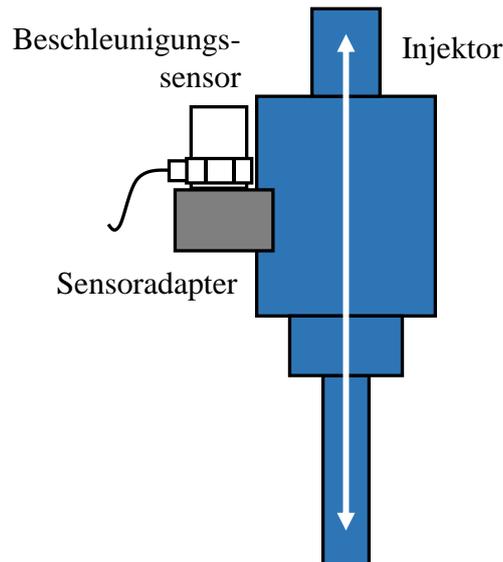


Abbildung 4-4: Schema der Instrumentierung eines Injektors mit einem Beschleunigungssensor und Kennzeichnung der Hauptanregungsachse

Der Raildruck wird vom Entwicklungssteuergerät ausgelesen und mittels CAN-Bus an die Prüfstandsteuerung übertragen. Weiterhin werden zur Prüfstandüberwachung die Kraftstofftemperatur nach der Vorförderpumpe, die Oberflächentemperatur des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe und die Lufttemperatur in der Schallschutzkapsel erfasst. Als Einspritzmedium wird EXXSOL D60 verwendet, bei dem es sich um ein aromatenfreies synthetisches Testbenzin handelt. Die Verwendung von Testbenzin erfolgt aus Sicherheitsgründen aufgrund der geringen Entflammbarkeit im Vergleich zu Ottokraftstoff.

4.1.2 Versuchsdurchführung

Um eine hochaufgelöste Darstellung der Stromregelung bei der Ansteuerung der Injektoren und der Hochdruckpumpe zu gewährleisten, werden die Signale mit einer Abtastrate von 204,8 kHz aufgezeichnet. Der Start der Messung wird durch einen Trigger aktiviert, sobald die Ansteuerungsspannung des Injektors von Zylinder 1 (erster Zylinder an kraftfreier Seite) den Wert 10 V auf einer positiven Flanke erreicht. Das gewährleistet eine bessere Vergleichbarkeit der Messdaten im Zeitbereich. Die Rohdaten werden mit einer Messdauer von 20 s aufgezeichnet und anschließend in MATLAB weiterverarbeitet. Für die Analyse im Zeitbereich werden die Mikrofonsignale mit einem Butterworth-Filter der 4. Ordnung zwischen 100 Hz und 26 kHz bandpassgefiltert. Das reduziert die Dämpfung im relevanten Frequenzbereich von 150 Hz bis 20 kHz auf weniger als 0,5 dB. Die untere Grenzfrequenz von 150 Hz entspricht dabei der unteren Grenzfrequenz des reflexionsarmen Halbraums.

Zur getrennten akustischen Analyse der mechatronischen Komponenten werden die Injektoren und die Hochdruckpumpe zeitlich versetzt angesteuert und mittels zeitlicher Fensterung separiert. Die korrekte zeitliche Fensterung wird durch eine Spitzenwertanalyse in den Ansteuersignalen der Injektoren und der Hochdruckpumpe realisiert. Zusätzlich wird die Zeitverzögerung

durch den hydraulischen Öffnungsverzug sowie die Körper- und Luftschalllaufzeit berücksichtigt. Diese wurde experimentell ermittelt und beträgt bei 1 m Mikrofonabstand ca. 3,0 ms.

Zur Untersuchung der frequenzabhängigen Schalldruckverteilung im Zeitbereich werden kontinuierliche Wavelet-Transformationen durchgeführt. Im Vergleich zur Kurzzeit-Fourier-Transformation hat die Wavelet-Analyse keine konstante Zeit- und Frequenzauflösung (Abbildung 4-5) [Ale2016], [Gir2017], [Mer2013]. Diese liefert bei niedrigen Frequenzen eine hohe Frequenzauflösung und eine niedrige Zeitauflösung. Bei hohen Frequenzen wird die Zeitauflösung besser mit einer schlechteren Frequenzauflösung. Die Wavelet-Analyse ist wie die Kurzzeit-Fourier-Transformation an die Zeit-Frequenz-Unschärfe gebunden, jedoch entspricht die sich über Zeit und Frequenz ändernde Auflösung näherungsweise der Wahrnehmung des menschlichen Gehörs [Yan1992], [Sol1998].

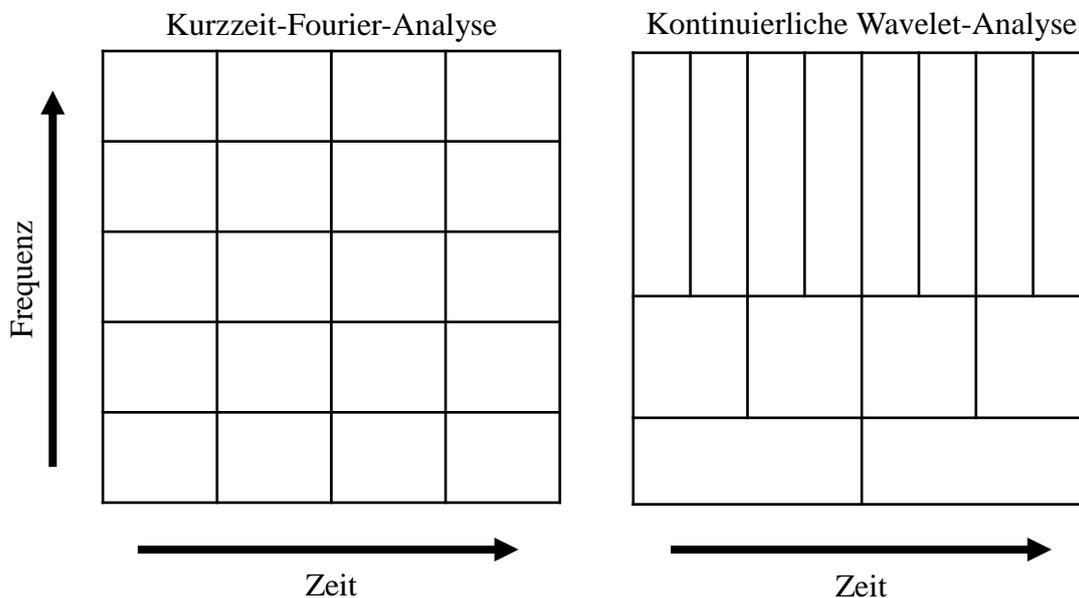


Abbildung 4-5: Vergleich der Frequenz- und Zeitauflösung der Kurzzeit-Fourier-Analyse (links) und der Wavelet-Analyse (rechts)

Die kontinuierliche Wavelet-Transformation wird mit einem Morlet-Wavelet als Mother-Wavelet und 10 Stimmen pro Oktave berechnet. Zu Vergleichszwecken mit anderen Messungen verwendet die Wavelet-Analyse einzelne repräsentative Ansteuerzyklen. Das Zeitsignal wird zunächst zyklisch und komponentenspezifisch (Injektoren und Hochdruckpumpe) sortiert. Nach der Berechnung des komponentenspezifischen zyklischen Mittelwerts des Mikrofonsignals wird derjenige Ansteuerzyklus als repräsentativer Ansteuerzyklus verwendet, der die geringste Abweichung vom Mittelwert aufweist. Bei den Injektoren wird für die weiteren Untersuchungen der Injektor für die Wavelet-Analyse verwendet, der den höchsten Effektivwert und damit die höchsten Geräuschemissionen aufweist.

Der Luftschall wird mit ½" Kondensator-Messmikrofonen mit einem Messbereich von 3,5 Hz bis 20 kHz (± 2 dB) für Freifeldbedingungen gemessen. Für die Ermittlung des durch die Injektoren verursachten Geräusches soll jene Messposition ausgewählt werden, bei der der Summenschalldruckpegel zwischen 150 Hz und 20 kHz am höchsten ist. Die bei den untersuchten

Versuchsträgern seitliche Lage der Injektoren und die teilweise Verdeckung durch angrenzende Bauteile, wie z.B. die Ansaugbrücke und der Ladeluftkühler, erfordern zusätzliche Messungen zur Bestimmung der Hauptabstrahlrichtung des Luftschalls.

Dazu werden am Vollmotorprüfstand die Ansteuerprofile (Strom und Spannung) der Injektoren im akustisch kritischen Motorleerlauf ermittelt. Die gemessenen Parameter werden anschließend in das Entwicklungssteuergerät programmiert und die Injektoren des Vollmotors bei Trockenlauf im reflexionsarmen Halbraum angesteuert (Impulshammer-Methode). Als Trockenlauf wird im Rahmen dieser Arbeit der Betrieb der Injektoren bei Motor-Stillstand und somit ohne Kraftstoffeinspritzung bezeichnet. Nach der akustischen Vermessung der Motorseiten mit 1 m Abstand, wird bei der Seite mit dem höchsten berechneten Summenschalldruckpegel die endgültige Position des Mikrofons in 50 cm-Schritten iterativ ermittelt.

Die Messungen an den Versuchsträgern werden ohne die Motorabdeckung am Zylinderkopf durchgeführt. Somit wird die Hochdruckpumpe nicht verdeckt und der Luftschall kann frei nach oben abstrahlen. Das erleichtert die Ermittlung der Messposition des Mikrofons, die vertikal über der Hochdruckpumpe festgelegt wird. Durch den hohen Aufbau des ersten Versuchsträgers und durch die aufgrund der Absorberkeile begrenzte Höhe des reflexionsarmen Halbraums kann kein vertikaler Mikrofonabstand von 1 m realisiert werden. Deshalb wird der Luftschall der Hochdruckpumpe in 0,5 m Abstand gemessen und nach Gleichung 4-1 auf einen Abstand von 1 m normalisiert:

$$p_2 = p_1 \frac{r_1}{r_2} \quad (4-1)$$

Dabei bezeichnet p_1 den gemessenen Schalldruck in der Entfernung $r_1 = 0,5$ m und p_2 den normalisierten Schalldruck in $r_2 = 1$ m Entfernung.

4.1.3 Ansätze zur Geräuschreduzierung

Zur Reduzierung des Geräuschs der mechatronischen Einspritzkomponenten werden zwei verschiedene Ansätze untersucht. Ein Ansatz verfolgt die Minimierung des mechanischen Prellens bei Ansteuerbeginn durch die Verringerung des Ansteuerstroms. Die resultierende Kraft F_{res} , mit der der Anker in Richtung Eisenkern bewegt wird, berechnet sich nach Gleichung 4-2 wie folgt:

$$F_{res} = F_{Mag} - F_{Rück} + F_{Dämpf} - F_{Fluid} \quad (4-2)$$

F_{Mag} beschreibt die Magnetkraft, $F_{Rück}$ die Kraft der Rückstellfeder, $F_{Dämpf}$ die Kraft der Dämpfungsfeder und F_{Fluid} die resultierende Fluidkraft.

Da die Kraft der Federn nicht unmittelbar beeinflusst werden kann und die resultierende Fluidkraft vom Kraftstoffdruck und der effektiven Druckfläche abhängt, wird zur Reduzierung der resultierenden Kraft die Magnetkraft verringert. Gleichung 4-3 beschreibt die Berechnung der Magnetkraft als Funktion der Spaltbreite zwischen Anker und Eisenkern mit der vereinfachten Annahme stationärer Bedingungen [Kal2018]:

$$F_{Mag} = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{dx_{Spalt}} \quad (4-3)$$

Der elektrische Ansteuerstrom wird dabei als I , die elektrische Induktivität als L und die Spaltbreite zwischen Anker und Eisenkern als x_{Spalt} bezeichnet.

Ein weiterer Ansatz zur Reduzierung des Geräuschs der mechatronischen Einspritzkomponenten ist die Verringerung des mechanischen Prellens bei Ansteuerende durch die Applikation eines zusätzlichen Stromimpulses nach der Hauptansteuerung. Bei Ende der Ansteuerung wird die magnetische Kraft abgebaut und das Ventil wird primär durch die Rückstellfeder zurück in ihren Ruhesitz gedrückt. Mithilfe der zweiten Ansteuerung, die nachfolgend als Softlanding bezeichnet wird, wird die magnetische Kraft nochmal erhöht, kurz bevor das Ventil den Endanschlag erreicht. Das bremst die Geschwindigkeit, mit der das Ventil in ihren Ruhesitz fällt.

Für eine akustisch wirksame Implementierung des Softlanding müssen der zeitliche Abstand zur Hauptansteuerung (Separationszeit) sowie die Dauer des Brempulses so gewählt werden, dass das Ventil kurz vor der Ruheposition maximal abgebremst wird, aber dennoch ihre Endposition erreicht. Werden die Separationszeit zu kurz oder die Ansteuerdauer zu lang gewählt, erhöht sich die magnetische Kraft wieder soweit, dass der Anker am Eisenkern bleibt oder die Bewegungsrichtung des Ankers sich umdreht und wieder in Richtung Eisenkern bewegt wird. Dadurch verlängert sich die effektive Dauer der Ansteuerung ohne einen positiven akustischen Einfluss auf das Schließprellen. Im Gegensatz dazu ist bei zu langer Separationszeit oder zu kurzer Ansteuerdauer die magnetische Kraft zu gering, um die Ventalnadel akustisch wirkungsvoll abzubremsen. Auch dabei treten keine oder lediglich vernachlässigbare Verbesserungen beim Tickergeräusch auf.

4.1.4 Messprogramm

Das Messprogramm unterteilt sich in drei Abschnitte. Im ersten Abschnitt werden mögliche Einflüsse von Randbedingungen auf die akustischen Messergebnisse analysiert. Die Untersuchungen werden an einem leerlaufnahen Betriebspunkt am Versuchsträger A durchgeführt, der im weiteren Verlauf noch definiert wird.

Das eingesetzte Testbenzin wird durch die Verdrängung in der Hochdruckpumpe erwärmt und nach dem Einspritzvorgang in die Zylinder wieder in den Tank zurückgeführt. Durch diesen Kreislauf erwärmt sich der Kraftstoff während des Prüfstandbetriebs. Um die Störgeräusche im Prüfstandbetrieb auf ein Minimum zu reduzieren, wird die Kraftstofftemperatur nicht konditioniert. Aus diesem Grund muss der Einfluss der temperaturabhängigen Dichte und Viskosität des Testkraftstoffs auf die Dämpfungseigenschaften bezüglich des mechanischen Prellens der mechatronischen Einspritzkomponenten untersucht werden. Weiterhin ändern sich durch die variierende Kraftstofftemperatur auch die Bauteiltoleranzen, was ebenfalls zu einer Änderung des akustischen Verhaltens führen kann. Zur Untersuchung dieser Effekte wird im Rahmen eines Dauerlauftests die Kraftstofftemperatur nach der Vorförderpumpe von 25 °C auf 50 °C passiv erhöht und in Temperaturschritten von 5 K gemessen.

In der Serienanwendung wird das Motorsteuergerät durch die Fahrzeugbatterie und den Drehstromgenerator mit elektrischer Energie versorgt. Für die meisten Betriebsbedingungen reicht die Leistung des Drehstromgenerators aus, um die Leistungsanforderungen zu erfüllen. Die nominelle Ladespannung der Fahrzeugbatterie beträgt dann ca. 13,8 V. Während das Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe mit der Versorgungsspannung der Fahrzeugbatterie betrieben wird, werden die Injektoren mithilfe eines Gleichspannungswandlers mit 65 V versorgt. Eine Reihe von Betriebszuständen kann auch über einen längeren Zeitraum zu einer Entladung der Batterie führen, z. B. die intensive Nutzung von stationären Verbrauchern wie Infotainment oder Sitzheizung, aber auch Kurzstreckenfahrten mit hoher elektrischer Verbraucherlast bei niedrigen Temperaturen. Der Fahrzeugbetrieb muss daher auch bei geringerer Batteriespannung mit einer typischen unteren Prüfgrenze von 9 V [VW2013] gewährleistet werden. Die variierende Versorgungsspannung des Motorsteuergeräts wird deshalb auch bezüglich des akustischen Einflusses auf die mechatronischen Komponenten untersucht. Dazu wird mit einem Labornetzgerät die Versorgungsspannung zwischen 9 V und 16 V in Schritten von 1 V variiert.

Aufgrund von Fertigungstoleranzen und mechanischem Verschleiß während des Betriebs kann das injektorspezifische Verhalten, wie der hydraulische Öffnungsverzögerung und der Schließvorgang, variieren [Gla2009]. Inwiefern sich die Exemplarstreuung auch auf das akustische Verhalten der Injektoren auswirkt, wird im Rahmen dieser Arbeit untersucht. Dazu werden die zylinderselktiven Positionen der Injektoren variiert und der Einfluss auf das injektorspezifische Geräusch, als auch auf das Gesamtgeräusch aller Injektoren analysiert.

Im zweiten Abschnitt des Messprogramms werden die Einflüsse von verschiedenen Ansteuerstrategien des Einspritzsystems auf das NVH-Verhalten untersucht. Eine Erhöhung des Raildrucks führt durch die Verdrängung auch zu einer Erhöhung der Kraftstofftemperatur. Damit einhergehend verändern sich die strömungsrelevanten Stoffeigenschaften Dichte, Viskosität und Kompressionsmodul [Ren2018]. Am Injektor wird außerdem durch die variierenden Fluidkräfte und Druckdifferenzen am Düsenaustritt das dynamische Öffnungs- und Schließverhalten beeinflusst. Das Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe arbeitet unabhängig vom Raildruck, da dieses bereits geschlossen wird, bevor der Kraftstoff durch den Pumpenkolben verdrängt wird. Dennoch kann das Gesamtgeräusch der Hochdruckpumpe in Abhängigkeit des geforderten Raildrucks beeinflusst werden, da z. B. der Pumpenkolben bei höherem Raildruck eine größere Verdrängungsarbeit leistet. Durch eine Variation des Raildrucks von 50 bar bis 350 bar in Schritten von 50 bar werden die Auswirkungen der beschriebenen Effekte akustisch untersucht.

Mit der Drehmomentanforderung des Motors durch die Nebenverbraucher variiert der Kraftstoffverbrauch und, sofern der Raildruck konstant bleibt, die Einspritzdauer. Mit einer Veränderung der Einspritzdauer kann sich das Öffnungsverhalten des Injektors verändern, insbesondere im ballistischen Teilhub-Betrieb. Wird die Einspritzdauer erhöht, steigt sowohl die elektrische Energie, mit der die Spule magnetisiert wird als auch der hydraulische Druckabfall im Injektor. Diese Effekte können das Schließverhalten des Injektors beeinflussen. Weiterhin

steigt die Förderarbeit der Hochdruckpumpe und damit die Ansteuerdauer des Mengensteuerventils. Zur akustischen Analyse wird die elektrische Ansteuerdauer der Injektoren zwischen 0,25 ms und 2 ms in Schritten von 0,25 ms variiert.

Je nach Betriebszustand (z.B. Kaltstart) und Betriebsstrategie (z. B. Homogen- oder Schichtbetrieb) kann die Anzahl der Einspritzungen pro Zyklus variieren. Damit einhergehend ändert sich zum einen die Impulsfrequenz des Tickergeräusches der Injektoren und zum anderen der Gesamtschalldruckpegel, der auch von der Anzahl der Schallquellen abhängt. Aus diesem Grund wird eine Variation aus Einfach-, Zweifach- und Dreifacheinspritzung mit jeweils konstanter Ansteuerdauer pro Einspritzung durchgeführt.

Wie bereits in Kapitel 4.1.3 erläutert, werden zur Geräuschreduzierung zwei Ansätze verfolgt. Bei der Reduzierung des Ansteuerstroms wird zunächst der Strom der Boost-Phase iterativ reduziert, bis das Niveau der nachfolgenden ersten Hold-Phase erreicht ist. Anschließend wird der Strom dieser beiden Phasen um die gleiche Schrittweite weiter reduziert. Für die zweite und somit letzte Hold-Phase wird das Vorgehen analog durchgeführt. Bei den Injektoren wird dieser Vorgang so lange wiederholt, bis die Magnetisierungsenergie nicht mehr ausreicht, um die Ventildadel vollständig zu öffnen. Beim Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe wird das Verfahren abgebrochen, sobald das Mengensteuerventil nicht mehr vollständig schließt und somit der geforderte Raildruck nicht aufgebaut werden kann.

Das Softlanding wird durch zwei unterschiedliche Methoden implementiert und anschließend analysiert. Zum einen durch die Applikation einer zweiten Ansteuerung im Anschluss an die Hauptansteuerung. Zum anderen durch die direkte Integration des Bremspulses in das Ansteuerprofil. Der wesentliche Unterschied der beiden Methoden liegt im Einfluss des Triggers für den Beginn und das Ende der Ansteuerung. Dieser wird durch die Prüfstandsteuerung als TTL-Signal mit einer Spannung von 5 V realisiert und an das Entwicklungssteuergerät übergeben. Durch die Integration des Bremspulses in das Ansteuerprofil wird ausschließlich der Beginn der Ansteuerung durch das TTL-Signal festgelegt. Die Dauer der Hauptansteuerung sowie die Separationszeit und die Dauer des Bremspulses wird durch das Ansteuerprofil definiert. Der Einfluss von zeitlichen Schwankungen der TTL-Flanken und damit einhergehende Oszillationen der Separationszeit und Ansteuerdauer des Bremspulses können dadurch ausgeschlossen werden. Für die optimale Parametrierung des Softlanding werden die Separationszeit und die Ansteuerdauer des Bremspulses zunächst in Schritten von 20 μ s und anschließend 10 μ s variiert, bis ein Minimum im bandpassgefilterten Gesamtschalldruckpegel erreicht wird.

Die größte Wirksamkeit bezüglich der Geräuschreduzierung ist durch die Kombination aus reduziertem Ansteuerstrom und Softlanding zu erwarten. Dadurch kann sowohl das Öffnungs- als auch das Schließprellen der mechatronischen Komponenten reduziert werden. Bei der Ansteuerung mit reduziertem Strom ändert sich im Vergleich zum originalen Stromprofil die zugeführte elektrische Energie und die Form des Bremspulses. Deshalb werden für die Parametrierung des Softlanding die Separationszeit und die Dauer des Bremspulses in geringem Umfang variiert und gegebenenfalls adaptiert.

Das bisher beschriebene Messprogramm wird mit dem Versuchsträger A und dem Serien-Einspritzsystem durchgeführt. Im letzten Abschnitt des Messprogramms wird die Übertragbarkeit der Geräuschreduzierungsmaßnahmen evaluiert. Dazu werden an dem Versuchsträger B die Injektoren von zwei unterschiedlichen Herstellern akustisch untersucht.

4.2 Untersuchungen zur Robustheit im Systembetrieb

4.2.1 Versuchsaufbau

Die akustische Optimierung der mechatronischen Komponenten des Einspritzsystems durch ansteuerungstechnische Maßnahmen kann sich unmittelbar auf deren Primärfunktionen auswirken. Dazu ist im Rahmen dieser Arbeit vorrangig die Einspritzrate der Injektoren von Interesse. Aus der Einspritzrate können weitere hydraulischen Kenngrößen, wie die Einspritzmasse und der Öffnungs- und Schließzeitpunkt der Ventalnadel, abgeleitet werden. Weiterhin soll auch die Reproduzierbarkeit der Einspritzvorgänge untersucht werden.

Der NVH-Systemprüfstand ermöglicht keine Messung der Einspritzrate. Aus diesem Grund wird ein weiterer Prüfaufbau benötigt. Dabei soll das Systemverhalten des Einspritzsystems aus Gründen der Vergleichbarkeit so gering wie möglich vom Akustikprüfstand abweichen. Die Bereitstellung des Raildrucks soll deshalb weiterhin durch die Hochdruckpumpe erfolgen. Außerdem sollen, analog zu den akustischen Messungen, alle Injektoren betrieben werden, wenngleich nur die Einspritzrate eines Injektors erfasst werden kann. Der Grund ist, dass sich durch das Öffnen und Schließen der Injektoren hydraulische Druckwellen ausbilden [Jou1898], die dynamische Schwankungen des Raildrucks verursachen. Dieser Effekt kann sich wiederum auf die Öffnungs- und Schließdynamik der Injektoren rückkoppeln. Der Betrieb aller Injektoren gemäß Zündreihenfolge soll dieses Verhalten motornah abbilden.

Ein hydraulischer Druckanstiegs-Analysator (HDA) der Fa. Moehwald wird als Messgerät zur Untersuchung der Einspritzeigenschaften eingesetzt. Der Messkopf besteht aus einer Kammer mit konstantem Volumen, die mit dem Testkraftstoff gefüllt ist. Der in der Kammer herrschende Druck wird mit einem hochauflösenden Drucksensor erfasst. Auf Grund der Tatsache, dass Flüssigkeiten nahezu inkompressibel sind, bewirkt eine zusätzliche Einspritzung von Flüssigkeit in das zuvor gefüllte Volumen eine Druckerhöhung. Dieser Effekt wird genutzt, um die Menge des eingespritzten Kraftstoffs zu messen.

Da Flüssigkeiten jedoch bis zu einem gewissen Grad kompressibel sind, wird der Kompressionsmodul K indirekt gemessen und bei der Berechnung der Einspritzmasse berücksichtigt. Zu diesem Zweck ist ein Ultraschallwandler installiert, der beim Start einer Messung einen Impuls in die Kammer abgibt und die Reflexion an der Membran aufzeichnet. Über die zurückgelegte Strecke kann die Schallgeschwindigkeit c (Gleichung 4-4) des Prüfmediums gemessen werden, die vom Kompressionsmodul K und der Dichte ρ abhängt.

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (4-4)$$

Die weitere Berechnung der Massenänderung Δm (Gleichung 4-5) ist abhängig vom Kammer-
volumen V , der Druckänderung Δp und der Schallgeschwindigkeit c .

$$\Delta m = V \frac{\Delta p}{c^2} \quad (4-5)$$

Mithilfe eines entkoppelten Adapters wird der zu vermessende Injektor (Motorposition Zylinder 1) in den Einspritzanalysator integriert (Abbildung 4-6). Die restlichen drei Injektoren werden ebenfalls in den Adapter montiert. Der eingespritzte Testkraftstoff aller Injektoren wird durch drucklose Rücklaufleitungen wieder in den Tank zurückgeführt. Die Hochdruckpumpe des Versuchsträgers erzeugt den geforderten Raildruck, die durch einen Hydraulikschlauch mit dem Hochdruckrail verbunden ist. Der Betrieb des Einspritzsystems erfolgt analog zum NVH-Systemprüfstand. Die Steuerung und Messdatenerfassung des Einspritzanalysators erfolgt über einen separaten Rechner.

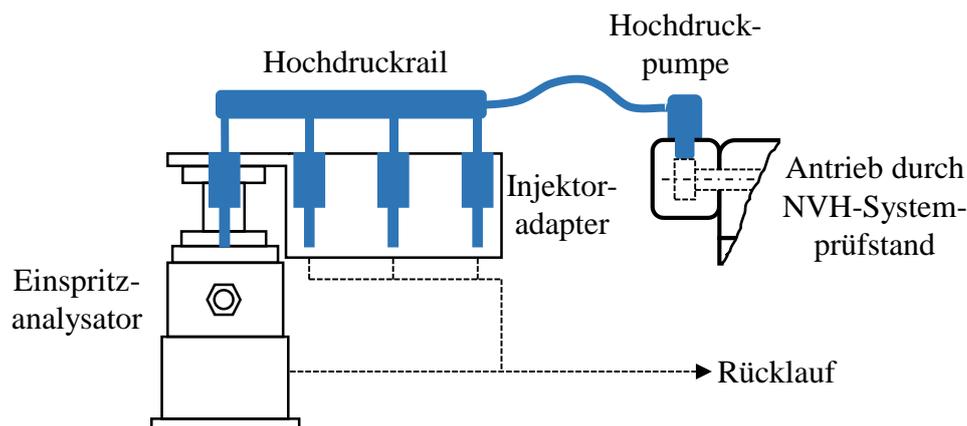


Abbildung 4-6: Schema des Einspritzratenprüfstands

Der Einspritzanalysator wird mit einem Gegendruck von 10 bar betrieben. Das entspricht näherungsweise dem maximalen Brennraumdruck bei leerlaufnahem Motorbetrieb. Die Signale des Einspritzanalysators, sowie der Raildruck und der Ansteuerstrom des Injektors werden mit 100 kHz abgetastet. Die Messung wird durch einen Referenzimpuls gestartet, der 1 ms vor dem elektrischen Ansteuerbeginn des Injektors ausgelöst wird. Pro Messung werden 100 Einspritzungen aufgezeichnet und durch Berechnung des Mittelwerts \bar{x} und der Standardabweichung s statistisch ausgewertet. Auf Basis dieser Daten wird die relative Standardabweichung (auch: Variationskoeffizient CV) nach Gleichung 4-6 berechnet und für die Analyse der Robustheit verwendet.

$$CV = \frac{s}{\bar{x}} \quad (4-6)$$

Da sich die relative Standardabweichung auf die mittlere eingespritzte Kraftstoffmasse bezieht, bildet der Parameter eine höhere Relevanz für die Auswirkungen im Motorbetrieb, wie z. B.

auf die zyklischen Schwankungen des Kraftstoff-Luft-Gemischs oder auf den indizierten Mitteldruck.

4.2.2 Messprogramm

Das Messprogramm am Einspritzratenprüfstand beinhaltet primär die Validierung der NVH-optimierten Ansteuerprofile der Injektoren und die Analyse der Robustheit im Systembetrieb. Dazu werden zunächst die stromreduzierten Ansteuerprofile erstellt und bezüglich ihrer Einspritzcharakteristik überprüft. Der Strom wird solange schrittweise reduziert, bis die elektrische Energie nicht mehr ausreicht, um den untersuchten Injektor im Vollhub zu öffnen. Beim Softlanding werden die zuvor am NVH-Prüfstand ermittelten Parameter Separationszeit und Ansteuerdauer des Bremspulses für die originale als auch für die stromreduzierte Ansteuerung validiert.

Die verschiedenen Ansteuerkonzepte werden im Rahmen einer äquivalenten eingespritzten Kraftstoffmasse verglichen. Da die Reduzierung des Ansteuerstroms und die Applikation von Softlanding zu einer Änderung des hydraulischen Öffnungs- bzw. Schließverzugs führt, wird die eingespritzte Kraftstoffmasse mit der originalen Ansteuerung ermittelt und die Ansteuerdauer bei den NVH-optimierten Ansteuerprofilen entsprechend adaptiert.

Die NVH-optimierten Ansteuerkonzepte werden abschließend bezüglich ihrer Robustheit im Systembetrieb untersucht. Dazu wird der Einfluss der Exemplarstreuung untersucht, indem alle Injektoren innerhalb eines Satzes mit den verschiedenen Ansteuerprofilen am Einspritzanalysator vermessen werden. Weiterhin werden die Auswirkungen auf die Primärfunktionen unter reduzierter Energieversorgung analysiert, indem die Versorgungsspannung von 13,8 V auf 12 V bzw. 9 V verringert wird. Zur Untersuchung der Effekte von variierenden Fluidkräften am Antrieb des Injektors wird der Raildruck um ± 25 bar verändert. Außerdem wird die Dauer der Ansteuerung, ausgehend von 620 μs , in Schrittweiten von 200 μs verändert (420 μs , 820 μs und 1020 μs) und ausgewertet.

5 Validierung der Methodik

5.1 Referenzmessungen am Vollmotor

Um das Geräuschverhalten des Einspritzsystems seriennah abzubilden, werden zunächst die Ansteuerprofile der Injektoren und der Hochdruckpumpe am Motorprüfstand erfasst. Dazu werden im Motorbetrieb der Strom und die Spannung der Ansteuersignale als auch der Raildruck gemessen. Die für die beiden Versuchsträger definierten Leerlaufpunkte werden so ausgewählt, dass der Betriebspunkt ohne größere Schwankungen der Motordrehzahl (± 5 1/min) und des Motordrehmoments (± 2 Nm) konstant gehalten werden kann. Durch das zusätzliche Massenträgheitsmoment der Belastungseinheit des Motorprüfstands ist die festgelegte Motordrehzahl tendenziell etwas höher als bei der Serienanwendung. Tabelle 5-1 zeigt die definierten Referenzpunkte der beiden untersuchten Versuchsträger mit jeweils unterschiedlichen Einspritzsystemen.

Tabelle 5-1: Definierte Leerlaufpunkte der beiden Versuchsträger

	Versuchsträger A	Versuchsträger B
Motordrehzahl / 1/min	860	790
Motordrehmoment / Nm	0	0
Raildruck / bar	155	100
Ansteuerdauer der Injektoren / μ s	620	800
Anzahl der Einspritzungen / -	1	1

Im nächsten Schritt werden die am Motorprüfstand gemessenen Ansteuerprofile der mechanischen Einspritzkomponenten in das Entwicklungssteuergerät des NVH-Systemprüfstands programmiert. Da am Motorprüfstand ein Motorsteuergerät verwendet wird und am NVH-Systemprüfstand ein Entwicklungssteuergerät für Einspritzsysteme, können aufgrund von Differenzen bei der Energieversorgung und den verbauten elektronischen Komponenten Abweichungen im zeitlichen Verlauf der Ansteuersignale auftreten. So erreicht am Beispiel von Versuchsträger B (Abbildung 5-1) der Peak bei der Injektoransteuerung mit dem Motorsteuergerät etwas früher seinen Sollwert von ca. 9 A. Nach der Boost-Phase wird die elektrische Boostspannung von 65 V auf das Niveau der Batteriespannung reduziert. Dabei fällt der Strom mit dem Entwicklungssteuergerät schneller ab als mit dem Motorsteuergerät. Um zu verhindern, dass das Entwicklungssteuergerät bei der ersten Hold-Phase beginnt den Strom zu regeln, wird der Sollwert um 0,5 A reduziert. Beim Übergang zur zweiten Hold-Phase wird die angelegte Spannung auf -65 V umgepolt bis der vorgegebene Sollwert erreicht wird. Die Regelung des Haltestroms wird durch einen Low-Side-Schalter zwischen Batteriespannung und Masse realisiert. Aufgrund der längeren Zeit bis der Peak erreicht wird sowie aufgrund des geringeren Stromniveaus

der ersten Hold-Phase wird zum Ausgleich der eingespeisten elektrischen Energie die Ansteuerdauer am NVH-Systemprüfstand im Vergleich zum Motorprüfstand um ca. 25 μs verlängert.

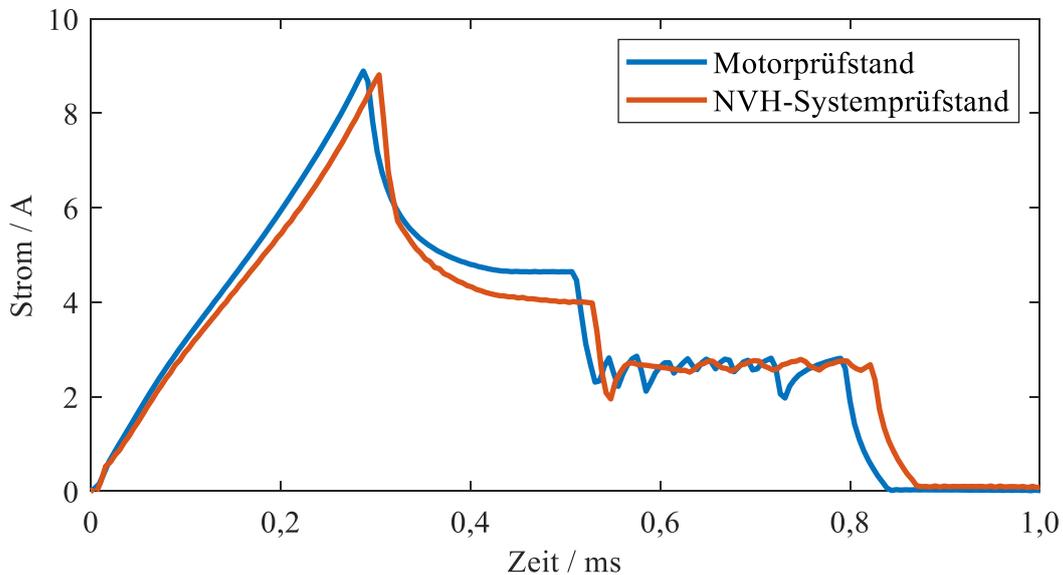


Abbildung 5-1: Injektor-Stromprofile von Motorprüfstand und NVH-Systemprüfstand von Versuchsträger B

Ein gegensätzliches Verhalten zeigen die Verläufe der Ansteuerströme beim Versuchsträger A (Abbildung 5-2). Der Sollwert von ca. 13 A bei der Boost-Phase wird mit dem Entwicklungssteuergerät früher erreicht. Während der nachfolgenden Freilauf-Phase fällt der Strom mit dem Motorsteuergerät schneller ab, so dass die erste Hold-Phase kurzzeitig in den Stromregelbetrieb übergeht (erkennbar an dem lokalen Peak bei ca. 0,5 ms). Insgesamt ist die Ansteuerdauer der Injektoren aufgrund des höheren Raildrucks und des höheren Spitzenstroms, der einen kürzeren hydraulischer Öffnungsverzug verursacht, bei diesem Versuchsträger so kurz, dass die zweite Hold-Phase beendet wird, bevor der vorgegebene Sollwert erreicht wird. Somit wird keine Regelung des Haltestroms durchgeführt. Durch das schnellere Erreichen des Peaks und das höhere Stromniveau bei der ersten Hold-Phase, wird die Ansteuerdauer am NVH-Systemprüfstand etwas kürzer gewählt.

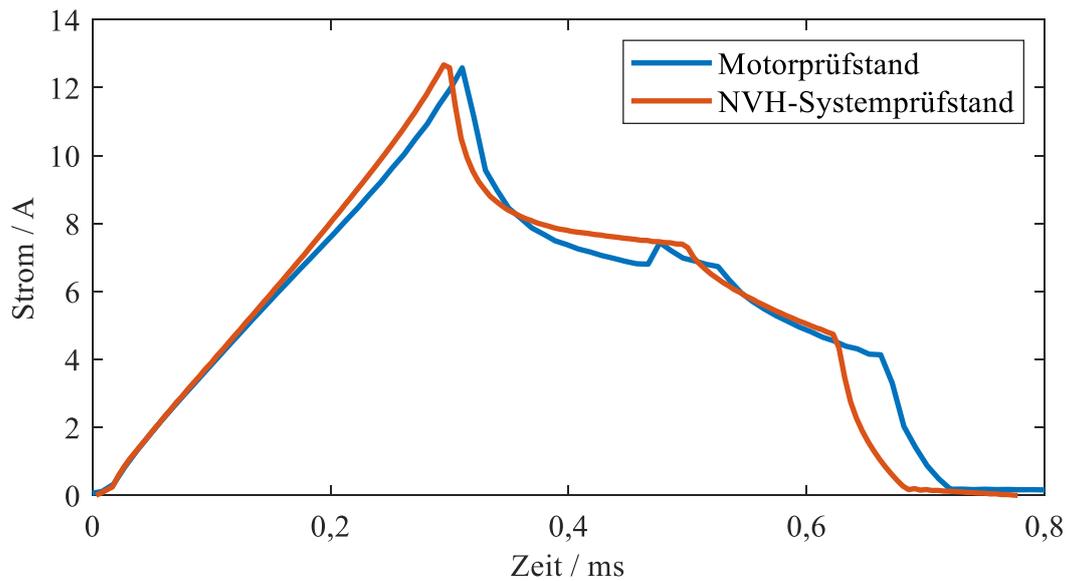


Abbildung 5-2: Injektor-Stromprofile aus Motorprüfstand und NVH-Systemprüfstand von Versuchsträger A

Da am Versuchsträger B das vibroakustische Verhalten des Einspritzsystems mit reduziertem Umfang der Serienkomponenten untersucht wird, wird das Abstrahlverhalten des Luftschalls mit einem Vollmotor der gleichen Baureihe validiert. Dazu werden der Vollmotor und der Teilmotor des NVH-Systemprüfstands im reflexionsarmen Raum aufgebaut und mithilfe der Injektoren im Trockenlauf strukturellmechanisch angeregt. Neben dem Einspritzsystem wird im ersten Schritt als motorspezifische Komponente nur der Zylinderkopf ohne weitere Anbauteile verbaut. Im Anschluss werden iterativ alle Anbauteile des Zylinderkopfs, mit Ausnahme der abgasführenden Bauteile und der Motorabdeckung, montiert.

Abbildung 5-3 zeigt einen Vergleich der Terzspektren des NVH-Systemprüfstands mit und ohne Anbauteile des Zylinderkopfs sowie das Terzspektrum des Vollmotors als Referenz. Das Mikrophon wurde auf Höhe des Hochdruckrails zwischen Zylinder 2 und 3 und mit einem Abstand von 1 m positioniert. Die Anbauteile des Zylinderkopfs zeigen insbesondere bei den Terzmittenfrequenzen ab 2,5 kHz einen akustischen Einfluss. Ab dieser Frequenz stimmen die Terzpegel mit einer maximalen Abweichung von 2,8 dB (bei 12,5 kHz) gut mit der Referenz des Vollmotors überein. Die größten Pegeldifferenzen zeigen die Terzmittenfrequenzen 800 Hz und 1 kHz mit 6,9 dB bzw. 8,0 dB. In diesem Frequenzbereich kann das akustische Verhalten des Vollmotors nicht vollständig abgebildet werden.

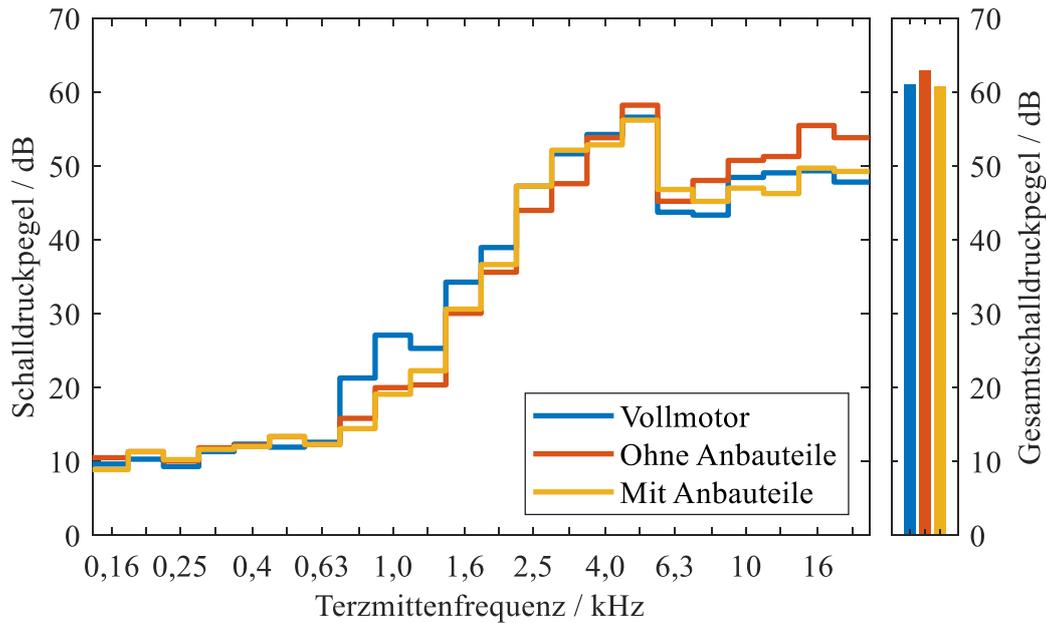


Abbildung 5-3: Terzspektren des Vollmotors und des Prüfaufbaus am NVH-Systemprüfstand mit und ohne Anbauteile am Zylinderkopf (Versuchsträger B)

Zur Validierung der dynamischen Hörwahrnehmung des Injektortickergeräuschs von Vollmotor und NVH-Systemprüfstand wird die Kurtosis zur Bestimmung der Impulshaltigkeit berechnet. Die Kurtosis wird aufgrund der in [Hop2010] festgestellten guten Übereinstimmung bei der subjektiven Bewertung der impulshaltigen Geräuschanteile für Injektortickern bei Ottomotoren-Leerlauf verwendet. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Kurtosis über den gesamten Frequenzbereich des bandpassgefilterten Geräuschs berechnet, da der Anteil weiterer impulshaltiger Motorgeräuschkomponenten am NVH-Systemprüfstand vernachlässigt werden kann und somit keine frequenzselektive Separation notwendig ist. Die Impulshaltigkeit bei dem Prüfaufbau ohne Anbauteile des Zylinderkopfs liegt mit einem Wert von 30,0 mehr als zweimal so hoch als die Impulshaltigkeit am Vollmotor mit einem Wert von 13,9. Die Montage der Zylinderkopf-Anbauteile reduziert die Impulshaltigkeit am NVH-Systemprüfstand erheblich und liegt mit einem Wert von 15,9 im Bereich der Referenz. Die Anbringung der Zylinderkopf-Anbauteile bewirkt somit eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit dem dynamischen Geräuschverhalten der Injektoren am Vollmotor.

Im nächsten Schritt wird die relevante Messposition des Mikrofons für das Injektorgeräusch ausgewählt. Eine Variation der Mikrofonpositionen am Vollmotor zeigt, dass erwartungsgemäß der gemessene Gesamtschalldruckpegel an der Ansaugseite des Motors am höchsten ist. An dieser Motorseite erfasst das Mikrofon MIC 1 mit 61,8 dB den höchsten Gesamtschalldruckpegel (Abbildung 5-4). Die Terzspektren der verschiedenen Mikrofonpositionen verdeutlichen, dass der höhere Gesamtschalldruckpegel beim Mikrofon MIC 1 primär durch die höheren Terzpegel zwischen 6,3 kHz und 20 kHz verursacht wird. Das liegt hauptsächlich an der Verdeckung der seitlich positionierten Injektoren durch das Ansaugsystem, wodurch der Luftschall zu den anderen Mikrofonen nicht frei abstrahlen kann und teilweise reflektiert wird.

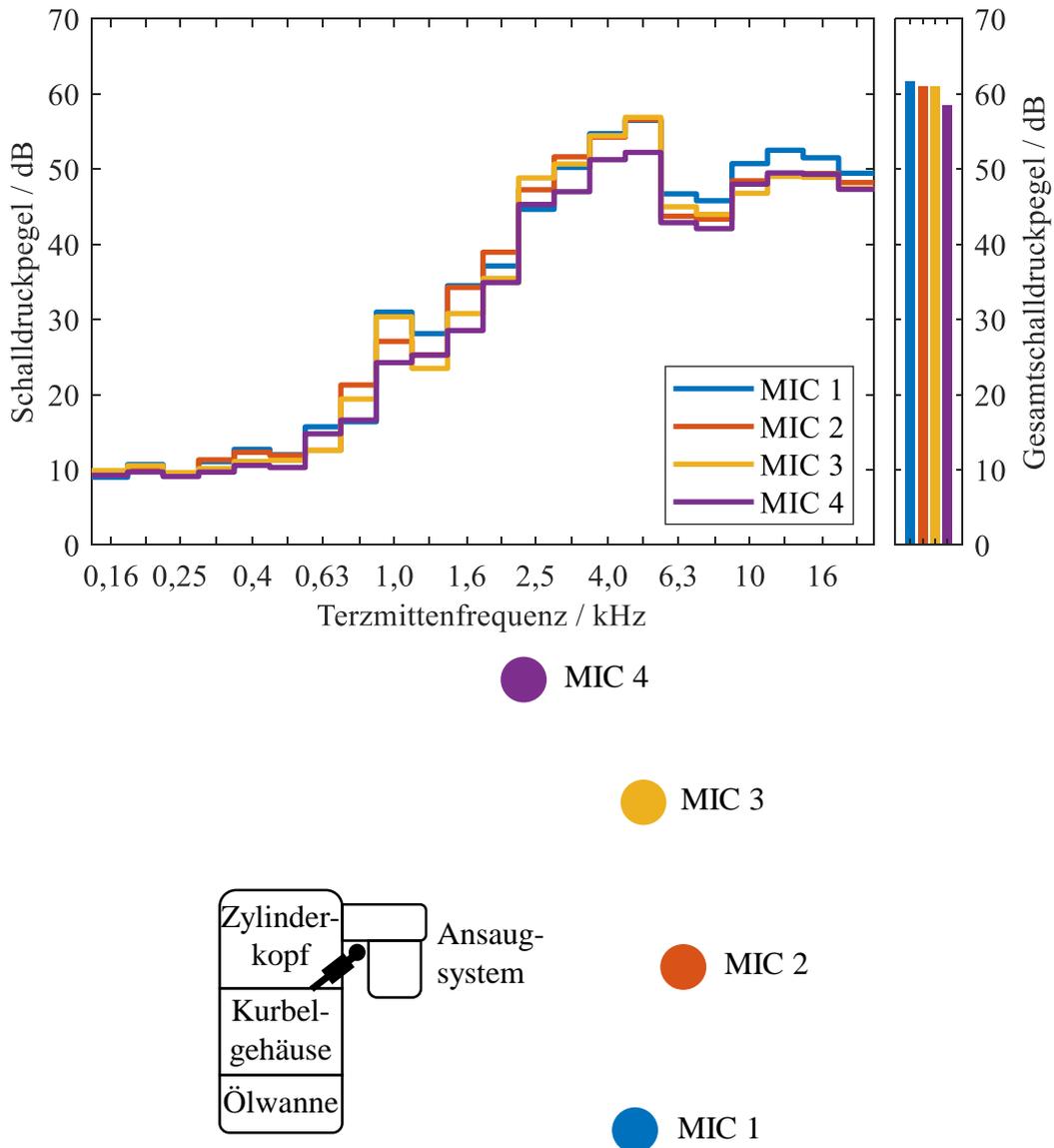


Abbildung 5-4: Oben: Terzspektren für verschiedene Mikrofonpositionen an der Ansaugseite von Versuchsträger B. Unten: Schematische Darstellung der Mikrofonpositionen mit Bezug zum Versuchsträger

Im Fahrzeug wirkt sich dieses Abstrahlverhalten des Injektortickergeräuschs insbesondere auf den Höreindruck von Fußgängern oder Radfahrern aus, die sich in der Nähe des Fahrzeugs befinden, da der nach unten abgestrahlte Luftschall durch die schallharte Straße reflektiert wird. Analoge Untersuchungen am Versuchsträger A zeigen ein ähnliches Verhalten bezüglich der Hauptabstrahlrichtung. Aus diesem Grund werden alle weiteren Messungen am NVH-Systemprüfstand zum Injektorgeraus an der Position des Mikrofons MIC 1 erfasst.

5.2 Störgeräusche

Beim Betrieb des kompletten Einspritzsystems entstehen durch die Peripherie des NVH-Systemprüfstands zusätzliche Störgeräusche. Dazu zählen der Antrieb der Hochdruckpumpe (HDP), die elektrische Vorförderpumpe sowie das Labornetzgerät für die Energieversorgung

des Entwicklungssteuergeräts. Relevante Störgeräusche des HDP-Antriebs sind insbesondere die Asynchronmaschine, der Frequenzumrichter und der Nockenantrieb der Hochdruckpumpe.

Zur differenzierten Beitragsanalyse werden die einzelnen Störgeräuschquellen separat betrieben und mit dem Mikrophon MIC 1 gemessen. Eine Ausnahme bildet der Antrieb der Hochdruckpumpe. Aus Bauteilschutzgründen (Verschleiß und Kühlung) kann die Hochdruckpumpe nur in Kombination mit der elektrischen Vorförderpumpe betrieben werden. Durch eine Schalldruckpegelsubtraktion wird das Terzspektrum des HDP-Antriebs ohne Vorförderpumpe berechnet. Abbildung 5-5 zeigt die Terzspektren der Störgeräuschquellen sowie das Terzspektrum einer Ruhemessung. Während das Geräusch des Labornetzgeräts ab einer Frequenz von 2,5 kHz keine nennenswerten Terzpegel mehr aufweist, strahlen die Vorförderpumpe und der HDP-Antrieb trotz akustischer Isolierung ein breitbandiges Geräusch über den kompletten betrachteten Frequenzbereich ab.

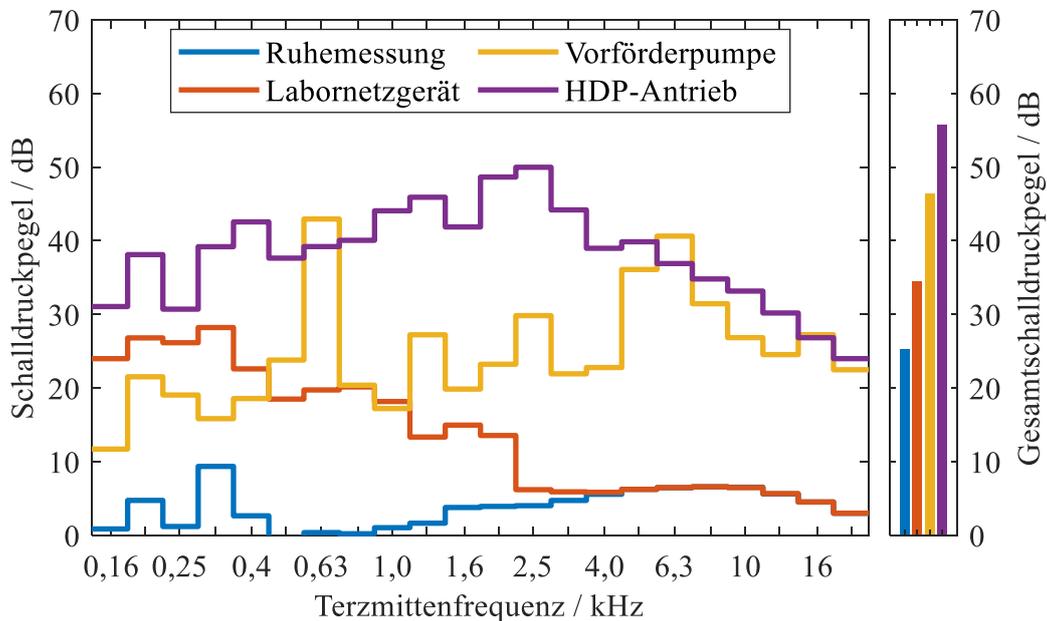


Abbildung 5-5: Terzspektren der Störgeräuschquellen am NVH-Systemprüfstand (Versuchsträger A)

Während die Geräusche der Vorförderpumpe und des Labornetzgeräts rauschartigen Charakter mit teilweise tonhaltigen Komponenten (z.B. 630 Hz bei der Vorförderpumpe) aufweisen, zeigt das Geräusch des HDP-Antriebs eine ausgeprägte impulshaltige Komponente. Diese wird durch den Vierfach-Nocken zum Antrieb des Pumpenkolbens verursacht. Abbildung 5-6 veranschaulicht die zeitliche Veränderung des Frequenzspektrums von HDP-Antrieb und Vorförderpumpe durch die Berechnung einer Wavelet-Transformation. Die Wiederholrate der impulshaltigen Geräuschkomponente stimmt dabei mit der Motordrehzahl von 860 1/min überein. Beim Vergleich mit dem Terzspektrum des HDP-Antriebs lassen sich die hohen Schalldruckpegel bei den Terzmittenfrequenzen 2,0 kHz und 2,5 kHz somit auf den Nockenantrieb des Pumpenkolbens zurückführen. Die impulsartigen Anteile können dabei zum Teil auch im hohen Frequenzbereich bis 20 kHz festgestellt werden.

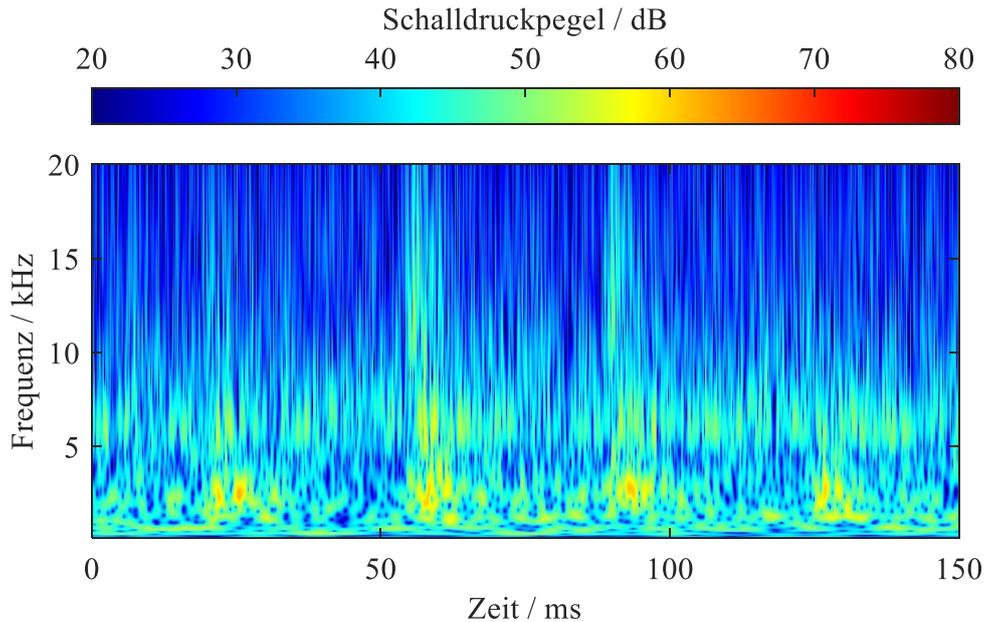


Abbildung 5-6: Wavelet-Analyse des HDP-Antriebs mit Vorförderpumpe (Versuchsträger A)

Zur Analyse des Störgeräuschanteils auf das komplette Prüfbetriebsgeräusch mit angesteuertem Einspritzsystem werden die jeweiligen Terzspektren gegenübergestellt. Aus dem oberen Diagramm in Abbildung 5-7 lässt sich folgern, dass am Injektormikrofon der Störgeräuschanteil insbesondere im unteren Frequenzbereich überwiegt. Erst ab der Terzmittenfrequenz von 2 kHz ist durchgehend eine deutliche Pegelüberhöhung mit mehr als 5 dB durch das ansteuerungsinduzierte Geräusch des Einspritzsystems feststellbar. Darunter können Änderungen im Frequenzspektrum des Einspritzsystemgeräuschs nicht zuverlässig identifiziert werden. Ein ähnliches Verhalten zeigt das HDP-Mikrofon (Abbildung 5-7 unten). Eine fortlaufende Überhöhung des Schalldruckpegels durch den Betrieb des Einspritzsystems kann beginnend mit der Terzmittenfrequenz 2,5 kHz ermittelt werden. Die impulshaltige Geräuschkomponente, die durch den Nocken Antrieb des Pumpenkolbens verursacht wird, weist durch die direkte Ausrichtung des HDP-Mikrofons einen etwas höheren Schalldruckpegel auf. Eine zusätzliche Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich durch die Berechnung einer Wavelet-Transformation zeigt, dass sich das Nockentriebsgeräusch aufgrund der Kraftstoffverdrängung bei angesteuertem Mengensteuerventil bei den Terzmittenfrequenzen 2 kHz und 2,5 kHz etwas verstärkt.

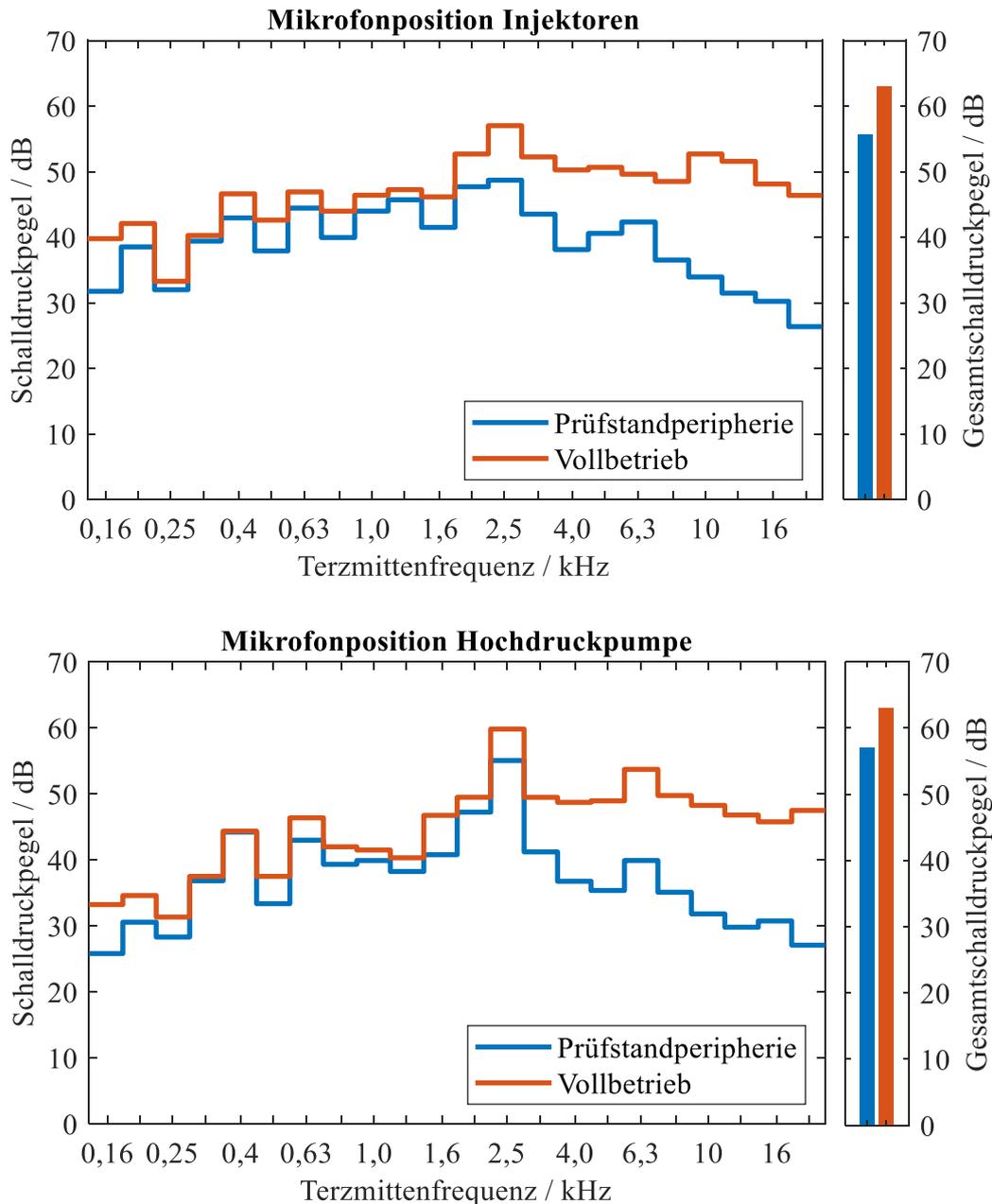


Abbildung 5-7: Terzspektren des Geräuschs der Prüfstandperipherie und des kompletten Prüfbetriebs mit Ansteuerung des Einspritzsystems (Versuchsträger A) an den Mikrofonpositionen der Injektoren (oben) und der Hochdruckpumpe (unten)

5.3 Geräuschtrennung

Bei der Trennung der Geräusche der mechatronischen Komponenten durch zeitliche Fensterung muss gewährleistet werden, dass keine wesentlichen Geräuschmerkmale abgeschnitten werden und der Geräuschcharakter nicht verändert wird. Eine zeitlich versetzte Ansteuerung der Injektoren und der Hochdruckpumpe in Kombination mit einer kurzen Ansteuerdauer und einer niedrigen Motordrehzahl ermöglichen eine zuverlässige zeitliche Trennung der Geräuschquellen.

Abbildung 5-8 stellt den Zeitverlauf des Ansteuerstroms der mechatronischen Komponenten (unten) und eine Wavelet-Analyse des gemessenen Luftschalls mit dem Injektor-Mikrofon (oben) dar. Dabei ist eine klare Trennung der einzelnen Geräuschquellen erkennbar. Die Injektoren emittieren mit einem zeitlichen Verzug zum elektrischen Ansteuerbeginn von ca. 3 ms ein hochfrequenten und impulshaltiges Tickergeräusch. Beim Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe beträgt der Zeitverzug ca. 5 ms. Das liegt zum einen an der größeren Entfernung zwischen Injektormikrofon und Mengensteuerventil, wodurch sich die Luftschalllaufzeit erhöht. Zum anderen wird durch die geringere elektrische Energie während der Boost-Phase das Mengensteuerventil langsamer geschlossen. Weiterhin ist das Tickergeräusch des Mengensteuerventils aufgrund der gewählten Mikrofonposition und der damit verbundenen indirekten Geräuschabstrahlung deutlich schwächer ausgeprägt.

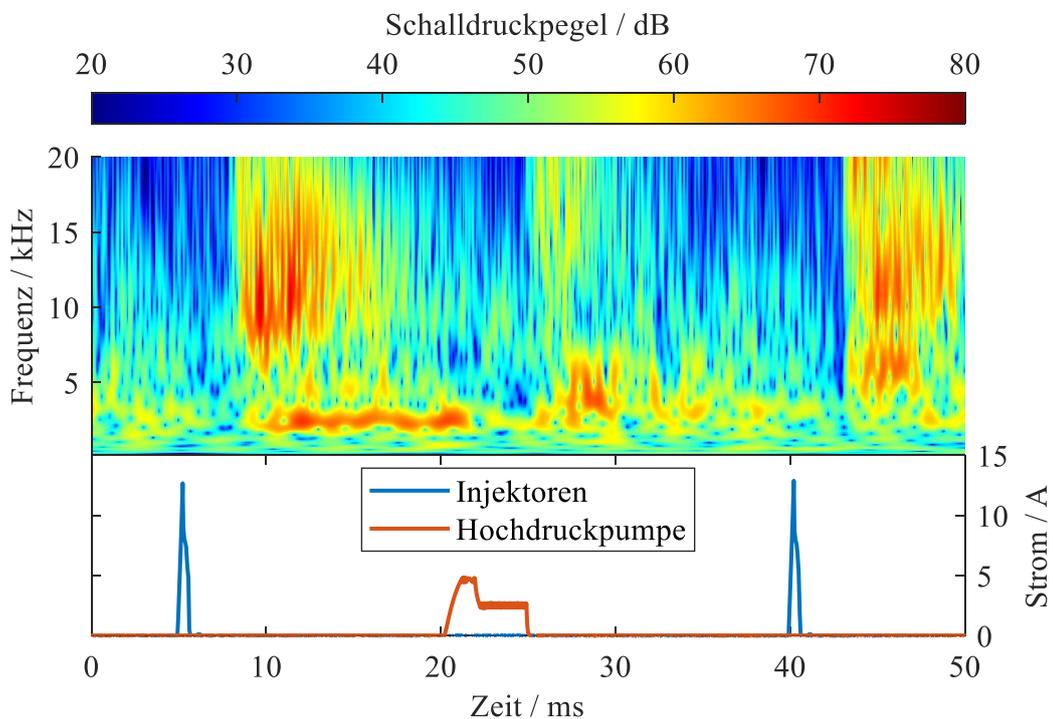


Abbildung 5-8: Ansteuerströme der mechatronischen Komponenten (unten) und Wavelet-Analyse des abgestrahlten Luftschalls an der Mikrofonposition der Injektoren (oben) von Versuchsträger A

Durch die Auswertung der Ansteuerstromsignale mithilfe einer Spitzenwertanalyse und der Berücksichtigung der individuellen akustischen Verzugszeiten können die einzelnen Geräuschquellen aus dem Mikrofonsignal entfernt werden. Das ermöglicht die Erstellung separierter Luftschallsignale, welche nachfolgend für die Berechnung von komponentenspezifischen Frequenzspektren und psychoakustischen Parametern verwendet werden. In Abbildung 5-9 ist die Geräuschtrennung exemplarisch dargestellt, indem das Geräusch des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe entfernt wird. Dabei wird unter Berücksichtigung der akustischen Verzugszeit das Mikrofonsignal zwischen dem Ansteuerbeginn der Hochdruckpumpe und dem Ansteuerbeginn der Injektoren mit geringem rosa Rauschen zyklisch ersetzt.

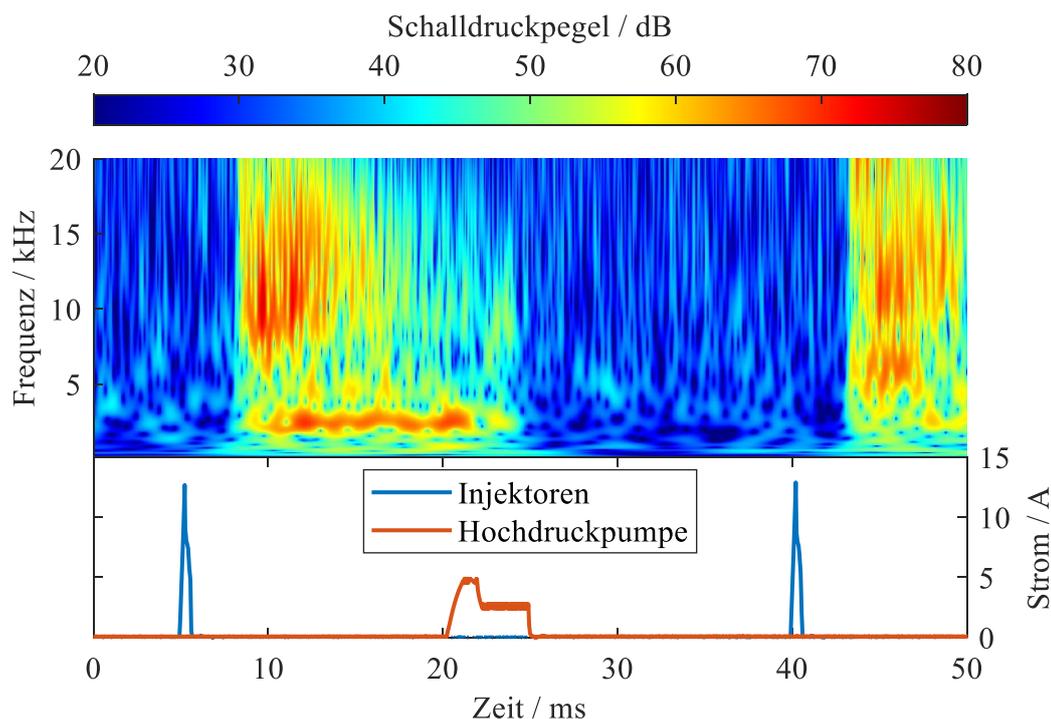


Abbildung 5-9: Ansteuerströme der mechatronischen Komponenten (unten) und Wavelet-Analyse des separierten abgestrahlten Luftschalls an der Mikrofonposition der Injektoren (oben) von Versuchsträger A

Zur Validierung der Geräuschtrennung werden vergleichende Messungen mit und ohne Ansteuerung des Mengensteuerventils durchgeführt. Bei der Messung mit der Ansteuerung des Mengensteuerventils wird der Algorithmus zur Geräuschtrennung angewendet. Aufgrund des motornahen Prüfaufbaus am NVH-Systemprüfstand kann ohne Ansteuerung des Mengensteuerventils keine Hochdruckverdrängung des Kraftstoffs realisiert werden. Um mögliche Einflüsse des Kraftstoffdrucks auf das akustische Verhalten des Einspritzsystems zu vermeiden, werden die Messungen unter dem Vorförderdruck von ca. 6 bar durchgeführt. Dazu wird das Mengensteuerventil erst nach dem oberen Totpunkt des Pumpenkolbens angesteuert. Somit wird durch die Hochdruckpumpe kein Kraftstoff verdrängt und im Einspritzsystem liegen für die beiden Messungen äquivalente Druckbedingungen vor.

In Abbildung 5-10 werden die Terzspektren am Injektormikrofon ohne Ansteuerung der Hochdruckpumpe sowie mit Ansteuerung der Hochdruckpumpe und der Entfernung des Mengensteuerventilgeräuschs mittels Geräuschtrennungsalgorithmus verglichen. Die Terzpegel des separierten Geräuschs stimmen dabei ab 500 Hz zufriedenstellend und ab 2 kHz sehr gut mit dem Geräusch ohne Ansteuerung des Mengensteuerventils überein. Das entspricht dem Frequenzbereich, der durch das ansteuerungsinduzierte Geräusch des Einspritzsystems dominiert wird (Abbildung 5-7). Darunter zeigt sich mit abnehmender Frequenz eine zunehmende Pegeldifferenz. Das hängt damit zusammen, dass in den betreffenden Zeitabschnitten durch den Algorithmus auch die Störgeräusche der Prüfstandperipherie entfernt werden. Die Substitution mit rosa Rauschen kann den Effekt dabei nicht vollumfänglich kompensieren. Weiterhin entsteht durch die alternierende Entfernung der Störgeräusche ein subjektiv künstlicher Geräuscheindruck.

Aus den genannten Gründen wird die untere Grenze des Bandpassfilters von 100 Hz auf 250 Hz erhöht. Damit einhergehend werden die Terzspektren erst ab einer Terzmittenfrequenz von 315 Hz ausgewertet. Die Trockenlaufmessungen in Kapitel 5.1 weisen in dem betreffenden Frequenzbereich bis 315 Hz niedrige Terzpegel in Höhe von ca. 10 dB auf. Exemplarisch-vergleichende Berechnungen des Gesamtschalldruckpegels sowie der psychoakustischen Parameter Lautheit, Schärfe und Impulshaltigkeit zeigen keine nennenswerten Abweichungen aufgrund der erhöhten unteren Grenze des Bandpassfilters. Ein signifikanter Einfluss des zusätzlich gefilterten Frequenzbereichs auf den Geräuschcharakter kann somit ausgeschlossen werden.

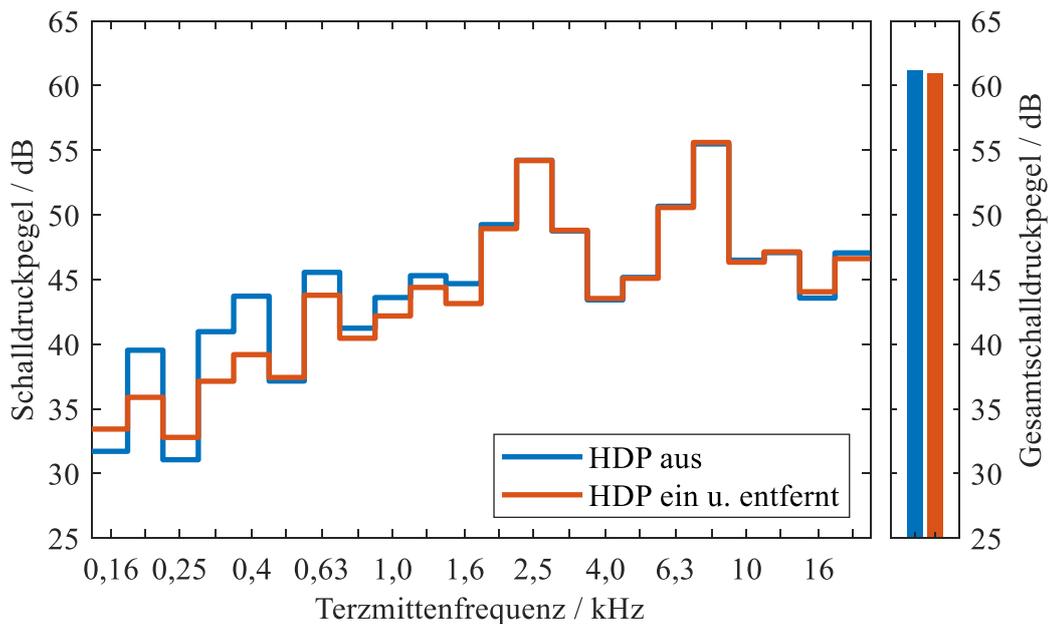


Abbildung 5-10: Terzspektren ohne Ansteuerung der Hochdruckpumpe sowie mit Ansteuerung und der Entfernung des Geräusches des Mengensteuerventils mittels Geräuschtrennungsalgorithmus (Versuchsträger A)

5.4 Reproduzierbarkeit

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Methodik wird die akustische Vermessung der definierten Referenzpunkte unter vergleichbaren Bedingungen an jeweils unterschiedlichen Tagen insgesamt sechsmal wiederholt. Als Indikatoren für die Quantifizierung der Reproduzierbarkeit werden die Standardabweichungen der Parameter Schalldruckpegel, normierte Lautheit und Schärfe sowie Kurtosis für die Beschreibung der Impulshaltigkeit berechnet.

Um die Standardabweichungen auch in einen psychophysikalischen Kontext setzen zu können, werden diese mit den differentiellen Wahrnehmungsschwellen der (psycho-)akustischen Parameter aus der Literatur verglichen. Beim Schalldruckpegel beträgt die differentielle Wahrnehmungsschwelle in Anlehnung an [Fas2007] etwa 1 dB. Pedrielli et al. weisen in [Ped2008] für die Lautheit und Schärfe von Erdbewegungsmaschinen eine differentielle Wahrnehmungsschwelle von 0,8 sone bzw. 0,04 acum bei 75 % der Probanden nach. You et al. stellen in [You2008] für Kühlschrankgeräusche eine differentielle Wahrnehmungsschwelle von 0,5 sone

für die Lautheit und 0,08 acum für die Schärfe fest. Für die Impulshaltigkeit konnten in der Literatur diesbezüglich keine Angaben gefunden werden.

Tabelle 5-2 zeigt die berechneten Standardabweichungen (Stichprobe) der separierten Injektor- und Hochdruckpumpengeräusche. Dabei lässt sich feststellen, dass insbesondere die Messungenauigkeiten beim Injektorgeräusch den Größenordnungen der differenziellen Wahrnehmungsschwellen aus der Literatur entsprechen.

Tabelle 5-2: (Relative) Standardabweichungen der Parameter Schalldruckpegel, Lautheit, Schärfe und Impulshaltigkeit der separierten Injektor- und Hochdruckpumpengeräusche (Versuchsträger A)

	(Relative) Standardabweichung	
	Injektoren	Hochdruckpumpe
Schalldruckpegel / dB	0,7	0,2
Lautheit / sone	0,6 (4,4 %)	0,2 (1,3 %)
Schärfe / acum	0,04 (1,5 %)	0,04 (1,4 %)
Impulshaltigkeit / -	0,6 (6,1 %)	0,5 (6,3 %)

Mithilfe des Konfidenzintervalls werden die Grenzen geschätzt, in welchem der jeweilige Mittelwert \bar{x} der Grundgesamtheit μ mit einer vorgegebenen statistischen Sicherheit liegt und berechnet sich wie folgt:

$$\mu = \bar{x} \pm \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}} \quad (5-1)$$

Der Faktor s beschreibt die Standardabweichung und n die Stichprobenanzahl. Der Faktor t wird als Student- t -Verteilung bezeichnet und ist abhängig vom Freiheitsgrad $n-1$, der statistischen Sicherheit in Prozent und der Vorgabe, ob ein einseitiger oder zweiseitiger Test betrachtet wird [Sch2018]. Durch diese Angaben kann der t -Wert anhand von t -Verteilungstabellen bestimmt werden. Mit einer vorgegebenen statistischen Sicherheit von 95 %, der Betrachtung eines zweiseitigen Tests und einem Freiheitsgrad von 5 ergibt sich ein Konfidenzintervall von $\bar{x} \pm 1,05 \cdot s$.

Um eine bessere Übersichtlichkeit zu gewährleisten, werden im weiteren Verlauf für das Injektor- und Hochdruckpumpengeräusch je (psycho-)akustischem Parameter gemeinsame Konfidenzintervalle festgelegt, siehe Tabelle 5-3. Diese werden anhand der größten parameterspezifischen Standardabweichungen aus Tabelle 5-2 berechnet. Lediglich beim Schalldruckpegel wird aufgrund der etablierten Verwendung in Literatur und Praxis als Konfidenzintervall ± 1 dB definiert. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden diese Konfidenzintervalle bei den Abbildungen zur (relativen) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter als Farbbänder dargestellt.

Tabelle 5-3: (Relative) 95 %-Konfidenzintervalle der Parameter Schalldruckpegel, Lautheit, Schärfe und Impulshaltigkeit (Versuchsträger A)

(Relatives) 95 %-Konfidenzintervall	
Schalldruckpegel / dB	$\pm 1,0$
Lautheit / %	$\pm 4,6$
Schärfe / %	$\pm 1,6$
Impulshaltigkeit / %	$\pm 6,6$

6 Ergebnisse und Diskussion

6.1 Einfluss der Randbedingungen

6.1.1 Kraftstofftemperatur

Um die Einflüsse der Kraftstofftemperatur auf das akustische Verhalten des Einspritzsystems aufzuzeigen, werden für die separierten Injektor- und Hochdruckpumpengeräusche die Parameter Schalldruckpegel, Lautheit, Schärfe und Impulshaltigkeit temperaturabhängig berechnet. Die Kraftstofftemperatur wird im Niederdrucksystem zwischen Vorförderpumpe und Hochdruckpumpe erfasst. Abbildung 6-1 zeigt die relative Änderung der (psycho-)akustischen Parameter mit der initialen Kraftstofftemperatur von 25 °C als Referenz. Die dargestellten Farbbänder entsprechen den parameterspezifischen 95 %-Konfidenzintervallen, die in Kapitel 5.4 ermittelt wurden. Liegen die Werte der (psycho-)akustischen Parameter aufgrund der Variation der potenziellen Einflussfaktoren außerhalb des 95 %-Konfidenzintervalls, wird der Einfluss als deutlich und die Veränderung als wahrnehmbar bewertet.

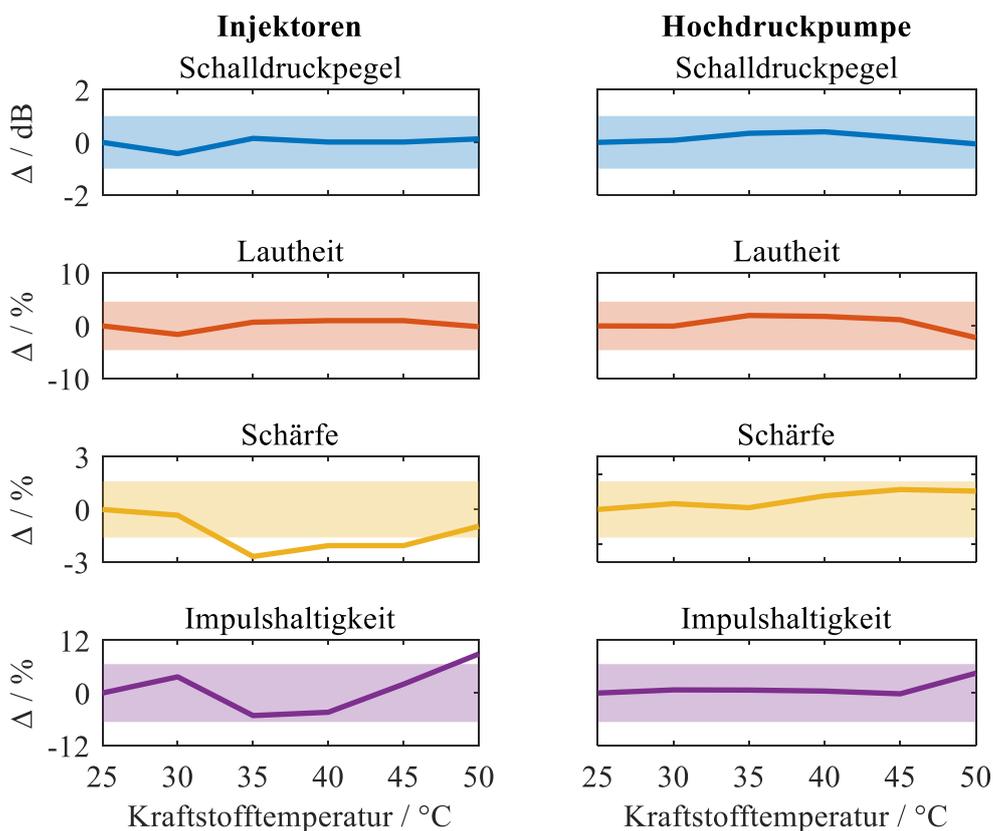


Abbildung 6-1: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektor- und Hochdruckpumpengeräuschs in Abhängigkeit der Kraftstofftemperatur mit einer Referenz von 25 °C

Bei den Parametern Schalldruckpegel und Lautheit ist kein ausgeprägter akustischer Einfluss durch die Kraftstofftemperatur feststellbar. Dagegen weisen die Schärfe und die Impulshaltig-

keit beim Injektorgeräusch eine nichtlineare Abhängigkeit auf. Die Werte reduzieren sich tendenziell bis zu einer Temperatur von 35 °C und steigen mit weiter zunehmender Temperatur wieder an. Im Gegensatz zur Schärfe liegen die Abweichungen bei der Impulshaltigkeit, mit Ausnahme bei 50 °C, innerhalb des 95 %-Konfidenzintervalls. Hierzu ist zu berücksichtigen, dass durch die passive Erwärmung des Kraftstoffs im höheren Temperaturbereich zwischen den Messungen mit 40 °C und 50 °C eine Zeitdauer von ca. 90 min lag. Da sich in dieser Zeitspanne auch periphere Motorkomponenten sowie das Motoröl erwärmen, kann ein gewisser Quereinfluss hierdurch nicht ausgeschlossen werden.

Die Schärfe hat die maximale Abweichung bezüglich der Referenztemperatur bei 35 °C. Diese liegt mit einer relativen Abweichung von $-2,6\%$ deutlich außerhalb des 95 %-Konfidenzintervalls. Aus diesem Grund wird der Einfluss der Kraftstofftemperatur auf die Schärfe als relevant bewertet.

Für die weiteren Messungen wird deshalb eine zulässige Kraftstofftemperatur von 35 °C bis 45 °C festgelegt, da in diesem Temperaturbereich die Änderungen unterhalb des Konfidenzintervalls liegen. Mit Einhaltung dieses Temperaturbereichs ist somit mit keinen relevanten temperaturbedingten Quereinflüssen bei den weiteren akustischen Untersuchungen zu rechnen. Aufgrund des stabilen Temperaturverhaltens des Einspritzsystems in diesem Temperaturbereich, kann diese Bedingung auch ohne zusätzliche Temperaturkonditionierung zufriedenstellend im Messprogramm umgesetzt werden.

6.1.2 Versorgungsspannung

Zur Analyse des Einflusses einer schwankenden Versorgungsspannung wird die angelegte Spannung am Entwicklungssteuergerät zwischen 9 V und 16 V in Schritten von 1 V variiert. In Abbildung 6-2 sind die (relativen) Änderungen der ausgewählten (psycho-)akustischen Parameter in Abhängigkeit der Versorgungsspannung mit einer Referenzspannung von 14 V dargestellt. Das entspricht näherungsweise der nominellen Ladespannung der Fahrzeugbatterie, die etwa 13,8 V beträgt.

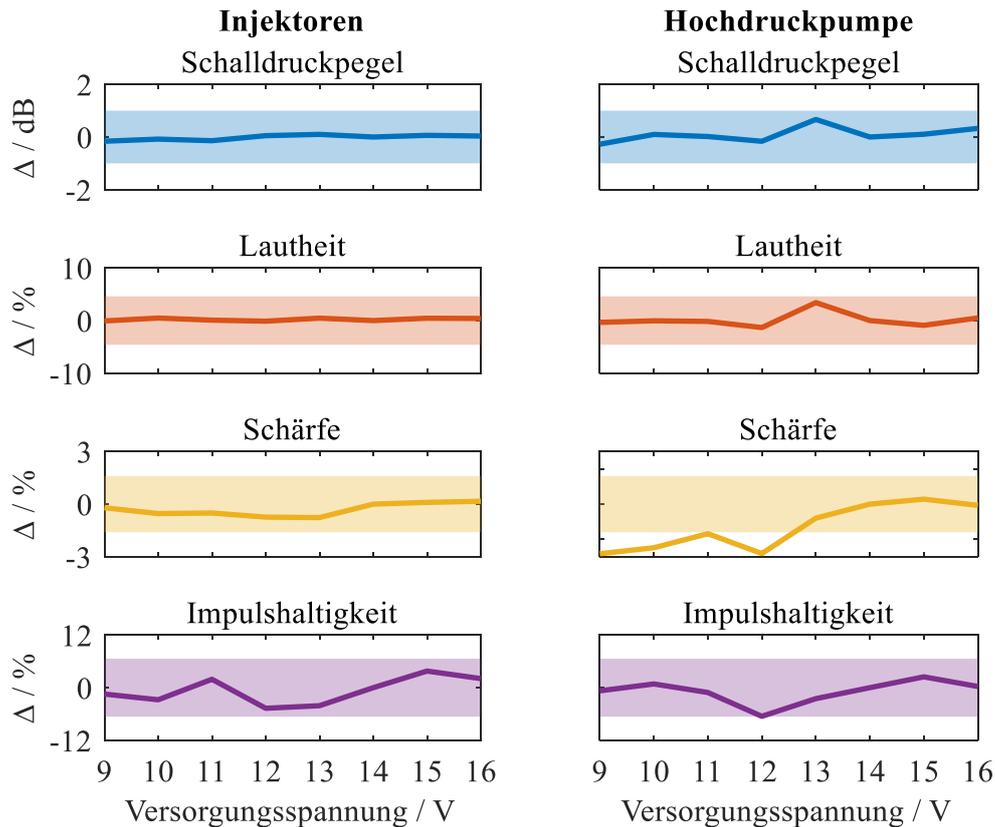


Abbildung 6-2: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektor- und Hochdruckpumpengeräuschs in Abhängigkeit der Versorgungsspannung mit einer Referenz von 14 V

Das Injektorgeräusch zeigt bei keinem der berechneten Parameter eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Versorgungsspannung. Dieses stabile Verhalten hängt mit dem 65 V-Gleichspannungswandler zusammen, der während der Boost-Phase und ersten Hold-Phase aktiv ist und die variierende Versorgungsspannung ausgleicht. Eine Analyse der Strom- und Spannungsverläufe während der Ansteuerung verdeutlicht, dass die Versorgungsspannung lediglich während des Freilaufs zwischen Boost-Phase und erster Hold-Phase einen Einfluss hat. Zu diesem Zeitpunkt hat der Anker allerdings bereits den Eisenkern erreicht und der Injektor ist vollständig geöffnet. Somit wird das dynamische Öffnungsverhalten der Injektoren und damit das mechanische Prellen während dieses Vorgangs durch eine variierende Versorgungsspannung nicht beeinflusst.

Abbildung 6-3 verdeutlicht den geringen Einfluss der Versorgungsspannung auf die elektrische Ansteuerung der Injektoren. Die Zeit von Ansteuerbeginn bis zum Erreichen des vorgegebenen Peak-Stroms ist über den kompletten Untersuchungsbereich der Versorgungsspannung konstant. Die zweite Hold-Phase wird direkt mit der Versorgungsspannung betrieben. Diese Phase wird allerdings aufgrund der kurzen Gesamtansteuerdauer der Injektoren von 620 μs noch während des Freilaufs abgebrochen, bevor der Sollwert des Ansteuerstroms erreicht wird. Aus diesem Grund wird auch das Schließverhalten der Injektoren durch eine variierende Versorgungsspannung nicht beeinflusst.

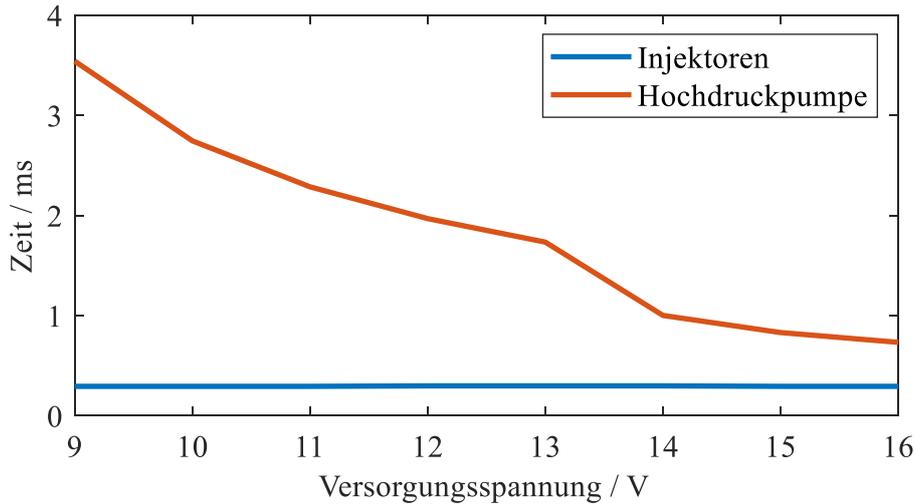


Abbildung 6-3: Zeit von Ansteuerbeginn bis zum Erreichen des Peak-Stroms in Abhängigkeit der Versorgungsspannung

Das Geräusch der Hochdruckpumpe weist bei der Schärfe mit einer Abweichung von bis zu 3 % einen Einfluss durch die Versorgungsspannung auf und steigt mit Ausnahme der Messungen bei 12 V und 16 V mit zunehmendem Spannungsniveau an (Abbildung 6-2). Dieses Verhalten wird durch eine vergleichende Betrachtung der Wavelet-Analysen in Abbildung 6-4 bestätigt. Dabei wird das Geräusch der Hochdruckpumpe mit einer Versorgungsspannung von 9 V und 14 V dargestellt. Beim Schließen des Mengensteuerventils bei ca. 5 ms sind bei hoher Versorgungsspannung die hochfrequenten Anteile ab 10 kHz deutlich ausgeprägter als bei dem niedrigeren Spannungsniveau.

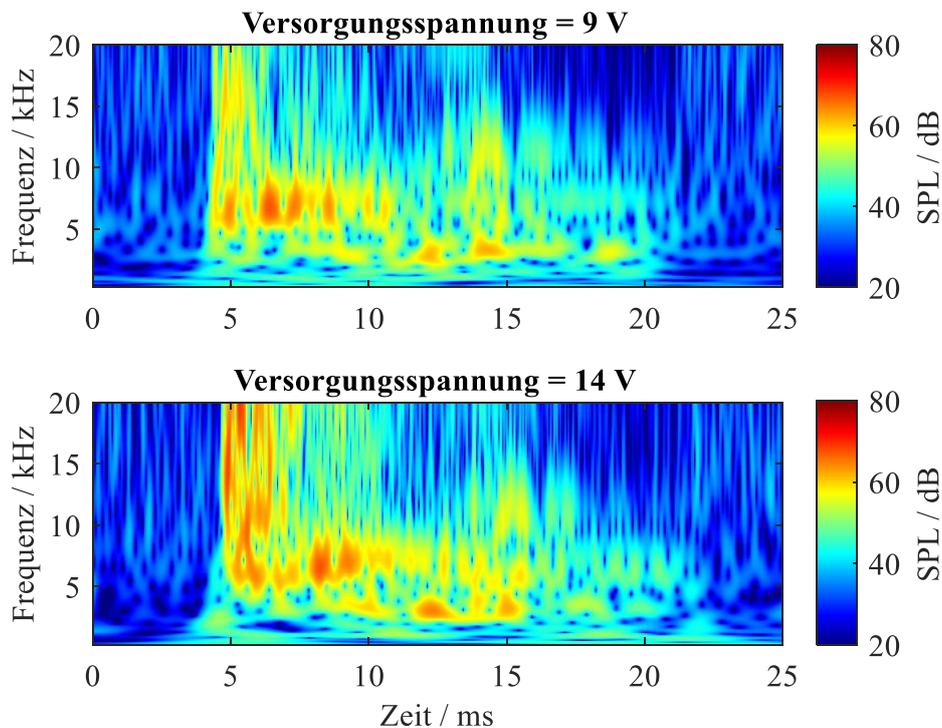


Abbildung 6-4: Wavelet-Analysen des Hochdruckpumpengeräuschs mit einer Versorgungsspannung von 9 V (oben) und 14 V (unten)

Im Gegensatz zu den Injektoren wird die Hochdruckpumpe ausschließlich mit der Versorgungsspannung betrieben. Die Zeit von Ansteuerbeginn bis zum Erreichen des Peak-Stroms reduziert sich mit zunehmender Versorgungsspannung von 3,5 ms auf 0,7 ms (Abbildung 6-3). Eine Verkürzung der Zeit bis der Peak-Strom erreicht wird führt zu einem schnelleren Aufbau der magnetischen Kraft und dadurch zu einem besseren dynamischen Ansprechverhalten des Ankers. Das resultiert in einem stärkeren mechanischen Prellen gegen den Eisenkern.

Eine Variation der Versorgungsspannung führt somit zu einer Änderung im Schließverhalten des Mengensteuerventils, wodurch auch das akustische Verhalten beeinflusst wird. Deshalb wird für die weiteren Untersuchungen eine konstante Versorgungsspannung von 13,8 V gewährleistet, um unerwünschte Quereinflüsse zu vermeiden.

6.1.3 Exemplarstreuung

Bei der Untersuchung zum Einfluss der Exemplarstreuung werden die Einbaupositionen der Injektoren verändert. Dazu werden die Injektoren demontiert und zwischen Zylinder 1 und Zylinder 4 sowie zwischen Zylinder 2 und Zylinder 3 vertauscht und anschließend akustisch vermessen. Die Hochdruckpumpe wird im Rahmen dieser Untersuchungen nicht gewechselt und wird aus diesem Grund in diesem Kapitel nicht diskutiert.

In Tabelle 6-2 sind die (relativen) Änderungen der (psycho-)akustischen Parameter nach dem Wechsel der zylinderselektiven Injektorpositionen dargestellt. Die Impulshaltigkeit des Injektorgeräuschs zeigt mit einer Veränderung von 16,6 % eine ausgeprägte Erhöhung gegenüber dem Injektorgeräusch mit der ursprünglichen Injektoranordnung.

Tabelle 6-2: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektorgeräuschs nach dem Wechsel der zylinderselektiven Injektorpositionen

	(Relative) Änderung Injektoren
Schalldruckpegel / dB	-0,1
Lautheit / %	+2,2
Schärfe / %	+1,4
Impulshaltigkeit / %	+16,6

Zur Analyse dieses Effekts werden die akustischen Parameter zusätzlich zylinderselektiv berechnet. Dabei stellt sich heraus, dass der Injektortausch bei Zylinder 1 eine Erhöhung der Impulshaltigkeit von 38 % verursacht. Bei Zylinder 3 erhöht der Injektortausch die Impulshaltigkeit um 20 %, während Zylinder 2 und Zylinder 4 mit einer Veränderung von weniger als 5 % einen vernachlässigbaren Einfluss aufweisen, siehe Tabelle 6-3.

Tabelle 6-3: Verteilung der zylinder- und injektorspezifischen Impulshaltigkeit des Injektorgeräuschs vor dem Injektortausch (blau) und nach dem Injektortausch (grün)

		Zylinder			
		1	2	3	4
Injektor	1	9,2			10,3
	2		12,3	10,2	
	3		12,2	8,5	
	4	12,7			9,9

Die Zunahme der Impulshaltigkeit des Injektorgeräuschs bei Zylinder 1 nach dem Injektortausch kann auch anhand von vergleichenden Wavelet-Analysen festgestellt werden, siehe Abbildung 6-5. Die hohen Schalldruckpegel, insbesondere bei Frequenzen ab 5 kHz, werden nach dem Injektortausch (Abbildung 6-5 unten) zeitlich komprimiert abgestrahlt. Das verstärkt den impulsartigen Geräuschcharakter und bei der Analyse der Impulshaltigkeit durch die Berechnung der Kurtosis werden somit höhere Werte ermittelt. Die naheliegende Annahme, dass es sich im Vergleich zu Injektor 1 bei Injektor 4 prinzipiell um einen Injektor mit stärkerem impulsartigen Geräuschcharakter handelt, kann jedoch nicht bestätigt werden, da bei Zylinder 4 nach dem Injektortausch ebenfalls eine höhere Impulshaltigkeit berechnet wird, wenn auch in geringerem Ausmaß.

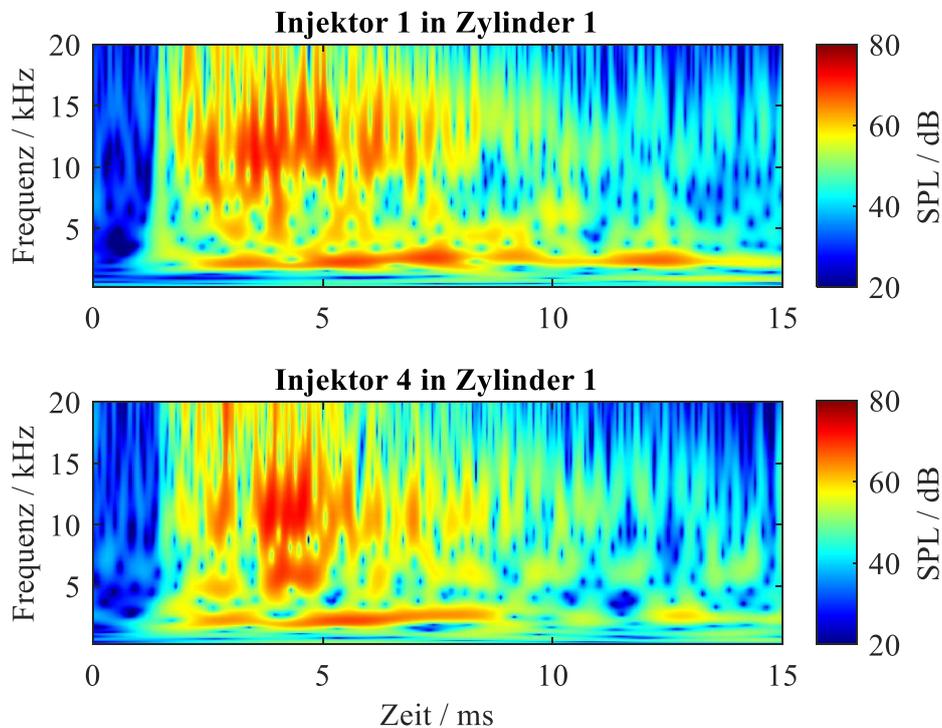


Abbildung 6-5: Wavelet-Analysen des Injektorgeräuschs bei Zylinder 1 vor dem Injektortausch (oben) und nach dem Injektortausch (unten)

Im Weiteren wird deshalb überprüft, ob das Aus- und Wiedereinbauverfahren der Injektoren für die größere Abweichung bei der Impulshaltigkeit verantwortlich ist. Dieser ist aufgrund der seitlichen Injektorlage relativ umfangreich. So muss zunächst das Ansaugsystem entfernt werden, bevor das Hochdruckrail und anschließend die Injektoren ausgebaut werden können.

In einem zusätzlichen Versuch werden die Injektoren bei gleichbleibender Einbauposition aus- und wieder eingebaut und jeweils davor und danach akustisch vermessen. Dabei zeigen die Lautheit und die Schärfe Abweichungen, die über das 95 %-Konfidenzintervall hinausgehen (Tabelle 6-4). Dagegen bleiben die Impulshaltigkeit und auch der Schalldruckpegel näherungsweise konstant.

Tabelle 6-4: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs nach der Wiedermontage des Einspritzsystems

	(Relative) Änderung
Schalldruckpegel / dB	-0,5
Lautheit / %	-5,2
Schärfe / %	+2,8
Impulshaltigkeit / %	-0,7

Grundsätzlich kann also bereits alleine das Montageverfahren die (psycho-)akustischen Parameter über das 95 %-Konfidenzintervall hinaus beeinflussen. Die relativ hohe Veränderung der Impulshaltigkeit nach dem Injektortausch bei Injektor 1 und Injektor 4 kann damit aber nicht erklärt werden. Hierbei besteht lediglich die Annahme, dass bezüglich einer hohen Impulshaltigkeit optimale Kontaktpaarungen aus Injektorexemplar und Einbauposition existieren. Dadurch wird der Körperschall effizienter an die umliegende Motorstruktur weitergeleitet und anschließend als Luftschall abgestrahlt. Diese Theorie kann im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht bestätigt werden.

Für die weiteren Untersuchungen verbleiben die Injektoren in ihrer ursprünglichen Anordnung und werden nicht vertauscht. Da sich aufgrund der Messungen am Einspritzratenprüfstand ein wiederkehrender Ausbau der Injektoren aber nicht verhindern lässt, werden vergleichende Messungen so geplant und durchgeführt, dass die Injektoren dazwischen nicht ausgebaut werden. Damit können durch das Montageverfahren bedingte Quereinflüsse weitestgehend vermieden werden.

6.2 Einfluss der Ansteuerstrategie

6.2.1 Raildruck

Zur Ermittlung, in welchem Ausmaß der Kraftstoffdruck das Geräuschverhalten der mechatronischen Einspritzkomponenten beeinflusst, wird der Raildruck zwischen 50 bar und 350 bar in

Schrittweiten von 50 bar variiert. Abbildung 6-6 zeigt die (relativen) Änderungen der (psycho-)akustischen Parameter in Abhängigkeit des Raildrucks mit einem Referenzdruck von 150 bar. Dabei ist festzustellen, dass alle Parameter im Rahmen der Raildruck-Variation das 95 %-Konfidenzintervall verlassen. Insbesondere an dem untersuchten Druckminimum von 50 bar und dem Druckmaximum von 350 bar sind signifikante Abweichungen vorhanden.

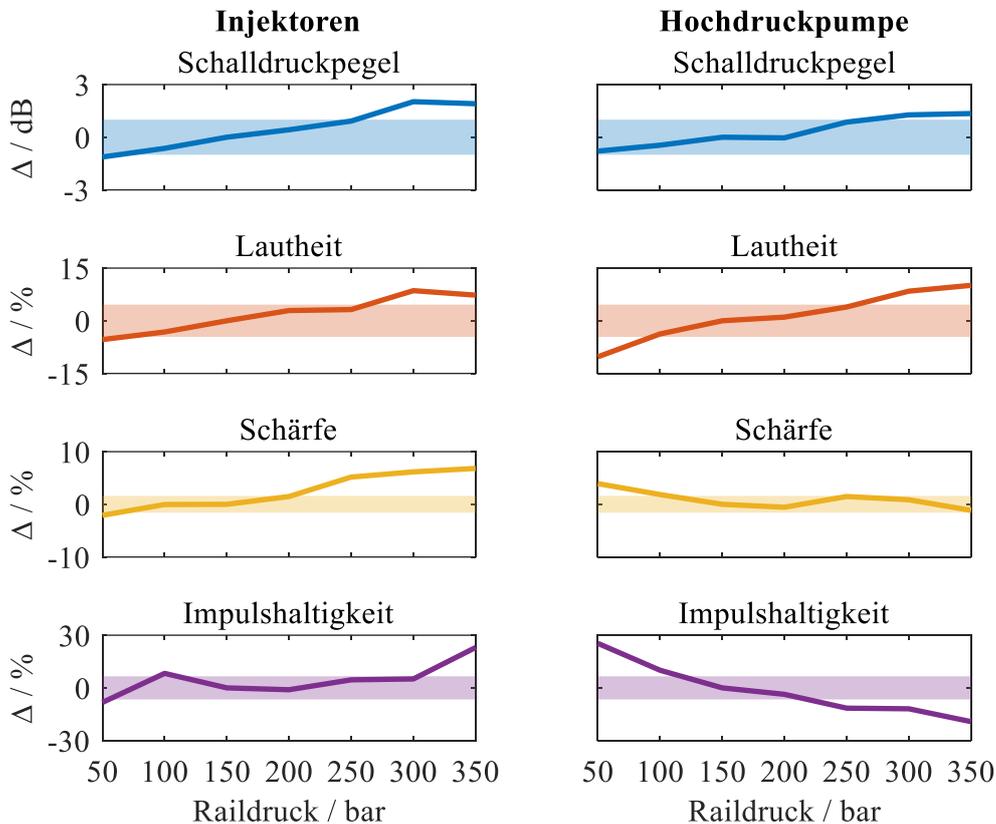


Abbildung 6-6: (Relative) Änderungen der (psycho-)akustischen Parameter des Injektor- und Hochdruckpumpengeräuschs in Abhängigkeit des Raildrucks mit einer Referenz von 150 bar

Beim Injektorgeräusch werden alle berechneten (psycho-)akustischen Parameter mit Zunahme des Raildrucks erhöht. Nur die Impulshaltigkeit zeigt zwischen 50 bar und 300 bar einen näherungsweise konstanten Verlauf. In Abbildung 6-7 sind vergleichende Wavelet-Analysen zwischen 50 bar und 350 bar Raildruck dargestellt. Während beim Öffnungsprellen nur geringe Abweichungen in der akustischen Emission erkennbar sind, wird mit steigendem Raildruck das Schließprellen sowohl in der Prelldauer, als auch in der Intensität ab 10 kHz deutlich erhöht. Dadurch nehmen der Schalldruckpegel, die Lautheit und die Schärfe zu. Die Kurtosis nimmt mit steigender Impulsbreite ab und mit steigender Impulshöhe zu. Deshalb resultiert das stärkere aber auch längere Schließprellen in einer zwischen 50 bar und 300 bar druckunabhängigen Impulshaltigkeit. Erst bei einem Raildruck von 350 bar überwiegt die Zunahme der Prellintensität der Zunahme der Prelldauer und die berechnete Impulshaltigkeit steigt deutlich an.

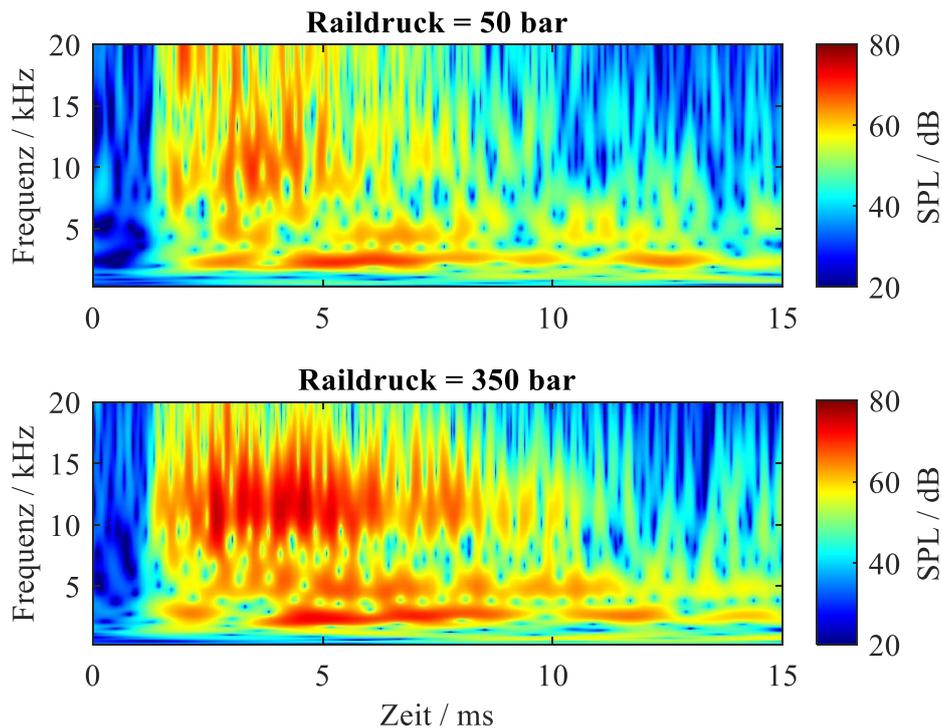


Abbildung 6-7: Wavelet-Analysen des Injektorgeräuschs bei einem Raildruck von 50 bar (oben) und 350 bar (unten)

Ein steigender Raildruck erhöht die in Gleichung 4-2 beschriebenen Fluidkraft. Diese wirkt in Schließrichtung und unterstützt die Rückstellfeder dabei die Ventilmadel in ihren Dichtsitz zu drücken. Durch die höhere resultierende Rückstellkraft steigt die Geschwindigkeit, mit der die Ventilmadel in Richtung Dichtsitz bewegt wird. Das resultiert in einem stärkeren Schließprellen.

Während beim Injektorgeräusch, mit Ausnahme der Impulshaltigkeit, die Werte aller Parameter mit zunehmendem Raildruck steigen, weist das Geräusch der Hochdruckpumpe bei der Schärfe und bei der Impulshaltigkeit ein inverses Verhalten auf. Insbesondere bei der Impulshaltigkeit ist eine deutliche Abnahme mit steigendem Raildruck festzustellen.

Eine zeitbasierte Analyse der Luft- und Körperschallsignale zeigt, dass dieses inverser Verhalten unter anderem durch die veränderte elektrische Ansteuerdauer des Mengensteuerventils verursacht wird, welche auch von der geforderten Kraftstoffmasse abhängt. Da die elektrische Ansteuerdauer der Injektoren bei dieser Einflussanalyse konstant gehalten wurde, steigt mit zunehmenden Raildruck auch die eingespritzte Kraftstoffmasse. Wegen des dadurch höheren Kraftstoffbedarfs wird das Mengensteuerventil beim Förderhub früher geschlossen, womit sich die elektrische Ansteuerdauer entsprechend erhöht. Somit steigt der zeitliche Abstand zwischen dem Schließprellen des Mengensteuerventils und dem Prellen der Steuerstange gegen das Steuerventil nach Ansteuerende. Weiterhin wird mit zunehmenden Raildruck das Mengensteuerventil nach dem Ansteuerende erst später geöffnet. Der Druck im Förderraum, der näherungsweise dem Raildruck entspricht, wird durch die Abwärtsbewegung des Pumpenkolbens reduziert. Erst wenn die auf das Mengensteuerventil wirkende Fluidkraft geringer ist als die Kraft der Rückstellfeder, wird das Mengensteuerventil wieder geöffnet.

In Abbildung 6-8 sind die Wavelet-Analysen des Hochdruckpumpengeräuschs mit einem Raildruck von 50 bar und 350 bar dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass bei hohem Raildruck die Geräuschabstrahlung etwa 5 ms länger dauert. Diese zeitliche Expansion der Schalldruckverteilung führt zu einer Reduzierung der berechneten Impulshaltigkeit. Weiterhin steigt bei Zunahme des Raildrucks der Anteil an hohen Schalldruckpegeln im Frequenzbereich zwischen 2 kHz und 4 kHz am Ende des Pumpenzyklus. Dabei kann allerdings nicht abschließend festgestellt werden, ob dieser druckabhängige Effekt durch das Rückschlagventil oder das Mengensteuerventil verursacht wird. Aufgrund der höheren Förderleistung der Hochdruckpumpe nimmt außerdem das mechanische Geräusch des HDP-Antriebs im Frequenzbereich zwischen 500 Hz und 1 kHz zu. Da die Schalldruckpegel somit vorwiegend zwischen 500 Hz und 4 kHz erhöht werden, reduziert sich mit steigendem Raildruck neben der Impulshaltigkeit auch die Schärfe, während der Gesamtschalldruckpegel und die Lautheit erhöht werden.

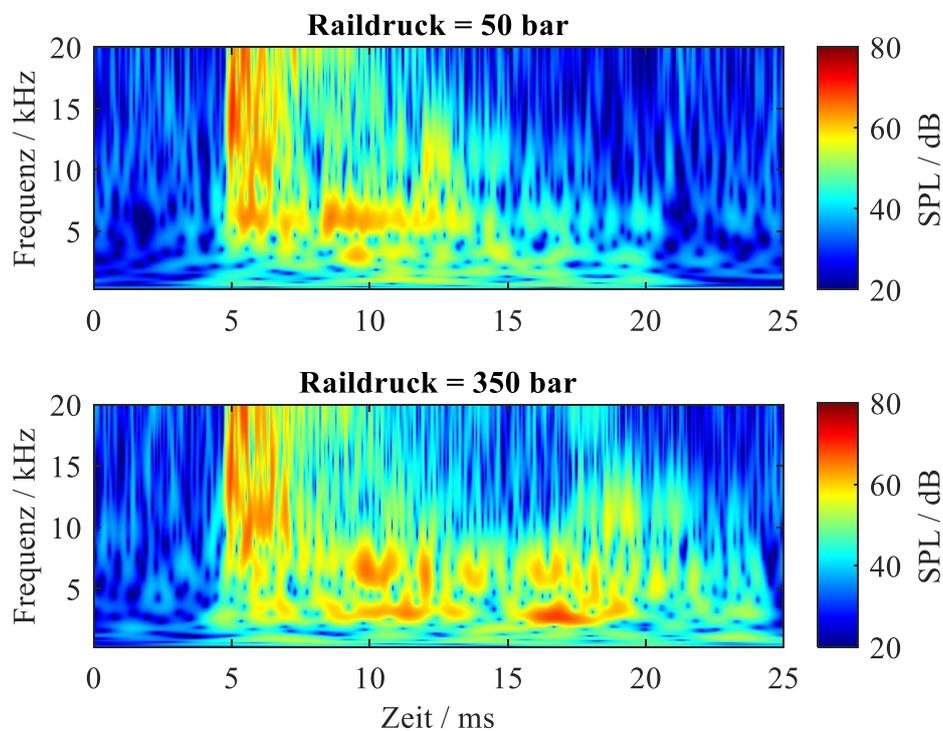


Abbildung 6-8: Wavelet-Analysen des Geräuschs der Hochdruckpumpe bei einem Raildruck von 50 bar (oben) und 350 bar (unten)

6.2.2 Ansteuerdauer

Bei der Ermittlung des Einflusses der Einspritzdauer auf das NVH-Verhalten der Injektoren und der Hochdruckpumpe, wird die elektrische Ansteuerdauer der Injektoren zwischen 0,25 ms und 2 ms in Schritten von 0,25 ms variiert. Da mit zunehmender Einspritzdauer mehr Kraftstoff eingespritzt wird, wird aufgrund des höheren Förderbedarfs die Ansteuerung des Mengensteuerventils zur Einhaltung eines konstanten Raildrucks von 155 bar entsprechend angepasst.

In Abbildung 6-9 sind die (relativen) Änderungen der (psycho-)akustischen Parameter der mechanischen Einspritzsystemkomponenten dargestellt. Als Referenz wurde eine Ansteuerdauer von 0,5 ms gewählt. Die Injektoren zeigen mit Ausnahme der Impulshaltigkeit, die ein

nichtlineares Verhalten aufweist, in dem untersuchten Bereich keine ausgeprägten Veränderungen im akustischen Verhalten.

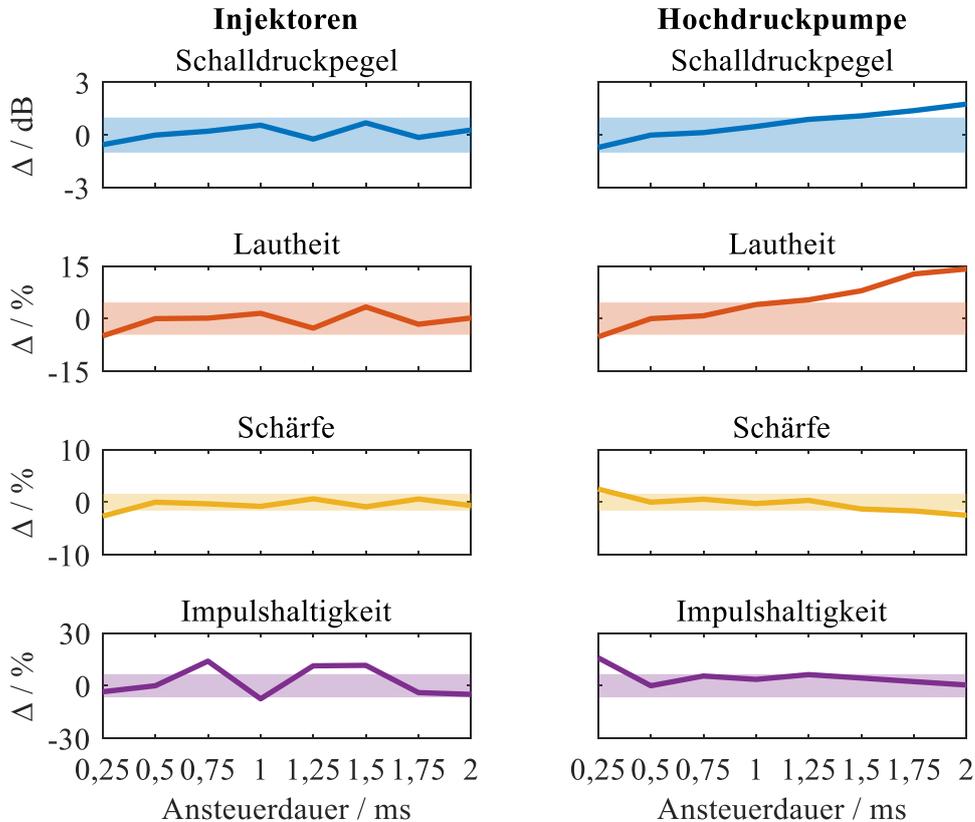


Abbildung 6-9: (Relative) Änderungen der (psycho-)akustischen Parameter des Injektor- und Hochdruckpumpengeräuschs in Abhängigkeit der elektrischen Ansteuerdauer der Injektoren mit einer Referenz von 0,5 ms

Dagegen nimmt beim Geräusch der Hochdruckpumpe mit steigender Ansteuerdauer der Schalldruckpegel insgesamt um 1,8 dB und die Lautheit um 14 % zu. Die Erhöhung des Schalldruckpegels wird primär durch die höheren Terzpegel im Frequenzbereich zwischen 630 Hz und 5 kHz verursacht. Mithilfe einer Schmalbandfilterung und der Analyse der Körperschallsignale stellt sich heraus, dass die Pegelzunahme im Gegensatz zur Raildruck-Variation überwiegend durch das mechanische Geräusch des HDP-Antriebs aufgrund der deutlich höheren Förderleistung hervorgerufen wird. Zwar verlängert sich mit der Ansteuerdauer der Injektoren aufgrund des höheren Kraftstoffbedarfs auch die Ansteuerdauer des Mengensteuerventils, allerdings verändert sich durch den gleichbleibenden Raildruck nicht das Öffnungsverhalten des Steuer- und Rückschlagventils. Aus diesem Grund weist auch die Impulshaltigkeit im Rahmen der Untersuchungen vergleichsweise geringe Veränderungen auf.

6.2.3 Mehrfacheinspritzungen

Zur Untersuchung des akustischen Einflusses von Mehrfacheinspritzungen werden am festgelegten Referenzbetriebspunkt neben der Einfacheinspritzung zusätzlich Zweifach- und Dreifa-

Die Impulshaltigkeit wird bei der Zweifacheinspritzung um 29,2 % und bei der Dreifacheinspritzung um 36,3 % reduziert. Durch den gewählten Berechnungsansatz Kurtosis nimmt das Impulshaltigkeits-Maß sowohl mit zunehmender Impulsanzahl als auch mit zunehmender Impulsbreite ab. Eine alternative Berechnung mithilfe des lautheitsbasierten Ansatzes nach Willemssen und Rao [Wil2010] resultiert in einem gegenläufigen Trend. Dabei wird die Impulshaltigkeit bei der Zweifacheinspritzung um 52,1 % und bei der Dreifacheinspritzung um 91,4 % erhöht. Hintergrund ist, dass das lautheitsbasierte Impulshaltigkeitsmodell auf der Summierung der Amplituden der impulsinduzierten Spitzen im Lautheits-Zeitverlauf beruht und somit mit der Anzahl der Einspritzungen auch die berechnete Impulshaltigkeit zunimmt.

6.3 NVH-Optimierung durch die elektrische Ansteuerung

6.3.1 Optimierungspotenzial der Geräuschquellen

Zur gezielten akustischen Optimierung der mechatronischen Komponenten des Einspritzsystems werden zunächst deren Geräuschquellen analysiert, welche aufgrund der elektrischen Ansteuerung entstehen.

Dazu wird bei den Injektoren die Dauer der elektrischen Ansteuerung auf 5 ms erhöht, um den Öffnungs- und Schließvorgang des Ventilsadel-Anker-Pakets zuverlässig zu trennen, siehe Abbildung 6-11. Sowohl das Prellen des Ankers gegen den Eisenkern während des Öffnungsvorgangs, das bei ca. 2 ms beginnt, als auch das Prellen der Ventilsadel gegen ihren Dichtsitz beim Schließen, etwa ab 7 ms, weisen ein hochfrequentes und impulshaltiges Geräuschverhalten auf. Beide Prellvorgänge strahlen dabei die höchsten Schalldruckpegel im Frequenzbereich zwischen 8 kHz und 20 kHz ab und zeigen somit ein hohes Optimierungspotenzial bezüglich der hochfrequenten Geräuschemissionen.

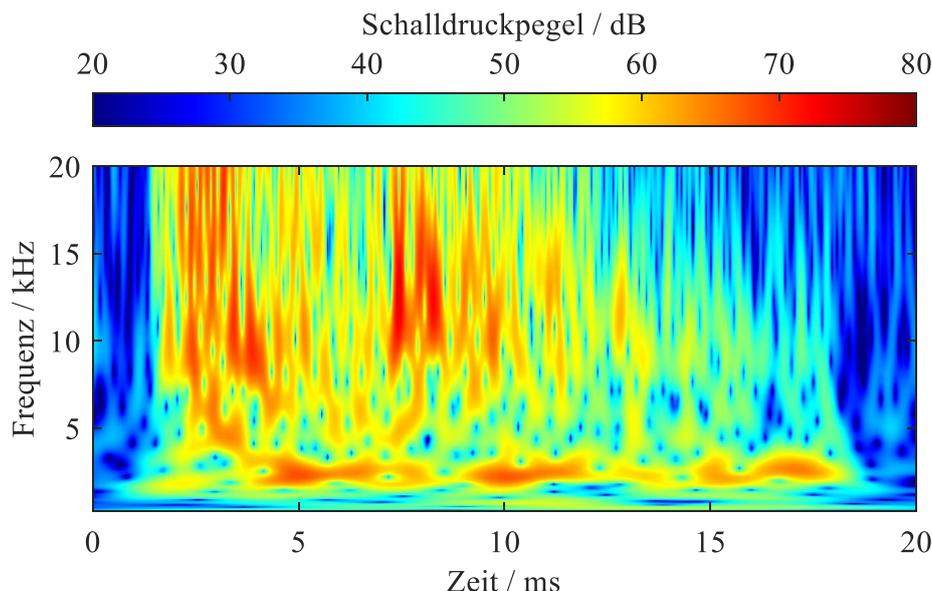


Abbildung 6-11: Wavelet-Analyse des Injektorgeräuschs mit einer elektrischen Ansteuerdauer von 5 ms

Eine analoge Vorgehensweise wird für das Geräusch der Hochdruckpumpe angewendet. Die in Abbildung 6-12 dargestellte Wavelet-Analyse deutet auf ein hochfrequentes und impulshaltiges Geräuschverhalten während des Schließvorgangs des Mengensteuerventils bei ca. 2 ms hin. Dieses Geräusch wird, identisch zum Öffnungsvorgang der Injektoren, durch das Prellen des Ankers gegen den Eisenkern verursacht. Dagegen weist das Öffnen des Mengensteuerventils bei etwa 6 ms eine relativ niederfrequente Charakteristik zwischen 5 kHz und 9 kHz mit vergleichsweise geringer Schallenergie auf. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass der Öffnungsvorgang des Mengensteuerventils durch die Optimierung der elektrischen Ansteuerung mithilfe der Softlanding-Applikation nicht signifikant verbessert werden kann.

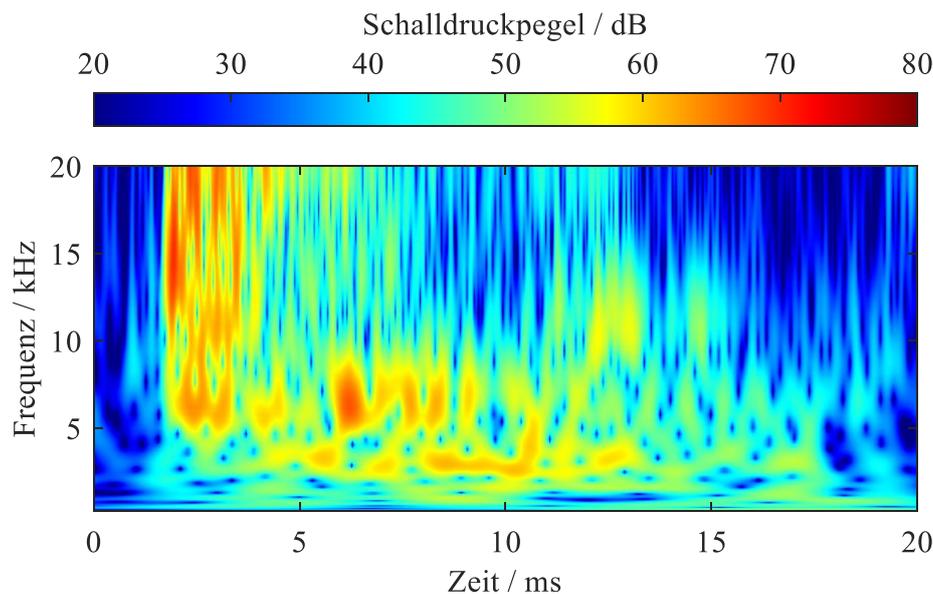


Abbildung 6-12: Wavelet-Analyse des Hochdruckpumpengeräuschs mit einer elektrischen Ansteuerdauer von 5 ms

Weiterhin muss berücksichtigt werden, dass das Geräusch beim Öffnen insgesamt durch vier mechanische Schallereignisse hervorgerufen wird:

- Das Prellen der Steuerstange gegen das Steuerventil.
- Das Prellen der Steuerstange gegen ihren Ruhesitz.
- Das Prellen des Steuerventils gegen ihren Ruhesitz.
- Das Schließprellen des Rückschlagventils.

Durch die Applikation von Softlanding besteht lediglich die Möglichkeit, das Prellen der Steuerstange gegen das Steuerventil zu reduzieren, indem die Bewegung der Steuerstange entgegen der Ankerfederkraft durch einen zusätzlichen Stromimpuls abgebremst wird. Alle anderen Schallquellen, die während des Öffnungsvorgangs auftreten, werden durch Feder- und Fluidkräfte verursacht und können durch die elektrische Ansteuerung nicht direkt beeinflusst werden. Deshalb wird bei der Optimierung des Hochdruckpumpengeräuschs ausschließlich das Schließprellen bei Ansteuerbeginn behandelt.

In Tabelle 6-5 sind die NVH-Optimierungsmaßnahmen an Injektor und Hochdruckpumpe mit Bezug zu den Geräuschquellen zusammenfassend dargestellt.

Tabelle 6-5: NVH-Optimierungsmaßnahmen an Injektor und Hochdruckpumpe mit Bezug zu den Geräuschquellen

Komponente	Geräuschquelle	NVH-Optimierungsmaßnahme
Injektor	Öffnungsprellen	Reduzierung Ansteuerstrom
	Schließprellen	Softlanding
Hochdruckpumpe	Schließprellen	Reduzierung Ansteuerstrom
	Öffnungsprellen	–

6.3.2 Reduzierter Ansteuerstrom

Durch die Reduzierung des Ansteuerstroms wird das Öffnungsprellen beim Injektor bzw. das Schließprellen beim Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe bei Ansteuerbeginn verringert. Die damit verbundene Reduzierung der magnetischen Kraft vermindert die Geschwindigkeit und somit den Impuls, mit der der Anker gegen den Eisenkern prellt. Um den Suchraum für die potenzielle Ansteuerstromreduzierung eingrenzen zu können, werden zunächst die Auswirkungen auf die Einspritzrate und die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse betrachtet.

In Abbildung 6-13 ist die Reduzierung des Ansteuerstroms (oben) des Referenzinjektors und die damit einhergehende Beeinflussung auf die Einspritzrate (unten) dargestellt. Anhand der maximalen Einspritzrate ist ersichtlich, dass sich der Injektor bis zu einer Verringerung des Peak-Stroms (P) um 8,0 A bzw. 2,7 A des Stroms der ersten Halte-Phase (H1) noch im Vollhub-Betrieb befinden. Erst wenn die ersten beiden Phasen um weitere 0,5 A und zusätzlich die zweite Halte-Phase (H2) um 0,4 A reduziert wird, befindet sich der Injektor im ballistischen Teilhub-Betrieb und der Anker erreicht den Eisenkern nicht mehr. Mit der Reduzierung des Ansteuerstroms erhöht sich außerdem der hydraulische Öffnungsverzug, also der Zeitverzug von elektrischem Ansteuerbeginn bis Einspritzbeginn, um 21,2 % bzw. 27,3 %. Weiterhin wird auch der hydraulische Schließverzug (Dauer von Ansteuerende bis Einspritzende) beeinflusst. Dieser reduziert sich trotz gleichbleibendem Ansteuerende mit sinkendem Stromniveau um 13,5 % bzw. 40,5%. Da sich durch den niedrigeren Ansteuerstrom auch die zugeführte elektrische Energie und damit die Magnetisierungsenergie verringert, wird nach dem Ende der elektrischen Ansteuerung die verbleibende Magnetisierung im Material schneller abgebaut. Die der reduzierten Magnetkraft entgegengesetzte Kraft der Rückstellfeder bewegt die Ventilmadel nach Ansteuerende deshalb früher in Richtung Dichtsitz und verkürzt damit den hydraulischen Schließverzug.

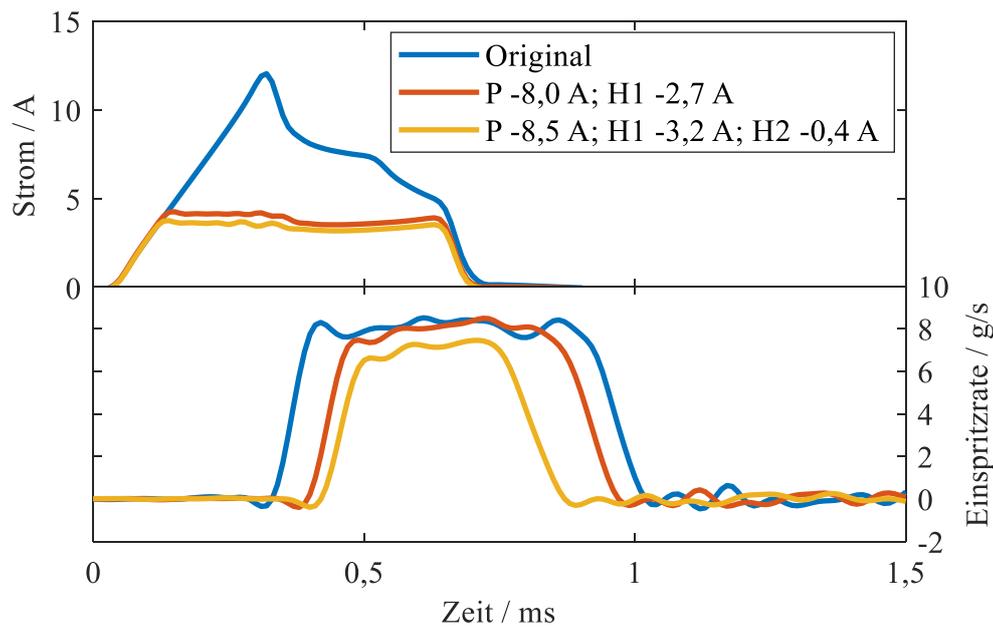


Abbildung 6-13: Reduzierung des Ansteuerstroms (oben) und damit einhergehende Einflüsse auf die Einspritzrate (unten)

Die Erhöhung des hydraulischen Öffnungsverzugs und die Verkürzung des hydraulischen Schließverzugs bewirken bei konstanter elektrischer Ansteuerdauer eine Reduzierung der eingespritzten Kraftstoffmasse, siehe Tabelle 6-6. Zusätzlich beeinflusst die Reduzierung des Ansteuerstroms eine Zunahme der Shot-to-Shot-Streuung, welche als relative Standardabweichung dargestellt ist. Im Vergleich zum originalen Ansteuerprofil nimmt diese um 166,1 % bzw. 786,3 % zu. Die erhebliche Erhöhung der relativen Standardabweichung beim maximal stromreduzierten Ansteuerprofil wird durch den unerwünschten Teilhub-Betrieb verursacht, bei dem die Ventalnadel in freier Flugbahn Störungen, wie z. B. dynamische Schwankungen des Raildrucks, intensiver ausgesetzt ist [Gla2009]. Die Zunahme der relativen Standardabweichung bei dem Ansteuerprofil mit einer Reduzierung des Peak-Stroms um 8,0 A bzw. 2,7 A des Stroms der ersten Halte-Phase wird durch den vergleichsweise langsamen Aufbau und dem geringen Überschuss der Magnetkraft bei Beginn der Ventalnadel-Bewegung entgegen der Fluid- und Rückstellfederkraft verursacht. Analog zum Teilhub-Betrieb können äußere Einflüsse das Öffnungsverhalten stärker beeinflussen und führen damit zu einer erhöhten Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse. Für eine zum originalen Ansteuerprofil äquivalente eingespritzte Kraftstoffmasse muss die Ansteuerdauer bei Vollhub-Betrieb von 620 μ s auf 730 μ s erhöht werden.

Tabelle 6-6: Mittelwerte und Änderung der relativen Standardabweichungen der eingespritzten Kraftstoffmassen über 100 Einspritzungen in Abhängigkeit des Ansteuerstroms

Ansteuerprofil	Mittelwert / mg	Änderung rel. Standardabweichung / %
Original	4,81	Referenz
P -8,0 A; H1 -2,7 A	3,77	+166,1
P -8,5 A; H1 -3,2 A; H2 -0,4 A	2,45	+786,3

Die (psycho-)akustischen Auswirkungen der diskutierten Maßnahmen werden in Abbildung 6-14 aufgezeigt. Als Referenz für die (relativen) Abweichungen wird das originale Ansteuerprofil ohne Reduzierung des Ansteuerstroms verwendet. Alle Parameter weisen Veränderungen auf, welche über das ermittelte 95 %-Konfidenzintervall hinausgehen. Dabei reduzieren sich der Schalldruckpegel (-1,9 dB) und die Schärfe (-3,5 %) im Rahmen der Variation besonders stark, während die Lautheit und die Impulshaltigkeit den Vertrauensbereich der Referenz nur leicht überschreiten. Weiterhin zeigt sich, dass die Reduzierung des Ansteuerstroms erst ab einer Stromreduzierung von -7,5 A einen mehrheitlich positiven Effekt auf die (psycho-)akustischen Parameter hat.

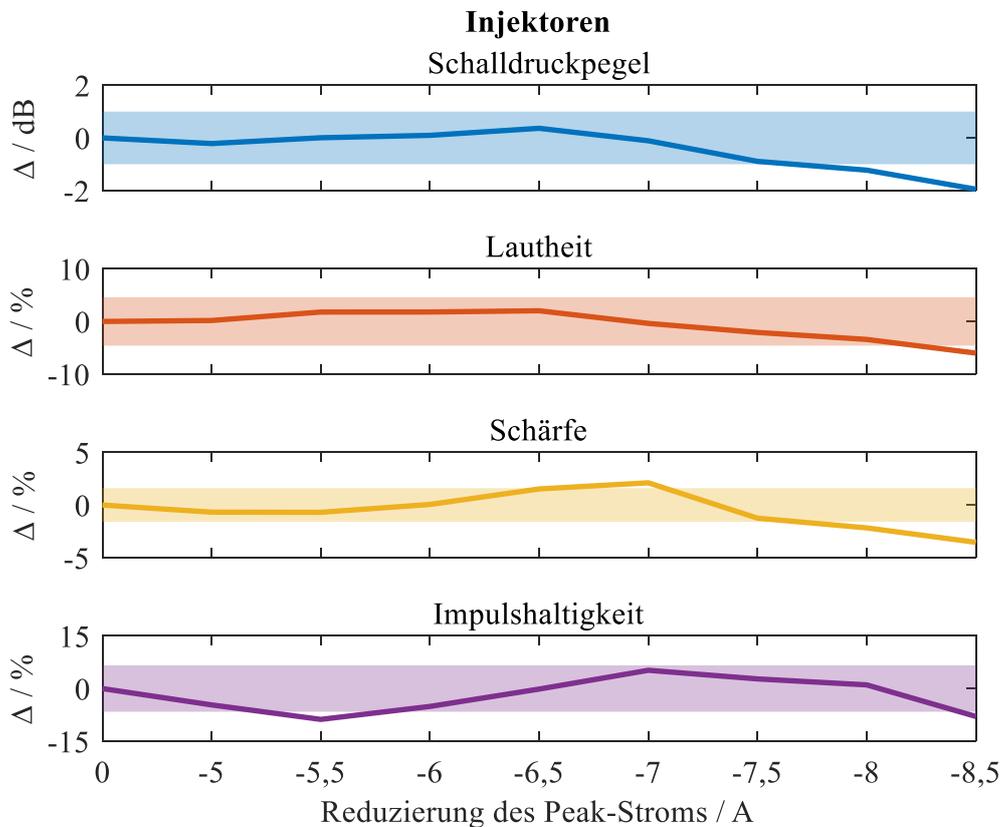


Abbildung 6-14: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektorgeräuschs in Abhängigkeit der Ansteuerstromreduzierung mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

Die Reduzierung der Schärfe wird durch die geringeren Schalldruckpegel bei den Terzmittenfrequenzen ab 2,5 kHz verursacht, siehe Abbildung 6-15. Eine Ausnahme bilden die Terzmittenfrequenzen 1,6 kHz und 3,15 kHz, welche eine Zunahme im Schalldruckpegel von bis zu 4,5 dB aufweisen.

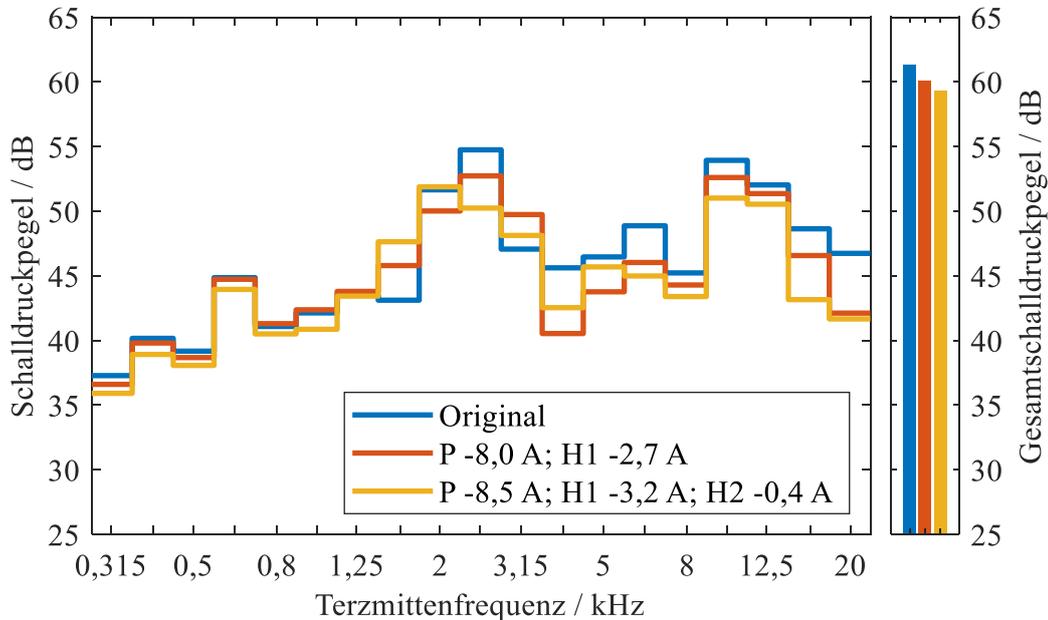


Abbildung 6-15: Terzspektren des Injektorgeräuschs mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung

Um einen guten Kompromiss aus Shot-to-Shot-Streuung und akustischem Verhalten zu erhalten, wird für die weiteren Untersuchungen das Ansteuerprofil mit einer Stromreduktion der Boost-Phase von 8,0 A und 2,7 A bei der ersten Hold-Phase gewählt. Das reduziert den Schalldruckpegel um 1,2 dB, die Lautheit um 3,4 % und die Schärfe um 2,2 %. Die Impulshaltigkeit bleibt mit einer Erhöhung von 1,0 % näherungsweise konstant. Die Verbesserung im Gesamtschalldruckpegel wird mit einer Reduzierung von 1,2 dB als gerade noch wahrnehmbar bewertet. Die Terzmittenfrequenz 20 kHz zeigt mit einer Verringerung des Schalldruckpegels von 4,6 dB gegenüber der originalen Ansteuerung die größten Veränderungen. Durch das unverändert ausgeprägte Prellen der Ventilsnadel gegen ihren Dichtsitz während des Schließvorgangs sind bei der Berechnung der Impulshaltigkeit keine signifikanten Verbesserungen durch die Reduzierung des Ansteuerstroms feststellbar. Die Shot-to-Shot-Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse erhöht sich um 166,1 % gegenüber dem originalen Ansteuerprofil und wird als akzeptabel bewertet.

Beim Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe wird das Vorgehen analog zu den Injektoren angewendet. Dabei wird bereits bei einer Stromreduzierung der Boost- und ersten Hold-Phase von mehr als 1,0 A das Mengensteuerventil nicht mehr vollständig geschlossen. Durch den damit verbundenen fehlenden Kraftstoffhochdruck arbeitet das Einspritzsystem lediglich mit dem Kraftstoffvorlaufdruck in Höhe von etwa 6 bar. Um den geforderten Raildruck von 155 bar zu

gewährleisten wird der Ansteuerstrom deshalb um maximal 1,0 A reduziert. Weiterhin erhöht sich durch den geringeren Ansteuerstrom die Verzugszeit beim Schließen des Mengensteuerventils. Weil dadurch der Raildruck maßgeblich beeinflusst wird, wird zur Kompensierung dieses Effekts der Ansteuerbeginn angepasst, indem das Mengensteuerventil früher angesteuert wird. Dadurch können sowohl der mittlere Raildruck als auch dessen relative Standardabweichung auf dem Niveau der originalen Ansteuerung gehalten werden, siehe Tabelle 6-7.

Tabelle 6-7: Mittelwerte und Änderung der relativen Standardabweichungen des Raildrucks über eine Messzeit von 20 s in Abhängigkeit des Ansteuerstroms

Ansteuerprofil	Mittelwert / bar	Änderung rel. Standardabweichung / %
Original	155,3	Referenz
P -8,0 A; H1 -2,7 A	155,1	-7,7
P -8,5 A; H1 -3,2 A; H2 -0,4 A	155,5	+2,3

Die (psycho-)akustischen Auswirkungen der Ansteuerstromreduzierung des Mengensteuerventils sind in Tabelle 6-8 anhand der (relativen) Abweichungen zum originalen Ansteuerprofil aufgeführt. Der Schalldruckpegel weist bei einer Stromreduzierung von 1,0 A mit -1,0 dB eine Verringerung auf, die an der Grenze des 95 %-Vertrauensbereichs liegt. Bei der Schärfe und Impulshaltigkeit sind die Veränderungen ausgeprägter und liegen deutlich außerhalb des Vertrauensbereichs der Referenz.

Tabelle 6-8: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Geräuschs der Hochdruckpumpe in Abhängigkeit der Ansteuerstromreduzierung mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung	
	P -0,5 A; H1 -0,5 A	P -1,0 A; H1 -1,0 A
Schalldruckpegel / dB	-0,2	-1,0
Lautheit / %	-0,8	-0,8
Schärfe / %	-0,3	-3,2
Impulshaltigkeit / %	-6,6	-12,8

Die Reduzierungen des Schalldruckpegels und der Schärfe werden aufgrund der verringerten Schalldruckpegel bei den Terzmittenfrequenzen ab 10 kHz verursacht. Insbesondere die Terzmittenfrequenz 16 kHz zeigt mit einer Reduzierung von bis zu 17,8 dB gegenüber dem originalen Ansteuerprofil eine deutliche Verbesserung im hochfrequenten Geräuschverhalten (Abbildung 6-16).

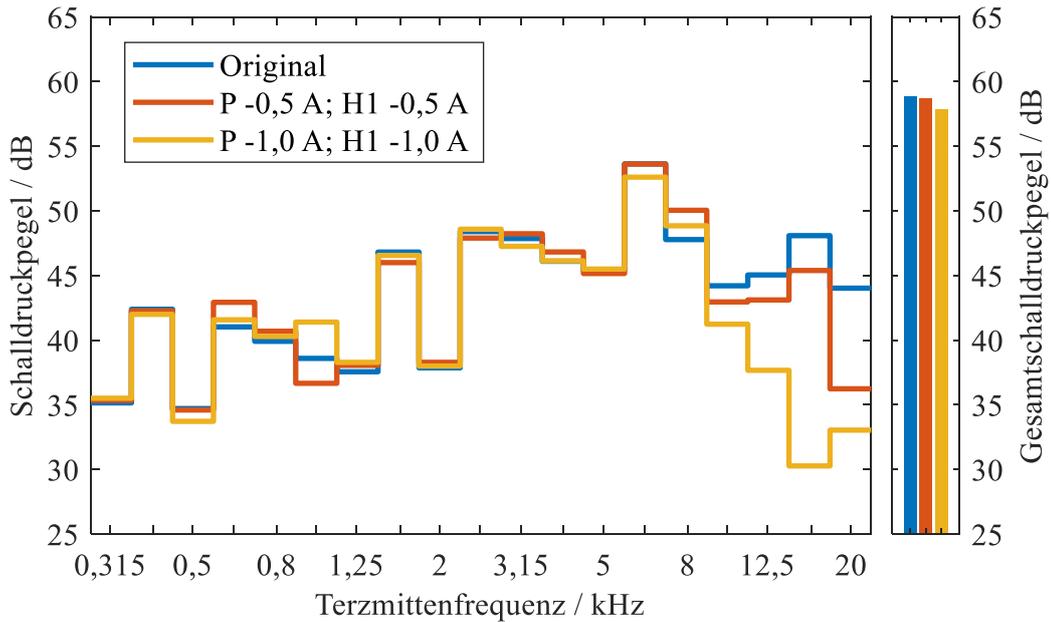


Abbildung 6-16: Terzspektren des Hochdruckpumpengeräuschs mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung

Die deutliche Reduzierung der Impulshaltigkeit wird durch das bereits geringe Öffnungsprellen des Mengensteuerventils bei Ansteuerende mit dem originalen Ansteuerprofil erreicht. Aufgrund des zusätzlich niedrigen Schließprellens bei Ansteuerbeginn des Mengensteuerventils mit stromreduzierter Ansteuerung vermindern sich die impulshaltigen Anteile im hohen Frequenzbereich für das komplette Hochdruckpumpengeräusch, siehe Abbildung 6-17.

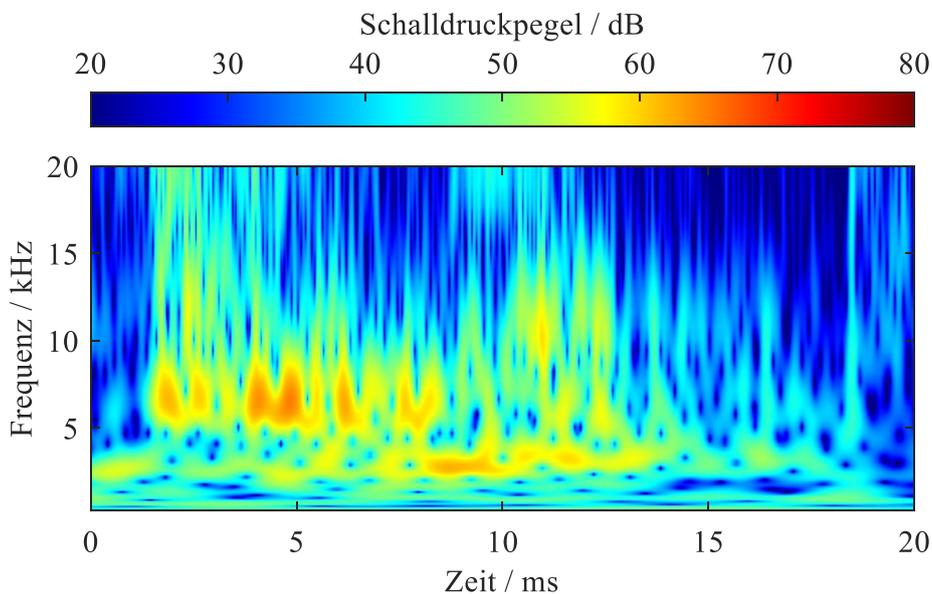


Abbildung 6-17: Wavelet-Analyse des Hochdruckpumpengeräuschs mit einer Reduzierung des Ansteuerstroms um 1,0 A

6.3.3 Softlanding

Der zweite Ansatz zur NVH-Optimierung des Injektorgeräuschs liegt in der Minimierung des Schließprellens, indem im Anschluss an die Hauptansteuerung ein zusätzlicher Stromimpuls appliziert wird. Dieser bremst das Ventilmadel-Anker-Paket ab und reduziert die Geschwindigkeit, mit der die Ventilmadel in ihren Dichtsitz zurückfällt. Die Ansteuerdauer dieses Bremspulses, wie auch die Separationszeit zur Hauptansteuerung wird in Schritten von 10 μs iterativ variiert, bis ein Minimum im Schalldruckpegel erreicht wird. Als optimale Zeitparameter wurden bei der Separationszeit 210 μs und bei der Ansteuerdauer des Bremspulses 110 μs ermittelt, siehe Tabelle 6-9.

Tabelle 6-9: Einfluss der Ansteuerdauer des Bremspulses und der Separationszeit zur Hauptansteuerung auf den Schalldruckpegel des Injektorgeräuschs

		Separationszeit / μs				
		190	200	210	220	230
Ansteuerdauer Bremspuls / μs	90	60,8	60,8	61,1	61,2	61,1
	100	61,1	61,1	61,2	60,9	60,9
	110	60,7	60,8	60,5	60,6	60,9
	120	60,6	60,8	60,9	60,6	60,7
	130	60,9	60,6	60,9	60,7	61,2

In Abbildung 6-18 ist die Applikation von Softlanding beim Ansteuerstrom der Injektoren (oben) und die damit einhergehende Beeinflussung auf die Einspritzrate (unten) dargestellt. Während des Schließvorgangs ist der Verlauf der Einspritzrate aufgrund des Bremspulses flacher, was eine geringere Geschwindigkeit der Ventilmadel indiziert. Dadurch erhöht sich bei einer gleichbleibenden Ansteuerdauer von 620 μs die mittlere eingespritzte Kraftstoffmasse um 0,16 mg. Für eine zum originalen Ansteuerprofil äquivalente eingespritzte Kraftstoffmasse wird die Ansteuerdauer deshalb auf 603 μs reduziert.

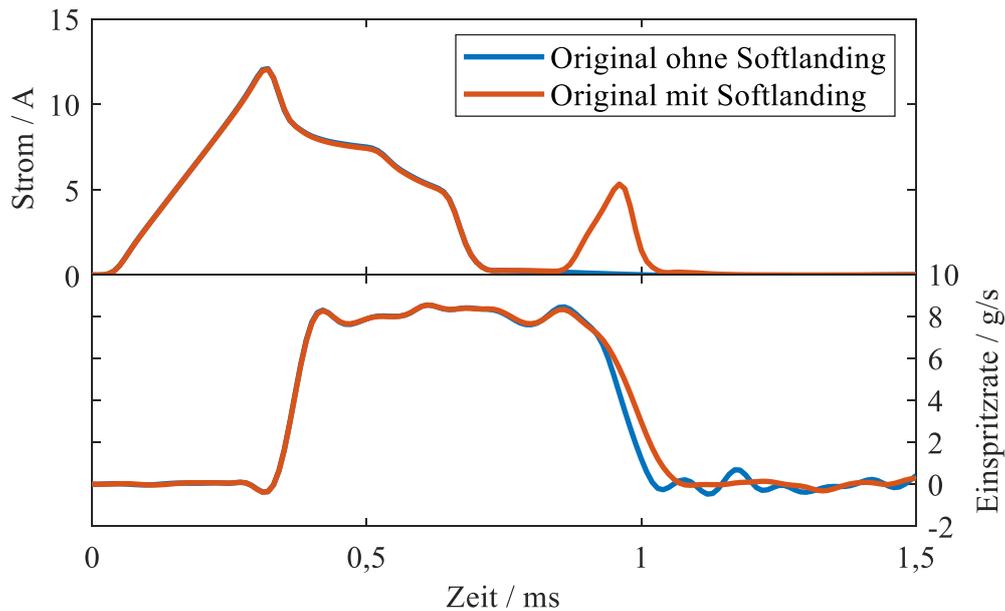


Abbildung 6-18: Applikation von Softlanding (oben) und damit einhergehende Einflüsse auf die Einspritzrate (unten)

Außerdem zeigen sich bei der Ansteuerung mit Softlanding geringere Schwankungen im Einspritzratenverlauf nachdem der Injektor vollständig geschlossen ist. Diese Schwankungen entstehen aufgrund von Körperschallanregungen beim Schließvorgang des Injektors. Die Anregungen werden zur Messkammer des Einspritzanalysators weitergeleitet und beeinflussen das Messsignal. Durch den Bremspuls wird das Schließprellen reduziert und somit auch die Störung im Einspritzratensignal minimiert.

Der Einfluss von Softlanding auf die Schwankung der eingespritzten Kraftstoffmasse hängt von der prüfstandseitigen Implementierungs-Methode ab und kann durch zwei Ansätze realisiert werden. Wird der Bremspuls als zweite Ansteuerung im Anschluss an die Hauptansteuerung appliziert, wird von der Prüfstandsteuerung ein separater TTL-Trigger erzeugt und an das Entwicklungssteuergerät gesendet. Bei dieser Methode kann der zeitliche Abstand der TTL-Flanken von Hauptansteuerung und Bremspuls aufgrund von Schwankungen in der Lauf- und Berechnungszeit variieren. Die damit verbundene Fluktuation der Ansteuer- und Separationszeit erhöht die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse und nimmt im Vergleich zur originalen Ansteuerung ohne Softlanding um 195,3 % zu.

Bei der Implementierung des Bremspulses durch die direkte Integration in das Ansteuerprofil wird der Einfluss von Schwankungen im Triggersignal reduziert. Bei dieser Methode sind sowohl die Ansteuerdauer von Haupt- und Bremspuls als auch die Separationszeit allein durch das Ansteuerprofil festgelegt. Lediglich der Ansteuerbeginn wird durch das Triggersignal beeinflusst. Zur isolierten Betrachtung des Einflusses von Softlanding wird mit dieser Methode auch die originale Ansteuerung ohne Softlanding weitgehend unabhängig vom Triggersignal appliziert. Das heißt, das Ende der elektrischen Ansteuerung wird nicht durch eine negative

TTL-Flanke bestimmt, sondern bereits durch das Ansteuerprofil vorgegeben. Durch diese Maßnahme sinkt die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse mit originalem Ansteuerprofil im Vergleich zur anfangs diskutierten Implementierungs-Methode um 57,5 %. Bei der Applikation von Softlanding wird die relative Standardabweichung um 122,1 % erhöht und ist somit um 73,2 % niedriger als mit der TTL-abhängigeren Methode. Für die weiteren Untersuchungen wird die TTL-unabhängigere Variante der Implementierung gewählt, da diese grundsätzlich geringeren Schwankungen in der Wiederholgenauigkeit unterliegt.

In Tabelle 6-10 sind die (relativen) Abweichungen der (psycho-)akustischen Parameter aufgrund der Applikation von Softlanding aufgeführt mit dem originalen Ansteuerprofil ohne Softlanding als Referenz. Während die Reduzierungen des Schalldruckpegels und der Lautheit innerhalb des 95 %-Konfidenzintervalls liegen, zeigen die Schärfe und die Impulshaltigkeit mit einer Reduzierung um 3,0 % bzw. 16,6 % im Vergleich zur Ansteuerung ohne Softlanding eine deutliche Verbesserung im akustischen Verhalten.

Tabelle 6-10: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs durch die Applikation von Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung Original mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-0,6
Lautheit / %	-2,1
Schärfe / %	-3,0
Impulshaltigkeit / %	-16,6

Ein Vergleich der Terzspektren des Injektorgeräuschs mit und ohne Softlanding in Abbildung 6-19 verdeutlicht die akustischen Auswirkungen. Dabei ist die Reduzierung der Schalldruckpegel der Terzmittenfrequenzen von 10 kHz bis 16 kHz mit bis zu 2,5 dB am höchsten im untersuchten Frequenzbereich. Dagegen weist die Terz mit einer Mittenfrequenz von 5 kHz eine Zunahme von 3,1 dB auf.

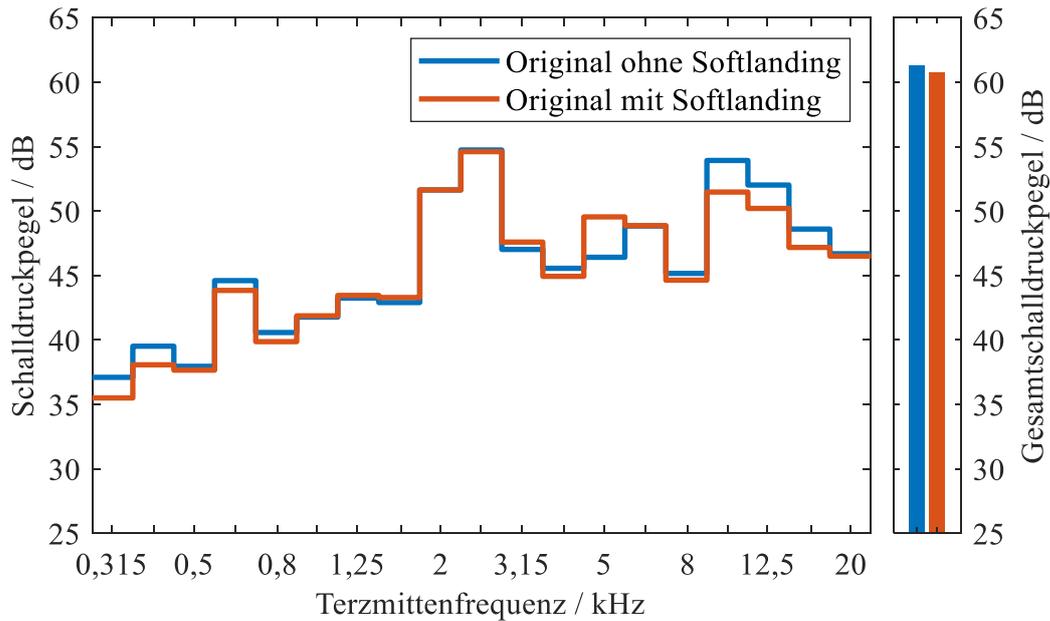


Abbildung 6-19: Terzspektren des Injektorgeräusches mit originaler Ansteuerung ohne und mit Softlanding

6.3.4 Kombination der Optimierungsmaßnahmen

Um das Injektorgeräusch sowohl während des Öffnungs- als auch während Schließvorgangs zu optimieren, werden die diskutierten Maßnahmen in Kombination angewendet. Die Ansteuerzeit des Bremspulses muss bei der stromreduzierten Ansteuerung aufgrund der damit einhergehenden veränderten Form des Bremspulses von $110\ \mu\text{s}$ auf $150\ \mu\text{s}$ erhöht werden. Zum Ausgleich des kürzeren hydraulischen Schließverzugs wird außerdem die Separationszeit von $210\ \mu\text{s}$ auf $190\ \mu\text{s}$ reduziert. Für eine äquivalente eingespritzte Kraftstoffmasse kann die Dauer der Hauptansteuerung von $730\ \mu\text{s}$, analog zur stromreduzierten Ansteuerung ohne Softlanding, beibehalten werden.

In Abbildung 6-20 sind die Einflüsse der stromreduzierten Ansteuerung mit Softlanding auf den Einspritzratenverlauf dargestellt. Im Vergleich zur NVH-Optimierung ausschließlich mithilfe von Softlanding weist der Verlauf der Einspritzrate mit der kombinierten NVH-Optimierung während des Schließvorgangs einen höheren Gradienten auf, was eine reduzierte Bremswirkung auf die Ventalnadel indiziert. Im Vergleich zur originalen Ansteuerung erhöht sich die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse um $50,4\ \%$ und ist damit niedriger als bei der Anwendung von nur einer NVH-Optimierungsmethode.

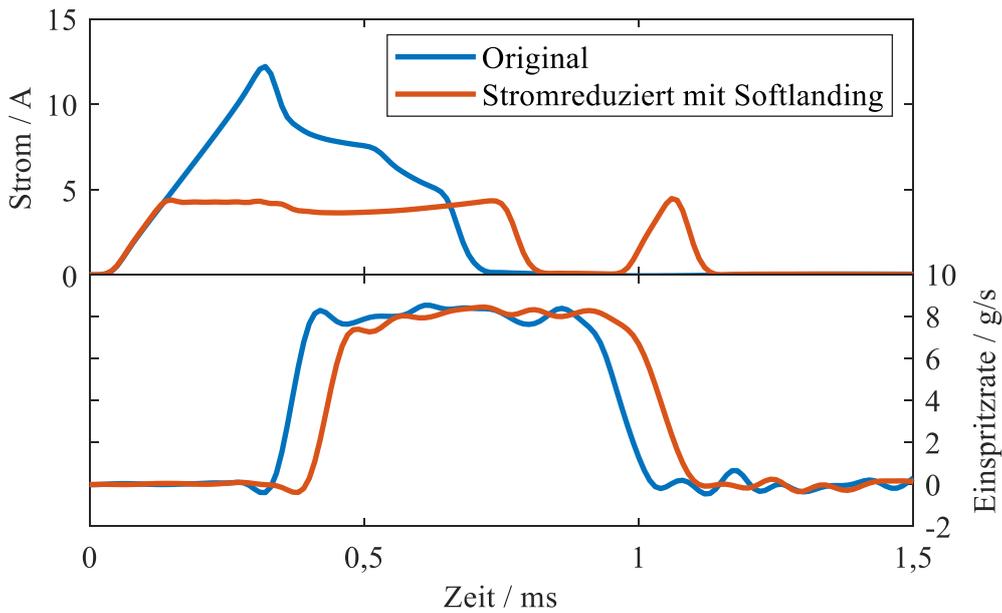


Abbildung 6-20: Applikation von Softlanding am stromreduzierten Ansteuerprofil (oben) und damit einhergehende Einflüsse auf die Einspritzrate (unten)

Mit der kombinierten NVH-Optimierungsmethode werden zufriedenstellende Verbesserungen im akustischen Verhalten erreicht, siehe Tabelle 6-11. Alle berechneten (psycho-)akustischen Parameter zeigen eine signifikante Reduzierung und liegen deutlich außerhalb des 95 %-Konfidenzintervalls der Referenz. Die Impulshaltigkeit erreicht dabei mit einer Verringerung um 26,1 % im Vergleich zur originalen Ansteuerung die größten Auswirkungen.

Tabelle 6-11: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs durch die stromreduzierte Ansteuerung und Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	Stromreduziert mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-2,1
Lautheit / %	-11,0
Schärfe / %	-6,1
Impulshaltigkeit / %	-26,1

Die akustischen Verbesserungen des Schalldruckpegels, der Lautheit und der Schärfe werden durch die Reduzierung der Schalldruckpegel bei den Terzmittenfrequenzen zwischen 2,5 kHz und 20 kHz erreicht (Abbildung 6-21). Die größte Absenkung der Terzpegel ist mit einer Reduzierung von 8,0 dB bei 20 kHz und liegt damit deutlich über dem Potenzial der getrennten Anwendung der NVH-Optimierungsmaßnahmen.

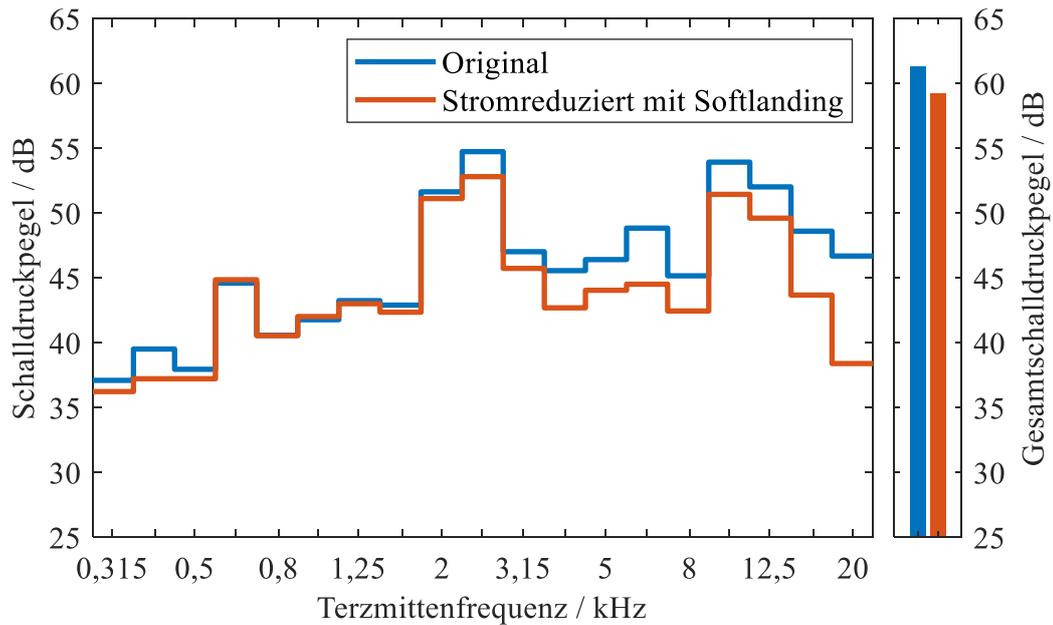


Abbildung 6-21: Terzspektren des Injektorgeräuschs mit originaler Ansteuerung und stromreduzierter Ansteuerung mit Softlanding

Die Auswirkungen der kombinierten Methode zur Reduzierung des Injektorgeräuschs bei Mehrfacheinspritzungen ist in Tabelle 6-12 dargestellt. Als Referenz wird jeweils das originale Ansteuerprofil mit der äquivalenten Anzahl an Einspritzungen verwendet. Es lässt sich feststellen, dass der Einfluss der Optimierungsmaßnahmen bei den untersuchten Parametern nicht mit der Anzahl der Einspritzungen ansteigt, sondern die größte Geräuschreduzierung bei der Einfach einspritzung erreicht wird. Der geringste Effekt tritt bei der Impulshaltigkeit in Kombination mit Dreifachfachspritzung auf. Hierbei muss allerdings das gegenläufige Verhalten von Impulshaltigkeit und Anzahl der Einspritzungen berücksichtigt werden, siehe Kapitel 6.2.3. So erreicht die Impulshaltigkeit aufgrund der Berechnung der Kurtosis bei Dreifachspritzungen bereits mit dem originalen Ansteuerprofil einen vergleichsweise niedrigen Wert. Eine NVH-Optimierung der Ansteuerung wirkt sich deshalb nicht mehr so stark aus, wie bei einer Einfach- oder Zweifachspritzung.

Tabelle 6-12: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs mit Mehrfacheinspritzung durch die stromreduzierte Ansteuerung und Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil und Mehrfacheinspritzung als Referenz.

	(Relative) Änderung	
	Stromreduziert mit Softlanding	
	Zweifacheinspritzung	Dreifacheinspritzung
Schalldruckpegel / dB	-1,6	-2,3
Lautheit / %	-7,3	-10,6
Schärfe / %	-5,4	-3,9
Impulshaltigkeit / %	-19,8	-2,8

Zur Analyse der Auswirkungen auf das nicht-separierte Gesamtgeräusch des Einspritzsystems werden die Methoden zur Geräuschreduzierung bei den Injektoren und bei der Hochdruckpumpe synchron angewendet. Dabei wird, wie bereits beschrieben, bei der Injektoransteuerung sowohl der Ansteuerstrom reduziert als auch Softlanding appliziert. Bei der Ansteuerung des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe wird ausschließlich der Ansteuerstrom verringert. Die Erfassung des Luftschalls wird am Injektormikrofon durchgeführt. Aus Tabelle 6-13 ist ersichtlich, dass die Reduzierung des Schalldruckpegels beim Gesamtgeräusch im Vergleich zum separierten Injektorgeräusch geringer ausfällt. Ein analoges Verhalten zeigt die Lautheit. Während die Änderung der Schärfe mit $-5,0\%$ ebenfalls etwas geringer als beim separierten Injektorgeräusch ist, reduziert sich die Impulshaltigkeit mit $-35,5\%$ vergleichsweise stärker.

Tabelle 6-13: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Gesamtgeräuschs des Einspritzsystems durch die stromreduzierte Ansteuerung (Injektoren und Hochdruckpumpe) und Softlanding (Injektoren) mit der originalen Ansteuerung des Einspritzsystems als Referenz.

	(Relative) Änderung
	Stromreduziert (mit Softlanding)
Schalldruckpegel / dB	-1,1
Lautheit / %	-6,2
Schärfe / %	-5,0
Impulshaltigkeit / %	-35,5

6.4 Einfluss der NVH-Optimierungen auf die Robustheit im Systembetrieb

6.4.1 Exemplarstreuung

Bisher wurden die auf dem Einspritzratenprüfstand durchgeführten Analysen mit einem Injektor-Exemplar (Referenzinjektor) durchgeführt. Allerdings kann das injektorspezifische Verhalten, wie z.B. der hydraulische Öffnungs- und Schließverzögerung oder der statische Durchfluss, aufgrund von Fertigungstoleranzen, mechanischem Verschleiß und Verkokung im Motorbetrieb variieren. Aus diesem Grund werden alle vier Injektoren innerhalb des Einbausatzes auf dem Einspritzratenprüfstand bezüglich der Einflüsse durch die NVH-Optimierung untersucht.

Da eine motornahe Verkokung der Injektoren durch die zur Verfügung stehenden Prüfstände nicht durchgeführt werden kann, wird der Einfluss im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Die verwendeten Injektoren wurden kurzzeitig am Vollmotor betrieben und werden deshalb vor der Untersuchung in einem Ultraschallbad gereinigt. Jeder einzelne Injektor wird sowohl mit dem originalen als auch mit den NVH-optimierten Ansteuerprofilen am Einspritzratenprüfstand vermessen. Dabei werden die Ansteuerdauer des Haupt- und Bremspulses sowie die Separationszeit zunächst konstant gehalten und orientieren sich am Referenzinjektor.

In Abbildung 6-22 sind die Einspritzratenverläufe aller untersuchten Injektoren bei originaler Ansteuerung ohne (oben) und mit (unten) Softlanding dargestellt. Während der hydraulische Öffnungsbeginn nur geringe Abweichungen zwischen den Injektoren aufweist, sind beim Schließvorgang bei originaler Ansteuerung bereits ohne Softlanding größere Unterschiede erkennbar. Anhand dieser Effekte ist davon auszugehen, dass die Differenzen im dynamischen Schließverhalten nicht durch variierende injektorspezifische Federkräfte, sondern durch Abweichungen im Abbau der Magnetkraft nach Ansteuerende verursacht werden. Diese beeinflussen die resultierende Schließkraft und somit den hydraulischen Schließverzögerung. Wird nun Softlanding appliziert, werden diese Abweichungen weiter erhöht. Aufgrund des größeren hydraulischen Schließverzögerung bei Injektor 2 und Injektor 4 ist der Spalt zwischen Anker und Eisenkern zum Zeitpunkt des Bremspuls-Ansteuerbeginns geringer. Dadurch wird die magnetische Kraft zu früh erhöht und statt einer bremsenden Wirkung setzt eine Verlängerung der effektiven hydraulischen Öffnungszeit ein. Die geringe Bremswirkung bei Injektor 2 und Injektor 4 wird durch den steileren Verlauf der Einspritzrate kurz vor Ende der Einspritzung indiziert. Die Verlängerung der hydraulischen Öffnungszeit der Injektoren bewirkt unmittelbar eine Erhöhung der eingespritzten Kraftstoffmasse.

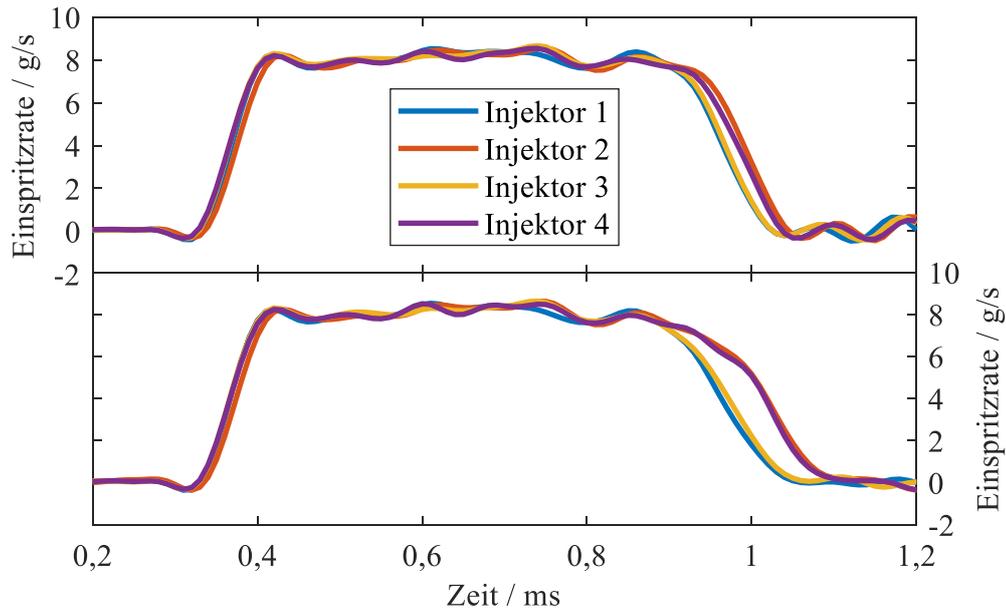


Abbildung 6-22: Einspritzratenverläufe aller untersuchten Injektoren bei originaler Ansteuerung ohne (oben) und mit Softlanding (unten)

Da von diesem Effekt zwei von vier Injektoren betroffen sind, wird durch Softlanding die maximale Abweichung der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse innerhalb eines Injektorsatzes erhöht, siehe Tabelle 6-14. Im Vergleich zur originalen Ansteuerung ohne Softlanding wird durch die Applikation des Bremsstroms die maximale Abweichung um 233,7 % erhöht. Die Reduzierung des Ansteuerstroms hingegen hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Streuverhalten der eingespritzten Kraftstoffmasse. Die Kombination der NVH-Optimierungsmaßnahmen erhöht zwar ebenfalls die maximale Abweichung, liegt mit einer Zunahme von 75,2 % aber deutlich unter dem Wert bei originaler Ansteuerung mit Softlanding. Das wird durch den verringerten Ansteuerstrom und dem damit verbundenen schnelleren Abbau des Magnetfeldes nach Ende der Hauptansteuerung erreicht. Somit liegt bei Ansteuerbeginn des Bremspulses eine vergleichsweise geringe Restmagnetisierung vor. Das bewirkt während des Schließvorgangs einen späteren Aufbau der Magnetkraft und führt damit bei allen untersuchten Injektoren zu einem vorwiegend bremsenden Effekt der Ventilschleuse.

Tabelle 6-14: Änderung der maximalen Abweichung der gemittelten eingespritzten Kraftstoffmasse innerhalb des Injektorsatzes mit verschiedenen Ansteuerprofilen und der originalen Ansteuerung als Referenz

Ansteuerprofil	Änderung maximale Abweichung / %
Original	Referenz
Original mit Softlanding	+233,7
Reduzierter Ansteuerstrom	-1,3
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	+75,2

Auch bei der Berechnung der relativen injektorspezifischen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmassen zeigen Injektor 2 und Injektor 4 durch die Applikation von Softlanding die größten Erhöhungen gegenüber dem Referenzinjektor, siehe Tabelle 6-15. Insbesondere in Verbindung mit der originalen Ansteuerung nimmt die Shot-to-Shot-Streuung um bis zu 51,2 % zu. Daraus lässt sich ableiten, dass ein zu früh gewählter Ansteuerbeginn des Brempulses nicht nur die mittlere eingespritzte Kraftstoffmasse erhöht, sondern zudem auch die Streuung negativ beeinflusst. Analog zur maximalen Abweichung innerhalb des Injektorsatzes in Tabelle 6-14 nimmt bei stromreduzierter Ansteuerung mit Softlanding die relative Standardabweichung der Injektoren ebenfalls zu, liegt aber mit einer Zunahme von maximal 20,5 % gegenüber Injektor 1 deutlich niedriger als bei der Kombination aus originaler Ansteuerung und Softlanding. Das stabilste Streuverhalten für alle vier Injektoren wird mit der stromreduzierten Ansteuerung ohne Softlanding erreicht. Injektorspezifische Abweichungen beim Abbau der Magnetkraft nach Ansteuerende haben mit diesem Ansteuerprofil die geringsten Auswirkungen.

Tabelle 6-15: Änderung der relativen injektorspezifischen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse mit verschiedenen Ansteuerprofilen und Injektor 1 als Referenz

Ansteuerprofil / Exemplar	Änderung relative Standardabweichung / %		
	Injektor 2	Injektor 3	Injektor 4
Original	+16,4	+3,7	+10,3
Original mit Softlanding	+49,3	+9,7	+51,2
Reduzierter Ansteuerstrom	+7,9	-0,5	-15,5
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	+20,5	+9,8	+9,2

Aufgrund der Exemplarstreuungen beim Schließverhalten ist davon auszugehen, dass eine injektorspezifische Anpassung von Separationszeit und Ansteuerdauer des Brempulses weiteres Potenzial bei der Geräuschoptimierung bietet. Aus diesem Grund wurden injektorspezifische Adaptionen der Separationszeit und Ansteuerzeit des Brempulses durchgeführt. Tabelle 6-16 zeigt die (relativen) Abweichungen der (psycho-)akustischen Parameter aufgrund dieser Maßnahme beim stromreduzierten Ansteuerprofil. Als Referenz wird das stromreduzierte Ansteuerprofil mit den Standard-Softlanding-Parametern aus Kapitel 6.3.3. verwendet. Während beim Schalldruckpegel eine vernachlässigbare Verbesserung und bei der Lautheit eine geringe Verschlechterung auftritt, weisen die Schärfe und die Impulshaltigkeit mit einer Reduzierung um weitere 2,9 % bzw. 5,5 % größeres Potenzial auf. Im Vergleich zur originalen Ansteuerung verringert sich die Schärfe mit stromreduzierter Ansteuerung und injektorspezifischer Softlanding-Applikation somit um insgesamt 9,0 % und die Impulshaltigkeit um 31,6 %.

Tabelle 6-16: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs durch die injektorspezifische Softlanding-Applikation bei stromreduzierter Ansteuerung mit der Standard-Softlanding-Applikation als Referenz.

	(Relative) Änderung
Stromreduziert mit injektorspezifischem Softlanding	
Schalldruckpegel / dB	-0,3
Lautheit / %	+2,1
Schärfe / %	-2,9
Impulshaltigkeit / %	-5,5

6.4.2 Versorgungsspannung

Bei den Injektoren ist das Verhalten während der Boost-Phase und der ersten Hold-Phase durch den aktiven 65 V-Gleichspannungswandler näherungsweise unabhängig vom Niveau der Versorgungsspannung. Die zweite Hold-Phase hingegen wird direkt mit der Versorgungsspannung betrieben und wirkt sich deshalb auf das Betriebsverhalten während dieser Phase aus. Bei der originalen Ansteuerung der Injektoren erreicht die zweite Hold-Phase aufgrund der kurzen Ansteuerdauer keinen stationären Zustand, sondern wird noch während des Freilaufs abgebrochen. Deshalb ist beim originalen Ansteuerprofil der Injektoren eine variierende Versorgungsspannung auch bezüglich des Schließverhaltens vernachlässigbar.

Bei der stromreduzierten Injektoransteuerung wird zur Einhaltung einer äquivalenten eingespritzten Kraftstoffmasse die Ansteuerdauer um 110 μs auf 730 μs verlängert. Diese Verlängerung wird ausschließlich bei der zweiten Hold-Phase durchgeführt. Weiterhin sind aufgrund der im Vergleich zum originalen Ansteuerprofil geringen Unterschiede des Ansteuerstroms der einzelnen Ansteuerphasen die Freilauf-Phasen kürzer, wodurch die zweite Hold-Phase zusätzlich verlängert wird. Deshalb wird mit stromreduzierter Ansteuerung der Schließvorgang wesentlich stärker durch die Versorgungsspannung beeinflusst, siehe Abbildung 6-23. Im Vergleich zur nominellen Spannung von 13,8 V wird bei 9 V der Injektor um ca. 70 μs früher geschlossen, da aufgrund der geringeren Magnetisierungsenergie die Magnetkraft schneller reduziert und somit der hydraulische Schließverzug verkürzt wird. Das entspricht einer Verringerung der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse um ca. 0,42 mg.

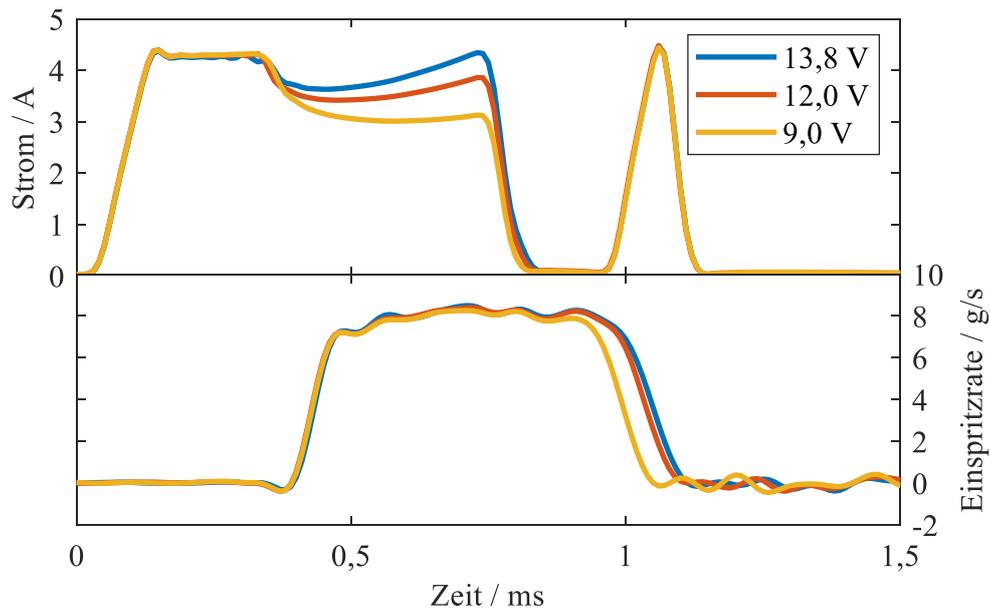


Abbildung 6-23: Einfluss der Versorgungsspannung auf den Ansteuerstrom (oben) und die Einspritzrate (unten) der Injektoren bei stromreduzierter Ansteuerung mit Softlanding

Neben der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse beeinflusst eine niedrige Versorgungsspannung außerdem die Shot-to-Shot-Streuung. Tabelle 6-17 zeigt die Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Ansteuerprofils und der Versorgungsspannung mit 13,8 V als Referenz. Während bei 12 V überwiegend Verbesserungen im Streuverhalten auftreten, nimmt die relative Standardabweichung bei 9 V mit stromreduzierter Ansteuerung deutlich zu. Diese erhöht sich im Vergleich zu einer Versorgungsspannung von 13,8 V ohne Softlanding um 81,8 % und mit Softlanding um 202,3 %. Aufgrund des geringeren Ansteuerstroms kurz vor Ansteuerende wird die magnetische Haltekraft der Ventildadel reduziert. Dabei reicht bei 9 V die Magnetkraft nicht aus, um einen reproduzierbaren Schließprozess für jeden Einspritzvorgang zu gewährleisten. Dieses Verhalten spiegelt sich in einer erhöhten Fluktuation im hydraulischen Einspritzende wider und vergrößert somit die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse. Durch die Applikation von Softlanding wird dieser Effekt aufgrund der festen Separationszeit weiter verstärkt. So erhöht sich die Standardabweichung des Einspritzendes bei 9 V um 31,9 % gegenüber der Referenzspannung von 13,8 V.

Tabelle 6-17: Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Ansteuerprofils und der Versorgungsspannung und 13,8 V als Referenz

Ansteuerprofil / Versorgungsspannung	Änderung relative Standardabweichung / %	
	12,0 V	9,0 V
Original	+6,9	+20,7
Original mit Softlanding	-24,7	-17,5
Reduzierter Ansteuerstrom	-16,2	+81,8
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	-22,7	+202,3

Weiterhin wird durch den geringeren hydraulischen Schließverzögerung der Bremspuls zu spät angesteuert. Das verringert den bremsenden Effekt auf die Ventalnadel und führt zu einer geringeren akustischen Verbesserung beim Schließprellen. Während die Veränderungen beim akustischen Verhalten bei 12 V noch vernachlässigbar sind, zeigen bei weiterer Reduzierung der Versorgungsspannung auf 9 V insbesondere der Schalldruckpegel, die Lautheit und die Schärfe größere negative Auswirkungen, siehe Tabelle 6-18.

Tabelle 6-18: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs bei stromreduzierter Ansteuerung und Softlanding in Abhängigkeit der Versorgungsspannung und 13,8 V als Referenz

	(Relative) Änderung	
	Stromreduziert mit Softlanding	
	12,0 V	9,0 V
Schalldruckpegel / dB	+0,4	+1,4
Lautheit / %	+1,0	+6,3
Schärfe / %	-1,0	+3,0
Impulshaltigkeit / %	-4,2	+1,8

Bei der Hochdruckpumpe wirkt sich das stromreduzierte Ansteuerprofil in Verbindung mit einer niedrigen Versorgungsspannung nicht negativ auf die Primärfunktionen aus. Zwar erhöht sich aufgrund der direkten Ansteuerung mit sinkender Versorgungsspannung die Verzögerungszeit von Ansteuerbeginn bis zum Schließzeitpunkt des Mengensteuerventils, dieses Verhalten kann aber mithilfe einer Anpassung des elektrischen Ansteuerbeginns kompensiert werden. Dadurch wird der geforderte Raildruck zuverlässig erreicht, ohne die Raildruck-Schwankungen nachteilig zu beeinflussen.

Dafür zeigt eine deutlich reduzierte Versorgungsspannung einen negativen Einfluss auf das akustische Verhalten der Hochdruckpumpe, siehe Tabelle 6-19. Analog zum Injektorgeräusch

sind die Veränderungen bei 12 V gering. Wird die Versorgungsspannung weiter auf 9 V reduziert, werden die berechneten (psycho-)akustischen Parameter mit Ausnahme des Schalldruckpegels und der Lautheit deutlich erhöht. Besonders auffällig ist dabei die Impulshaltigkeit mit einer Zunahme von 22,5 % gegenüber der stromreduzierten Ansteuerung mit 13,8 V Versorgungsspannung.

Tabelle 6-19: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Hochdruckpumpengeräuschs bei stromreduzierter Ansteuerung in Abhängigkeit der Versorgungsspannung und 13,8 V als Referenz

	(Relative) Änderung	
	Stromreduziert	
	12,0 V	9,0 V
Schalldruckpegel / dB	-0,4	+1,1
Lautheit / %	-2,1	+1,9
Schärfe / %	-0,2	+4,4
Impulshaltigkeit / %	+3,9	+22,5

Die signifikante Erhöhung der Impulshaltigkeit liegt an der starken Veränderung des Ansteuerstromverlaufs aufgrund der niedrigen Versorgungsspannung. Bei Ansteuerbeginn bricht aufgrund des schnellen Stromanstiegs die Spannung am Mengensteuerventil grundsätzlich leicht ein. Jedoch ist dieser Spannungsabfall bei einer Versorgungsspannung von 9 V so hoch, dass der Stromanstieg stark abflacht und unmittelbar vor dem Erreichen des geforderten Peak-Sollwerts wieder abfällt, siehe Abbildung 6-24. Erst die magnetkraftinduzierte Bewegung des Ankers aus seiner Ruhelage und die damit einhergehende Spaltreduzierung zum Eisenkern führt zu einem erneuten Anstieg des Ansteuerstroms bis der Sollwert erreicht wird. Hierzu muss erwähnt werden, dass bei den verwendeten Ansteuerprofilen die Boost-Phase erst beendet wird und die nachfolgende erste Hold-Phase beginnt, wenn die vorgegebene Stromschwelle erreicht wird. Die nachfolgenden beiden Hold-Phasen hingegen werden zeitgeregelt beendet. Dieser starke Stromabfall führt dazu, dass die Boost-Phase bei einer Versorgungsspannung von 9 V deutlich länger dauert und deshalb die zugeführte elektrische Energie während der Ansteuerung höher ist als bei 12 V und 13,8 V. Das führt zu einer vergleichsweise starken Körperschall-Anregung beim Schließen des Mengensteuerventils (Abbildung 6-24 unten) und damit zu einer höheren Impulshaltigkeit im Luftschallsignal.

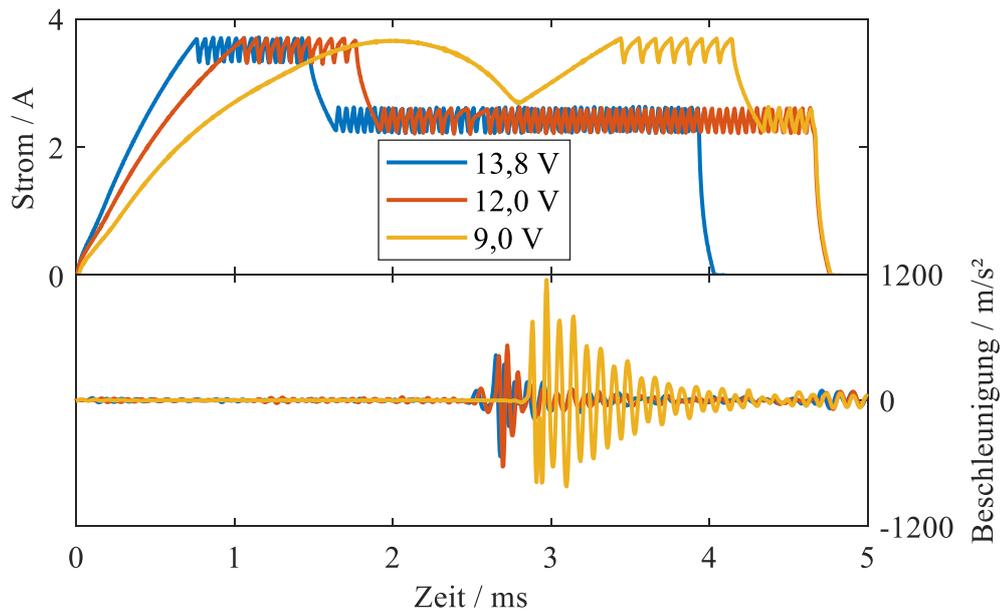


Abbildung 6-24: Einfluss der Versorgungsspannung auf den Ansteuerstrom (oben) und Körperschall (unten) des Mengensteuerventils bei stromreduzierter Ansteuerung

6.4.3 Raildruck

Beim Betrieb des Verbrennungsmotors erfolgt die Auswahl des Ansteuerprofils der Injektoren in Abhängigkeit des Raildrucks. Im Gegensatz zum Mengensteuerventil beeinflusst der Raildruck die der Magnetkraft entgegenwirkende effektive Fluidkraft beim Öffnungsvorgang der Injektoren. Zur Kompensation der damit einhergehenden variierenden Öffnungsdynamik und um die Injektoren nach dem Öffnungsvorgang zuverlässig offen zu halten, wird mit zunehmendem Raildruck der Ansteuerstrom erhöht. Dazu werden mehrere Ansteuerprofile im Motorsteuergerät hinterlegt und in Abhängigkeit des Raildrucks appliziert.

Bei der NVH-Optimierung der Ansteuerprofile wurde das Stromniveau besonders während der Boost-Phase stark reduziert. Aus diesem Grund wird das Öffnungsverhalten der Injektoren für verschiedene Raildrücke überprüft. Weiterhin beeinflusst der Raildruck auch den Schließvorgang der Injektoren und kann somit die Wirksamkeit der Softlanding-Applikation verändern. In diesem Zusammenhang wird der zu untersuchende Raildruck-Bereich auf 50 bar definiert. Das Einspritzsystem wird also neben dem ursprünglichen Raildruck von 155 bar auch bei 130 bar und 180 bar untersucht. Die Ansteuerdauer der Injektoren wird dabei in Abhängigkeit des Raildrucks nicht verändert.

In Abbildung 6-25 sind die Verläufe der Einspritzraten mit originaler sowie stromreduzierter Ansteuerung und Softlanding in Abhängigkeit des Raildrucks dargestellt. Beim Öffnungsvorgang treten bei stromreduzierter Ansteuerung vernachlässigbare Veränderungen im Einspritzratenverlauf auf, da sich hierbei zwei gegenläufige Effekte annähernd kompensieren. So steigt mit höherem Raildruck der Düsendurchfluss, deutlich erkennbar am stationären Durchfluss

nachdem der Injektor komplett geöffnet ist, allerdings nimmt dabei aufgrund der höheren effektiven Fluidkraft auch der hydraulische Öffnungsverzug zu. Bei stromreduzierter Ansteuerung gleichen sich diese beiden Effekte nahezu aus. Werden die Injektoren mit der originalen Ansteuerung betrieben, wird durch das hohe Stromniveau während der Boost-Phase die zunehmende effektive Fluidkraft überkompensiert und der Einspritzratenverlauf wird mit steigendem Raildruck steiler. Beim Schließen zeigen die Einspritzraten sowohl mit originaler als auch mit NVH-optimierter Ansteuerung bei einem Raildruck von 130 bar die geringsten Gradienten und den spätesten hydraulischen Schließzeitpunkt. Das wird durch die geringere effektive Fluidkraft begründet, welche die Rückstellfeder beim Schließvorgang unterstützt.

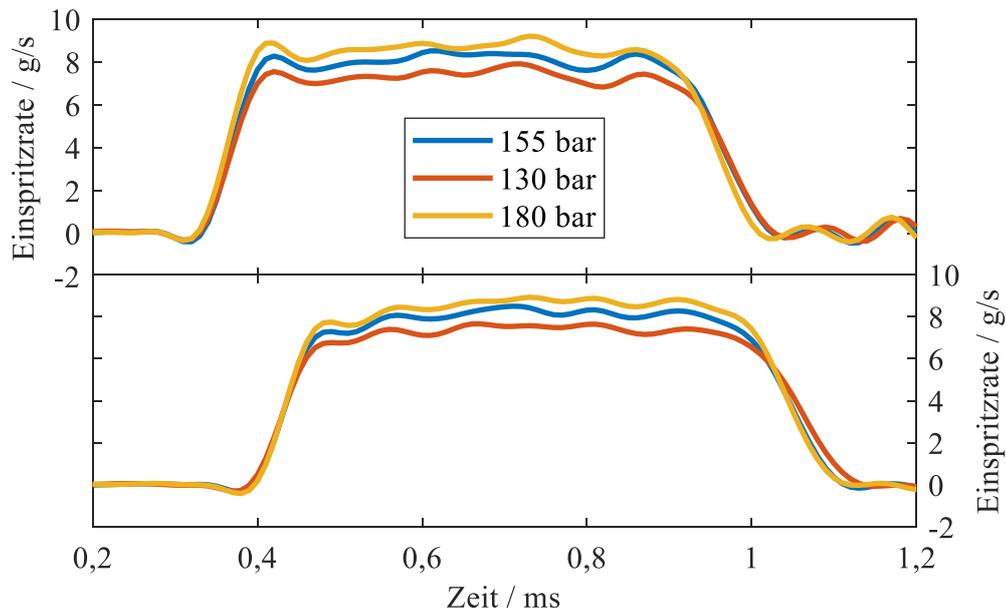


Abbildung 6-25: Einspritzraten mit originaler (oben) und stromreduzierter Ansteuerung und Softlanding (unten) in Abhängigkeit des Raildrucks

Bei der Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Raildrucks, dargestellt in Tabelle 6-20, sind insbesondere bei 180 bar und der Ansteuerung in Verbindung mit Softlanding geringe Verbesserungen gegenüber der Referenz von 155 bar feststellbar. Dabei wirkt sich der höhere Raildruck und die damit einhergehende höhere effektive Schließkraft der Ventilnadel positiv auf den Streuungseinfluss der Softlanding-Applikation aus. Bei dem geringeren Raildruck in Höhe von 130 bar ist mit Ausnahme der stromreduzierten Ansteuerung mit Softlanding ein gegenläufiger Effekt erkennbar. Allerdings muss bei der Auswertung berücksichtigt werden, dass bei konstanter Ansteuerdauer und steigendem Raildruck die eingespritzte Kraftstoffmasse zunimmt (130 bar: 4,4 mg; 155 bar: 4,8 mg; 180 bar: 5,1 mg) und dadurch die relative Standardabweichung bereits bei gleichbleibender Standardabweichung reduziert wird. So nimmt die Standardabweichung am Beispiel der stromreduzierten Ansteuerung mit Softlanding und einem Raildruck von 180 bar gegenüber 155 bar um 22,1 % ab und ist damit geringfügig niedriger als die Reduzierung der relativen Standardabweichung um 25,3 %.

Tabelle 6-20: Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Ansteuerprofils und des Raildrucks und 155 bar als Referenz

Ansteuerprofil / Raildruck	Änderung rel. Standardabweichung / %	
	130 bar	180 bar
Original	+9,4	-4,3
Original mit Softlanding	+24,9	-15,5
Reduzierter Ansteuerstrom	+7,3	-1,1
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	-16,6	-25,3

Die (psycho-)akustischen Auswirkungen der Raildruck-Variation sind bei stromreduzierter Ansteuerung mit Softlanding nicht signifikant, siehe Tabelle 6-21. Lediglich die Impulshaltigkeit weist bei einem Raildruck von 130 bar mit einer Reduzierung von 11,4 % gegenüber der Referenz von 155 bar eine deutliche Veränderung auf. Das hängt mit der bereits beschriebenen geringeren effektiven Fluidkraft zusammen, die zu einem reduzierten Prellen der Ventilnadel beim Schließen des Injektors führt.

Tabelle 6-21: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs bei stromreduzierter Ansteuerung und Softlanding in Abhängigkeit des Raildrucks und 155 bar als Referenz

	(Relative) Änderung	
	Stromreduziert mit Softlanding	
	130 bar	180 bar
Schalldruckpegel / dB	+0,6	+0,8
Lautheit / %	+2,7	+4,7
Schärfe / %	-0,8	+0,7
Impulshaltigkeit / %	-11,4	-3,3

Bei der Hochdruckpumpe sind aufgrund der vom Raildruck unabhängigen Ansteuerung weder bei den Primärfunktionen, noch beim akustischen Verhalten ausgeprägte Veränderungen mit der stromreduzierten Ansteuerung feststellbar. Zwar reduziert sich bei 130 bar die Impulshaltigkeit um 10,8 % im Vergleich zu 155 bar, dieser Effekt tritt allerdings auch bei originaler Ansteuerung auf und wird in Kapitel 6.2.1 näher beschrieben.

6.4.4 Ansteuerdauer

Die in Abhängigkeit der Motordrehmomentanforderung variierende Ansteuerdauer der Injektoren wird in Kombination mit den NVH-optimierten Ansteuerprofilen untersucht. Dazu wird

die Ansteuerdauer, ausgehend von 620 μs bei originaler Ansteuerung, in Schritten von 200 μs zwischen 420 μs und 1020 μs variiert. Um für jede untersuchte Ansteuerdauer eine äquivalente eingespritzte Kraftstoffmasse innerhalb der untersuchten Ansteuerprofile zu gewährleisten, wird die Ansteuerdauer der NVH-optimierten Ansteuerprofile mit Bezug auf die eingespritzte Kraftstoffmasse der originalen Ansteuerung angepasst. Als Sollwerte der eingespritzten Kraftstoffmasse ergeben sich dabei 2,8 mg, 4,8 mg, 6,2 mg und 7,8 mg.

Die mit der Variation der Ansteuerdauer einhergehende Veränderung der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse beeinflusst, analog zu Kapitel 6.4.3, die relative Standardabweichung. Aus diesem Grund reduziert sich die relative Standardabweichung tendenziell mit Verlängerung der Ansteuerdauer, siehe Tabelle 6-22. Als auffällig erweist sich dennoch die ausgeprägte Erhöhung der relativen Standardabweichung bei stromreduzierter Ansteuerung und einer Ansteuerdauer von 420 μs . Diese nimmt in Kombination mit Softlanding um 167,2 % und ohne Softlanding um 121,5 % gegenüber der Referenz von 620 μs zu.

Tabelle 6-22: Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Ansteuerprofils und der Ansteuerdauer und 620 μs als Referenz

Ansteuerprofil / Ansteuerdauer	Änderung rel. Standardabweichung / %		
	420 μs	820 μs	1020 μs
Original	+41,2	-5,0	-6,3
Original mit Softlanding	-22,3	-46,9	-54,6
Reduzierter Ansteuerstrom	+121,5	-0,2	-21,2
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	+167,2	-1,9	-31,5

Die Ursache dafür liegt an dem flachen Stromanstieg während der zweiten Hold-Phase. Abbildung 6-26 zeigt den Verlauf des Ansteuerstroms und der Einspritzrate bei stromreduzierter Ansteuerung in Abhängigkeit der Ansteuerdauer. Bei einer auf die originale Ansteuerung bezogenen Ansteuerdauer von 420 μs (entspricht bei stromreduzierter Ansteuerung 520 μs) wird der Sollwert des Ansteuerstroms während der zweiten Hold-Phase aufgrund der kurzen Ansteuerdauer nicht erreicht. In diesem Zusammenhang wird auch die maximale Einspritzrate der Messungen mit längerer Ansteuerdauer nicht erreicht. Das deutet darauf hin, dass die Ventilnadel nicht vollständig geöffnet wird und kurz vor Erreichen des Ankers wieder geschlossen wird. Dieser ballistische Teilhub-Betrieb erhöht, wie bereits erläutert, die Shot-to-Shot-Streuung. Erst mit weiterer Verlängerung der Ansteuerdauer arbeiten die Injektoren auch bei stromreduzierter Ansteuerung im Vollhub-Betrieb und die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse wird entsprechend reduziert.

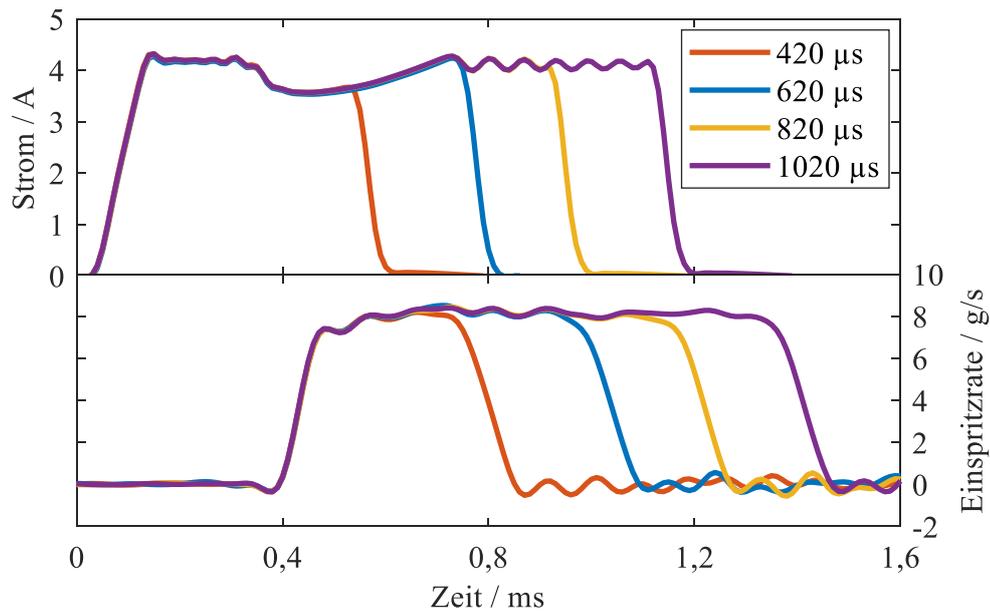


Abbildung 6-26: Einfluss der Ansteuerdauer auf den Ansteuerstrom (oben) und die Einspritzrate (unten) der Injektoren bei stromreduzierter Ansteuerung ohne Softlanding

Weiterhin verkürzt sich bei einer Ansteuerdauer von 420 μs der hydraulische Schließverzug um etwa 20 % im Vergleich zu den längeren Ansteuerdauern ($\geq 620 \mu\text{s}$). Dieser Effekt ist ebenfalls auf den ballistischen Teilhub-Betrieb zurückzuführen. Dabei wird das remanente Klebenbleiben des Ankers am Eisenkern, wie es in [Ros2011] ausführlicher beschrieben wird, nach Ansteuerende verhindert und die Rückstellung der Ventilsnadel wird schneller ausgeführt. Als Konsequenz wird ohne weitere Anpassung der bekannten Softlanding-Parameter der Bremspuls bei stromreduzierter Ansteuerung zu spät angesteuert und die Schließgeschwindigkeit der Ventilsnadel wird nicht optimal reduziert. Deshalb wird das Injektorgeräusch im Vergleich zur Referenz-Ansteuerdauer von 620 μs erhöht, siehe Tabelle 6-23. Dabei zeigen der Schalldruckpegel, die Lautheit und die Schärfe eine ausgeprägte Verschlechterung.

Tabelle 6-23: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs bei stromreduzierter Ansteuerung und Softlanding in Abhängigkeit der Ansteuerdauer und 620 μs als Referenz

	(Relative) Änderung		
	Stromreduziert mit Softlanding		
	420 μs	820 μs	1020 μs
Schalldruckpegel / dB	+1,4	+0,7	+0,5
Lautheit / %	+7,8	+7,0	+5,7
Schärfe / %	+2,8	+0,1	-0,4
Impulshaltigkeit / %	+6,6	-4,5	-4,5

In Abbildung 6-27 ist der Ansteuerstrom sowie die Einspritzrate bei stromreduzierter Ansteuerung und einer Ansteuerdauer von $420 \mu\text{s}$ mit und ohne Softlanding dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die Ventilmadel bereits vollständig geschlossen ist, bevor der Bremspuls seinen maximalen Strom erreicht. Daraus ergeben sich die geringen Unterschiede im Einspritzratenverlauf während des Schließvorgangs zwischen der stromreduzierten Ansteuerung mit und ohne Softlanding und führen als Resultat zu einer Verschlechterung des Geräuschs.

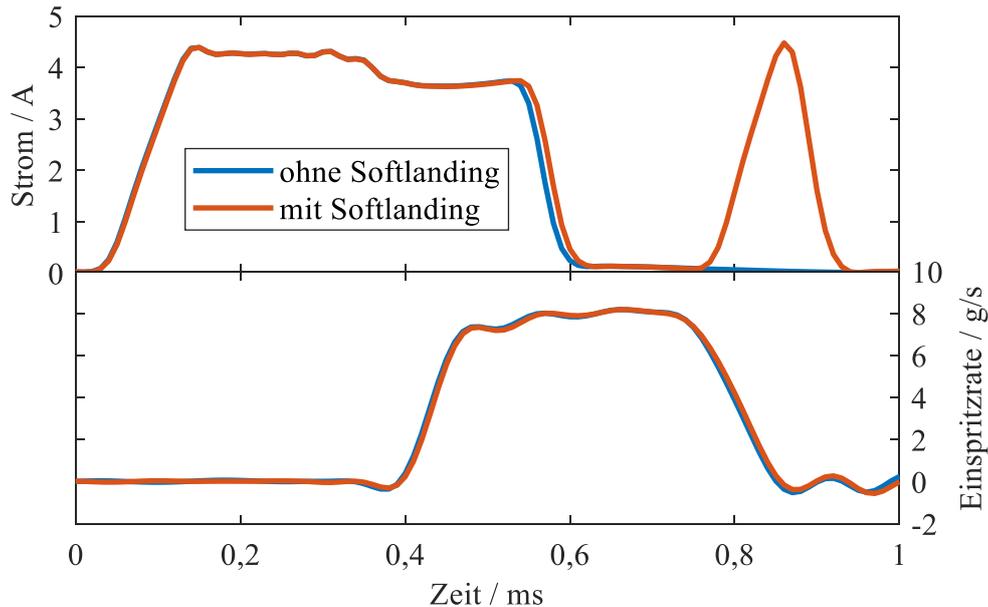


Abbildung 6-27: Einfluss der Softlanding-Applikation auf den Ansteuerstrom (oben) und die Einspritzrate (unten) der Injektoren bei stromreduzierter Ansteuerung und einer Ansteuerdauer von $420 \mu\text{s}$

6.5 Evaluierung der Übertragbarkeit der NVH-Optimierungsmaßnahmen

6.5.1 Vergleich verschiedener Versuchsträger

Bis jetzt wurden die NVH-Optimierungsmaßnahmen an Versuchsträger A mit einem serienmäßigen Einspritzsystem angewendet. Zur Evaluierung inwiefern die Auswirkungen der NVH-Optimierungsmaßnahmen modellspezifisch sind, werden die Ansteuerstromreduzierung und die Softlanding-Applikation zusätzlich an den Injektoren von Versuchsträger B durchgeführt und mit Versuchsträger A verglichen. Das Vorgehen wird dabei analog zu Versuchsträger A durchgeführt, siehe Kapitel 4.1.4. Zwischen den Versuchsträgern unterscheiden sich auch alle Komponenten des Einspritzsystems.

Bei der Reduzierung des Ansteuerstroms (Abbildung 6-28) stellt sich heraus, dass bereits bei einer Reduzierung des Peak-Stroms um $4,5 \text{ A}$ und $1,0 \text{ A}$ des Stroms der ersten Hold-Phase der Injektor nicht mehr vollständig öffnet. Bei Versuchsträger A beginnt der ballistische Teilhub-Betrieb dagegen erst bei einer wesentlich größeren Reduzierung des Ansteuerstroms um $8,5 \text{ A}$

bei der Boost-Phase, 3,2 A bei der ersten Hold-Phase und 0,4 A bei der zweiten Hold-Phase. Wird am Versuchsträger B die Reduzierung der ersten Hold-Phase auf 0,5 A beschränkt, arbeiten die Injektoren noch im Vollhub-Betrieb, wenn gleich die maximale Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung mit originaler Ansteuerung nicht erreicht wird. Dieses kurzzeitige Überschwingen der Einspritzrate wird durch den entkoppelten Aufbau des Ventalnadel-Anker-Pakets hervorgerufen. Während des hydraulischen Öffnungsvorgangs prellt der Anker gegen den Eisenkern. Durch die hohe kinetische Energie und den entkoppelten Aufbau bewegt sich die Ventalnadel weiter, bevor sie durch die Kraft der Rückstellfeder wieder in Richtung Anker bewegt wird und sich ein stationärer Durchfluss einstellt. Aufgrund der geringeren Öffnungsdynamik bei stromreduzierter Ansteuerung ist das Überschwingen der Ventalnadel näherungsweise nicht vorhanden.

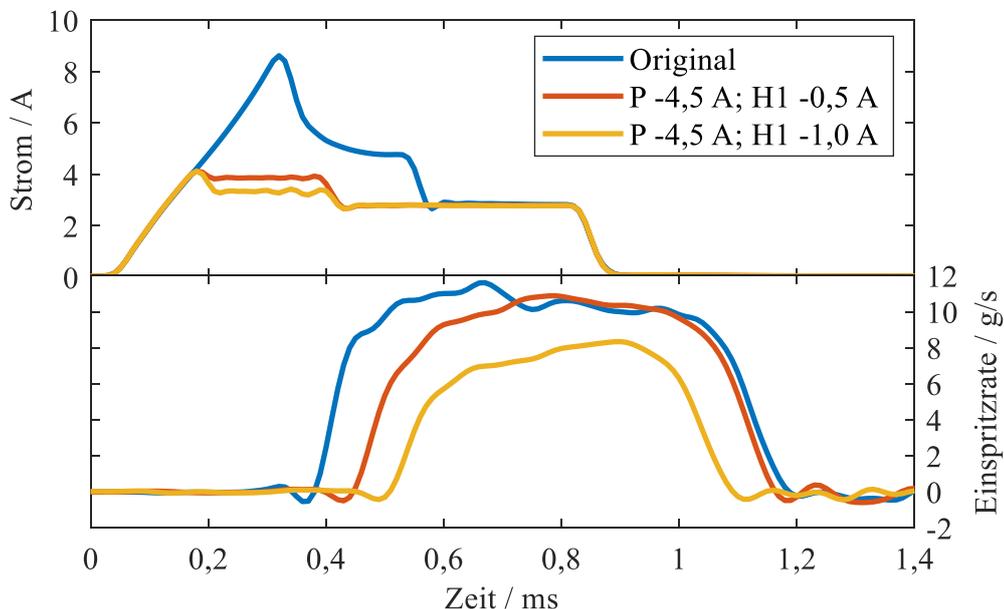


Abbildung 6-28: Reduzierung des Ansteuerstroms (oben) und damit einhergehende Einflüsse auf die Einspritzrate (unten) an Versuchsträger B

Die Erhöhung des hydraulischen Öffnungsverzugs mit maximaler Stromreduzierung unter der Voraussetzung des Vollhub-Betriebs liegt bezogen auf die originale Ansteuerung an Versuchsträger B bei 18,4% und unterscheidet sich somit nur unwesentlich von Versuchsträger A mit 21,2 %. Dagegen weist der hydraulische Schließverzug nur geringe Veränderungen im Vergleich zur originalen Ansteuerung auf. Dieser reduziert sich lediglich um 5,3 %, während bei Versuchsträger A eine Verringerung um 13,5 % auftritt. In diesem Zusammenhang ist auch der Einfluss auf die eingespritzte Kraftstoffmasse mit einer Reduzierung um 15,0 % geringer (Versuchsträger A: -21,6 %). Die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse erhöht sich dabei um 33,8 % bzw. 450,6 %, siehe Tabelle 6-24, und ist damit deutlich niedriger als bei Versuchsträger A mit einer Erhöhung um 166,1 % bzw. 786,3 %. Aufgrund der Voraus-

setzung des Vollhub-Betriebs wird für den weiteren Verlauf der Diskussion das NVH-optimierte Ansteuerprofil mit einer Reduzierung des Peak-Stroms um 4,5 A und des Stroms der ersten Hold-Phase um 0,5 A verwendet.

Tabelle 6-24: Mittelwerte und Änderung der relativen Standardabweichungen der eingespritzten Kraftstoffmassen über 100 Einspritzungen in Abhängigkeit des Ansteuerstroms an Versuchsträger B

Ansteuerprofil	Mittelwert / mg	Änderung rel. Standardabweichung / %
Original	6,98	Referenz
P -4,5 A; H1 -0,5 A	5,93	+33,8
P -4,5 A; H1 -1,0 A	3,53	+450,6

Bezüglich des Einflusses der stromreduzierten Ansteuerung auf die (psycho-)akustischen Parameter ist ersichtlich, dass die Schärfe und die Impulshaltigkeit eine deutliche Verbesserung gegenüber der originalen Ansteuerung aufweisen (Tabelle 6-25). Weiterhin deutet der neutrale Effekt der Stromreduzierung auf den Schalldruckpegel und zugleich die Verringerung der Schärfe darauf hin, dass eine Verschiebung in der spektralen Verteilung des Injektorgeräuschs hin zu niedrigeren Frequenzen stattfindet.

Tabelle 6-25: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Geräuschs der Injektoren an Versuchsträger B durch die Reduzierung des Ansteuerstroms mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	P -4,5 A; H1 -0,5 A
Schalldruckpegel / dB	-0,1
Lautheit / %	-1,5
Schärfe / %	-5,9
Impulshaltigkeit / %	-20,5

Ein Vergleich der Terzspektren des Injektorgeräuschs mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung in Abbildung 6-29 bestätigt diese Annahme. Der reduzierte Ansteuerstrom beeinflusst das Geräusch ab einer Terzmittenfrequenz von 1,6 kHz. Dabei wirkt sich die Optimierungsmaßnahme mit Ausnahme der Terzmittenfrequenzen 2,5 kHz und 3,15 kHz überwiegend positiv aus. Die Schalldruckpegelzunahmen dieser beiden Terzen verursachen trotz der breitbandigen Reduktion der restlichen Terzpegel ab 1,6 kHz einen neutralen Einfluss auf den Gesamtschalldruckpegel.

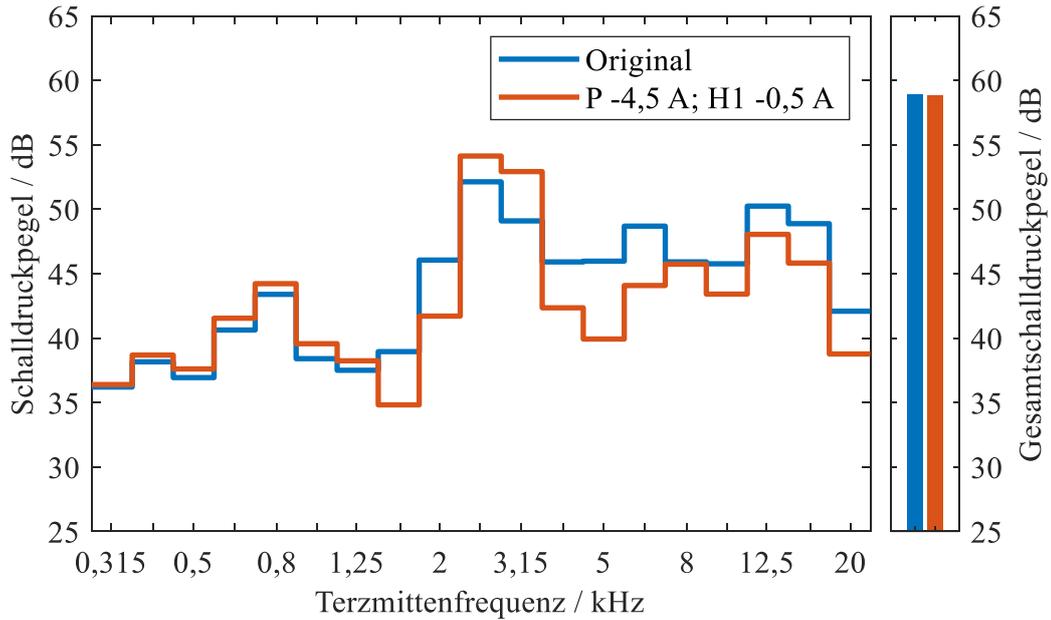


Abbildung 6-29: Terzspektrale des Injektorgeräuschs von Versuchsträger B mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung

Zur Analyse der Schalldruckpegelzunahme bei den Terzmittenfrequenzen 2,5 kHz und 3,15 kHz werden vergleichende Wavelet-Transformationen berechnet, siehe Abbildung 6-30. Aufgrund der Reduzierung des Ansteuerstroms können die hochfrequenten Schallemissionen, die durch das Öffnungsprellen verursacht werden, deutlich verringert werden. Dem gegenüber steht die zeitlich ausgedehnte Erhöhung der Schalldruckpegel zwischen 2 kHz und 3 kHz ab ca. 4 ms. Zu diesem Zeitpunkt ist der Injektor bereits geschlossen, weshalb davon auszugehen ist, dass die Ursache während des Schließvorgangs auftritt.

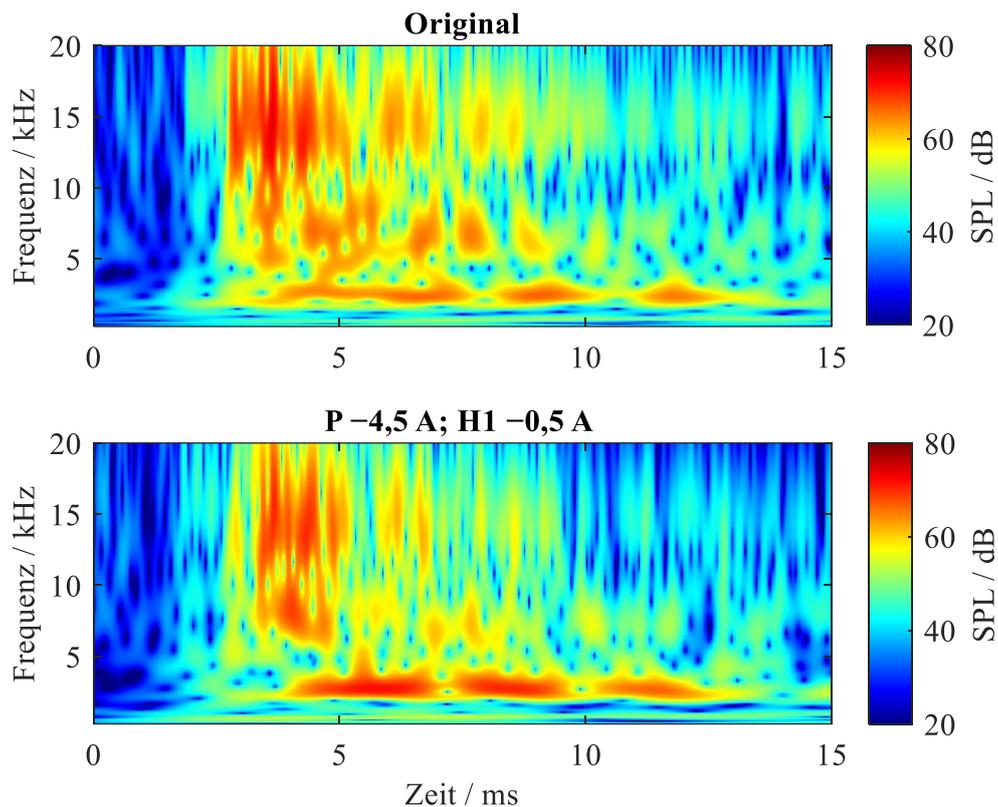


Abbildung 6-30: Wavelet-Analysen des Injektorgeräuschs von Versuchsträger B mit originaler (oben) und stromreduzierter Ansteuerung (unten)

Zur Analyse dieses Effekts wird der Einspritzratenverlauf während des Schließens detaillierter betrachtet, siehe Abbildung 6-31. Zu Beginn des Schließvorgangs, bei etwa 0,95 ms, ist die Einspritzrate mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung näherungsweise gleich. Im weiteren Verlauf wird die Einspritzrate bei stromreduzierter Ansteuerung schneller verringert, was auf eine höhere Geschwindigkeit der Ventalnadel hindeutet. Die höhere Schwankung der Einspritzrate, nachdem die Ventalnadel in ihren Dichtsitz zurückgefallen ist, indiziert außerdem eine Zunahme beim mechanischen Prellen. Zwar zeigt Versuchsträger B im Vergleich zu Versuchsträger A bei Reduzierung des Ansteuerstroms einen geringeren Einfluss beim hydraulischen Schließverzögerung, allerdings erhöht sich bei Versuchsträger B durch diese Optimierungsmaßnahme das Schließprellen. Dieser Effekt kann bei Versuchsträger A nicht beobachtet werden. Somit ist die Applikation von Softlanding bei Versuchsträger B bereits dazu notwendig, um die negativen Begleiterscheinungen der stromreduzierten Ansteuerung auszugleichen.

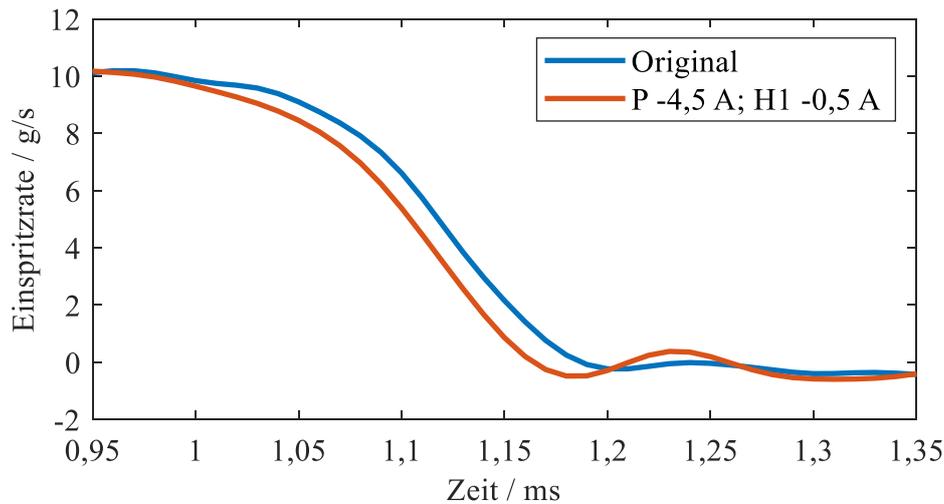


Abbildung 6-31: Einspritzratenverläufe während des Schließvorgangs mit originaler und stromreduzierter Ansteuerung bei Versuchsträger B

Bei der isolierten Applikation von Softlanding ohne Reduzierung des Ansteuerstroms wird der niedrigste Schalldruckpegel bei einer Separationszeit von 190 μ s und einer Ansteuerzeit des Brempspulses von 120 μ s erreicht. Somit befinden sich die Parameter in einem Bereich, wie sie auch bei Versuchsträger A appliziert wurden (210 μ s bzw. 110 μ s). Im Vergleich zur originalen Ansteuerung erhöht sich dabei die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse um 90,3 % und zeigt damit einen geringeren Einfluss als bei Versuchsträger A mit 122,1 %.

Die Änderung der (psycho-)akustischen Parameter aufgrund der Softlanding-Applikation, dargestellt in Tabelle 6-26, liegt ebenfalls auf dem Niveau von Versuchsträger A. Im Einzelnen unterscheiden sich die Änderungen der Parameter zwischen den Versuchsträgern um 0,3 dB beim Schalldruckpegel, 0,2 % bei der Lautheit, 0,5 % bei der Schärfe und 1,6 % bei der Impulshaltigkeit. Aufgrund dieser geringen Differenzen scheint das NVH-Optimierungspotenzial durch die isolierte Applikation von Softlanding relativ unabhängig von den untersuchten Versuchsträgern zu sein.

Tabelle 6-26: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs von Versuchsträger B durch die Applikation von Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	Original mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-0,9
Lautheit / %	-1,9
Schärfe / %	-2,5
Impulshaltigkeit / %	-18,2

Werden die akustischen Optimierungsmaßnahmen in Kombination angewendet, wird der geringste Schalldruckpegel mit einer Separationszeit von 150 μs und einer Ansteuerzeit des Bremspulses von 170 μs erreicht. Im Vergleich zur originalen Ansteuerung mit Softlanding wird die Separationszeit somit um 40 μs verkürzt und die Ansteuerzeit des Bremspulses um 50 μs verlängert. Zum Vergleich wird bei Versuchsträger A die Separationszeit um 20 μs verkürzt und die Ansteuerzeit des Bremspulses um 40 μs verlängert. In Tabelle 6-27 sind die Auswirkungen auf die (psycho-)akustischen Parameter dargestellt. Dabei zeigt sich gegenüber Versuchsträger A ein deutlich höheres Optimierungspotenzial. Insbesondere der Schalldruckpegel und die Schärfe reduzieren sich gegenüber den Maßnahmen an Versuchsträger A um etwa Faktor 2.

Tabelle 6-27: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs von Versuchsträger B durch die stromreduzierte Ansteuerung und Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	Stromreduziert mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-4,2
Lautheit / %	-17,2
Schärfe / %	-11,7
Impulshaltigkeit / %	-29,8

Dem gegenüber steht eine ausgeprägte Verschlechterung bei der Shot-to-Shot-Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse. Im Vergleich zur originalen Ansteuerung nimmt die relative Standardabweichung bei der kombinierten NVH-Optimierung um 223,2 % zu. Bei Versuchsträger A ist der Einfluss auf die relative Standardabweichung mit einer Erhöhung um 50,4 % wesentlich geringer.

6.5.2 Vergleich verschiedener Injektormodelle

An Versuchsträger B wird neben dem Serien-Injektormodell (Injektormodell 1) ein weiteres Injektormodell (Injektormodell 2) eines anderen Herstellers untersucht. Die restlichen Komponenten des Einspritzsystems werden dabei nicht verändert. Unterschiedliche Einflüsse der NVH-Optimierungsmaßnahmen auf das akustische Verhalten und auf die Primärfunktionen können somit direkt auf das Injektormodell zurückgeführt werden. Die Motordrehzahl und der Raildruck aus Tabelle 5-1 werden dabei unverändert übernommen. Die elektrische Ansteuerdauer wird so angepasst, dass die mittlere eingespritzte Kraftstoffmasse von Injektormodell 2 der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse von Injektormodell 1 entspricht. Weiterhin werden die Parameter (Stromniveau, Hysterese, Regelungsmodus, etc.) der einzelnen Phasen des Ansteuerprofils nach den Angaben des Herstellers konfiguriert.

In Abbildung 6-32 sind die Ansteuerstrom- und Einspritzratenverläufe der beiden untersuchten Injektormodelle von Versuchsträger B dargestellt. Während der Boost-Phase und der ersten Hold-Phase ist der Verlauf des Ansteuerstroms näherungsweise gleich. Lediglich während des Freilaufs zwischen Boost- und erster Hold-Phase ist ein geringer Unterschied im Stromabfall feststellbar. Das liegt an den unterschiedlichen Spannungsniveaus der Injektormodelle in der Freilauf-Phase. Bei Injektormodell 1 wird der Freilauf mit der Versorgungsspannung durchgeführt, während bei Injektormodell 2 die Spannung gegen Masse geschaltet wird. Durch die damit einhergehende größere Spannungsdifferenz bei Injektormodell 2 wird der Strom etwas schneller abgebaut.

Deutlich größere Differenzen zeigen sich im Einspritzratenverlauf. Im Vergleich zu Injektormodell 1 ist bei Injektormodell 2 der hydraulische Öffnungsverzug kürzer. Der nachfolgende flachere Kurvenverlauf indiziert dagegen eine geringe Öffnungsgeschwindigkeit der Ventilschleppnadel. Weiterhin ist der statische Durchfluss bei Injektormodell 2 höher und verkürzt somit die Ansteuerzeit zum Erreichen einer äquivalenten eingespritzten Kraftstoffmasse um 280 μs . Das lokale Maximum der Einspritzrate bei ca. 0,6 ms indiziert, analog zu Injektormodell 1, eine Entkopplung der Ventilschleppnadel vom Anker. Die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse ist bei Injektormodell 2 um 8,8 % geringer und befindet sich damit auf einem vergleichbaren Niveau.

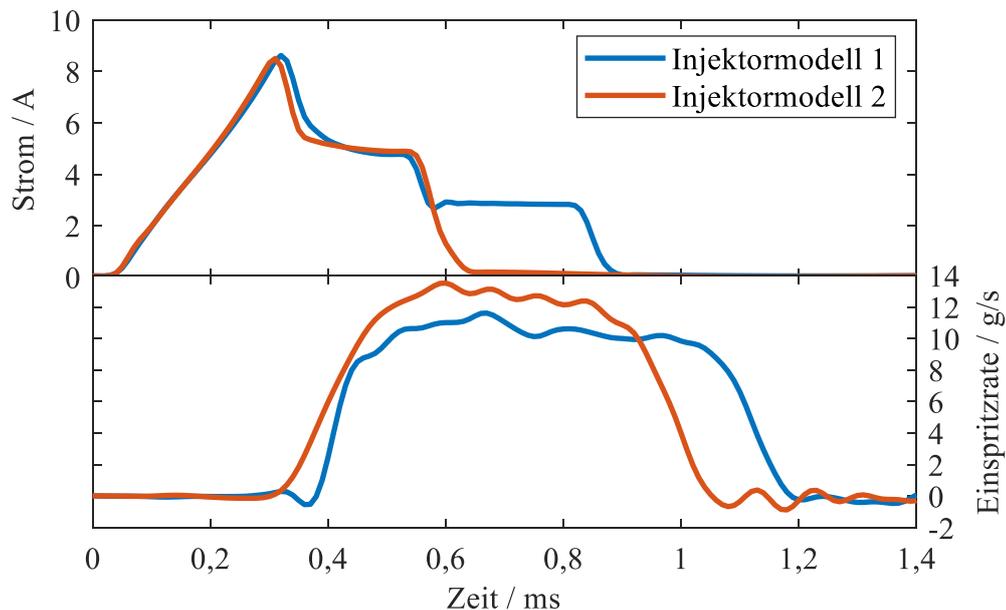


Abbildung 6-32: Ansteuerstrom- (oben) und Einspritzratenverläufe (unten) der beiden untersuchten Injektormodelle an Versuchsträger B mit äquivalenter eingespritzter Kraftstoffmasse

Bei den (psycho-)akustischen Parametern ist der Schalldruckpegel und die Lautheit bei Injektormodell 2 um 2,2 dB bzw. 14,8 % niedriger als bei Injektormodell 1, siehe Tabelle 6-28. Der geringere Schalldruckpegel wird durch die niedrigeren Terzpegel zwischen den Terzmittenfrequenzen 1,6 kHz und 8 kHz verursacht, die bis zu 11,2 dB unter dem Niveau von Injektormo-

dell 1 liegen. Von 10 kHz bis 20 kHz nähern sich die Terzpegel der beiden untersuchten Injektormodelle wieder an. Aus diesem Grund nimmt die Schärfe bei Injektormodell 2 vergleichsweise zu. Die Erhöhung der Impulshaltigkeit wird vorrangig aufgrund der kürzeren elektrischen Ansteuerdauer und der damit verbundenen geringeren Impulsbreite des Injektorgeräuschs verursacht.

Tabelle 6-28: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des separierten Injektorgeräuschs mit Injektormodell 2 und Injektormodell 1 als Referenz (jeweils originale Ansteuerung)

	(Relative) Änderung
	Original
Schalldruckpegel / dB	-2,2
Lautheit / %	-14,8
Schärfe / %	+3,0
Impulshaltigkeit / %	+8,1

Bei der akustischen Optimierung des Injektorgeräuschs durch die Reduzierung des Ansteuerstroms sind signifikante Unterschiede im Einspritzverhalten zwischen den Injektormodellen feststellbar. Während bei Injektormodell 1 mit Verringerung des Ansteuerstroms der hydraulische Öffnungsverzug stetig zunimmt, siehe Abbildung 6-28, bleibt dieser bei Injektormodell 2 konstant (Abbildung 6-33). Allerdings indiziert der mit sinkendem Ansteuerstrom flachere Verlauf der Einspritzrate eine Reduzierung der Öffnungsgeschwindigkeit der Ventalnadel. Weiterhin kann bereits mit einer Verringerung des Peak-Stroms um 2,5 A der Vollhub-Betrieb nicht mehr gewährleistet werden. Der ballistische Teilhub-Betrieb wird bei Injektormodell 1 erst mit einer Stromreduzierung von 4,5 A bei der Boost-Phase und 1,0 A bei der ersten Hold-Phase erreicht. Es muss allerdings berücksichtigt werden, dass mit der Stromreduzierung der Boost-Phase auch das Stromniveau der ersten Hold-Phase, trotz unveränderter Parametrierung, um ca. 1,0 A reduziert wird. Effektiv findet also eine Ansteuerstromreduzierung während der Boost-Phase und der ersten Hold-Phase statt. Beim Schließverhalten sind zwischen den Injektormodellen keine relevanten Unterschiede feststellbar.

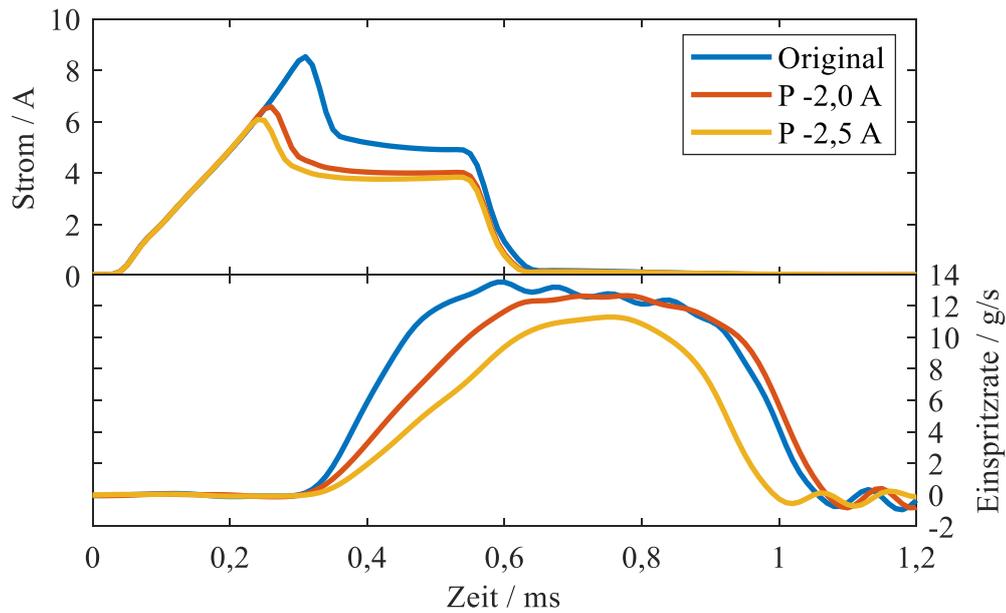


Abbildung 6-33: Reduzierung des Ansteuerstroms (oben) und damit einhergehende Einflüsse auf die Einspritzrate (unten) bei Injektormodell 2

Obwohl beide Injektormodelle mit dem jeweils originalen Ansteuerprofil eine vergleichbare Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse aufweisen, wird diese mit Reduzierung des Ansteuerstroms bei Injektormodell 2 deutlich stärker erhöht, siehe Tabelle 6-29. Dabei nimmt die relative Standardabweichung bei maximaler Stromreduzierung mit der Bedingung des Vollhub-Betriebs (P $-2,0$ A) gegenüber Injektormodell 2 (P $-4,5$ A; H1 $-0,5$ A) um ca. Faktor 6 zu. Als eine der ausschlaggebenden Ursachen werden die geringere Öffnungsgeschwindigkeit der Ventiltadel und der damit einhergehende längere Öffnungsvorgang bei Injektormodell 2 angenommen. Während des Öffnungsvorgangs wird das Ventiltadel-Anker-Paket, analog zum Teilhub-Betrieb, aufgrund dynamischer Änderungen der Randbedingungen, wie z.B. Schwankungen im Raildruck, stärker beeinflusst. Eine statistische Auswertung des hydraulischen Öffnungsverzugs resultiert im Vergleich zu Injektormodell 1 in einer um 261,5 % höheren relativen Standardabweichung bei Injektormodell 2. Dieses Verhalten trägt maßgeblich zur Zunahme der Shot-to-Shot-Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse bei.

Tabelle 6-29: Mittelwerte und Änderung der relativen Standardabweichungen der eingespritzten Kraftstoffmassen über 100 Einspritzungen in Abhängigkeit des Ansteuerstroms bei Injektormodell 2

Ansteuerprofil	Mittelwert / mg	Änderung rel. Standardabweichung / %
Original	7,01	Referenz
P $-2,0$ A	6,39	+202,6
P $-2,5$ A	4,52	+672,2

Eine Betrachtung des akustischen Einflusses der Ansteuerstromreduzierung an Injektormodell 2 in Tabelle 6-30 zeigt, dass der Schalldruckpegel, die Lautheit und die Schärfe deutliche Verbesserungen aufweisen. Die Änderung der Impulshaltigkeit wird dagegen als gering bewertet. Im Gegensatz zu Injektormodell 1 treten bei ausschließlicher NVH-Optimierung durch die Reduzierung des Ansteuerstroms keine partiellen Verschlechterungen im Terzspektrum auf.

Tabelle 6-30: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektorgeräuschs bei Injektormodell 2 durch die Reduzierung des Ansteuerstroms mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	P -2,0 A
Schalldruckpegel / dB	-1,7
Lautheit / %	-5,5
Schärfe / %	-4,7
Impulshaltigkeit / %	-2,2

Wird als akustische Optimierungsmaßnahme Softlanding appliziert, fällt zunächst auf, dass der niedrigste Schalldruckpegel mit einer Separationszeit von 350 μs erreicht wird und damit um 160 μs länger ist als bei Injektormodell 1 mit einem Wert von 190 μs . Eine vergleichende Analyse des Schließverhaltens der beiden Injektormodelle identifiziert einen um ca. 130 μs längeren hydraulischen Schließverzögerung bei Injektormodell 2. Der zusätzlich um etwa 50 μs kürze Öffnungsverzögerung führt kumuliert zu einer theoretisch erforderlichen Verlängerung der Separationszeit um 180 μs und entspricht damit näherungsweise der experimentell ermittelten Separationszeit. Die aus akustischer Sicht optimale Ansteuerzeit des Bremspulses beträgt 140 μs und weicht damit nur unwesentlich von Injektormodell 1 ab (120 μs).

Als positiv zu bewerten sind die Auswirkungen der Softlanding-Applikation auf die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse bei Injektormodell 2. Diese erhöht sich im Vergleich zur originalen Ansteuerung lediglich um 23,5 % und liegt damit deutlich unter der Zunahme von Injektormodell 1, bei dem die relative Standardabweichung um 90,3 % zunimmt. Weiterhin weisen auch die (psycho-)akustischen Parameter, aufgeführt in Tabelle 6-31, deutliche Verbesserungen auf, sowohl gegenüber der originalen Ansteuerung als auch gegenüber der Softlanding-Applikation bei Injektormodell 1. Die Schärfe wird mit einer Reduzierung um 8,7 % maßgeblich durch die Minimierung des Schließprellens beeinflusst, da die Softlanding-Applikation erst ab Terzmittenfrequenzen von 8 kHz und höher eine Pegelreduzierung von mehr als 5 dB pro Terz verursacht.

Tabelle 6-31: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektorgeräuschs bei Injektormodell 2 durch die Applikation von Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung Original mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-2,0
Lautheit / %	-5,6
Schärfe / %	-8,7
Impulshaltigkeit / %	-18,4

Wird Softlanding in Kombination mit der Ansteuerstromreduzierung angewendet, muss zum Erreichen des niedrigsten Schalldruckpegels lediglich die Ansteuerzeit des Brempulses um 10 μs auf 150 μs verlängert werden. Die Separationszeit wird nicht verändert. Dafür ist im Wesentlichen die geringere Reduzierung des Ansteuerstroms bei Injektormodell 2 verantwortlich. Dadurch wird der Verlauf des Ansteuerstroms des kurzen Brempulses, der wiederum dem Stromniveau der vorangegangenen Hauptansteuerung entspricht, nicht beeinflusst. Zum Vergleich müssen bei Injektormodell 1 zur Kompensierung der umfangreicheren Reduzierung des Ansteuerstroms die Separationszeit um 40 μs verkürzt und die Ansteuerzeit des Brempulses um 50 μs verlängert werden. Die deutlich höhere Separationszeit bei Injektormodell 2 und ein damit einhergehender möglicher geringerer Einfluss der Restmagnetisierung wirkt sich dagegen nicht auf die Parametrierung des Brempulses in Abhängigkeit des Ansteuerstroms aus.

Das akustische Optimierungspotenzial ist bei der Anwendung beider Optimierungsmaßnahmen bei den untersuchten Injektormodellen vergleichbar hoch. Dabei ist bei Injektormodell 2 die Reduzierung des Schalldruckpegels, der Lautheit und der Impulshaltigkeit im Vergleich zu Injektormodell 1 etwas geringer, während die Verringerung der Schärfe etwas höher ist, siehe Tabelle 6-32. Die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse nimmt gegenüber der originalen Ansteuerung um 205,7 % zu und liegt somit im Bereich der Änderung aufgrund der Reduzierung des Ansteuerstroms ohne Softlanding.

Tabelle 6-32: (Relative) Änderung der (psycho-)akustischen Parameter des Injektorgeräuschs bei Injektormodell 2 durch die stromreduzierte Ansteuerung und Softlanding mit dem originalen Ansteuerprofil als Referenz

	(Relative) Änderung
	Stromreduziert mit Softlanding
Schalldruckpegel / dB	-3,5
Lautheit / %	-14,0
Schärfe / %	-12,8
Impulshaltigkeit / %	-28,5

7 Zusammenfassung und Ausblick

Neben der Erfüllung der gesetzlichen Vorschriften für Pkw, wie Schadstoff- und CO₂-Emissionen oder das Außengeräusch, rücken zunehmend auch „weiche“ Merkmale der Fahrzeugeigenschaften in den Vordergrund. Dabei spielt als Kaufargument die Qualität des Fahrzeuggeräuschs als eine der unmittelbarsten erlebbaren Faktoren eine entscheidende Rolle.

Beim ottomotorischen Antrieb erzeugt die Benzindirekteinspritzung insbesondere im leerlaufnahen Drehzahlbereich des Motors ein subjektiv störendes Tickergeräusch. Dabei hängen die Geräuscheigenschaften von einzelnen Komponenten nicht nur von ihrer Konstruktion und Funktion ab, sondern auch maßgeblich von ihrer angrenzenden mechanischen Struktur. Über diese wird der Körperschall weitergeleitet und zum Teil erst an benachbarten Bauteilen als hörbarer Luftschall abgestrahlt. Da sich der Körper- und Luftschall beim Betrieb des Verbrennungsmotors mit anderen, nicht untersuchungsrelevanten Geräuschquellen überlagert, ist im Vollmotorbetrieb eine differenzierte komponentenbasierte Geräuschmessung nicht möglich.

Diese Tatsache erforderte die Entwicklung eines Prüfstandes, der eine isolierte akustische Vermessung von Einspritzsystemen im seriennahen Systemverbund ermöglicht. Ziel der Entwicklung des NVH-Systemprüfstands war also die Übertragung des vibroakustischen Verhaltens der Einspritzsystemkomponenten im Motorbetrieb auf den Systembetrieb. Dazu wurden zwei Versuchsträger mit unterschiedlichen methodischen Ansätzen aufgebaut. Zum einen ein seriennaher Vollmotor, bei dem nur Anpassungen im Kurbel- und Ventiltrieb zur Reduzierung des mechanischen Geräuschs und zur Realisierung des Kraftstoffrücklaufs vorgenommen wurden. Zum anderen ein Versuchsträger, bei dem die Übertragung des realen vibroakustischen Verhaltens des Einspritzsystems auf den Systembetrieb mit reduziertem Umfang der Serienkomponenten nachgewiesen werden sollte. Aus diesem Grund wurde vom Motor lediglich der Zylinderkopf mit den akustisch relevanten Anbauteilen übernommen. Neben der Analyse des bestehenden Geräuschs des Einspritzsystems sollten außerdem zur Verbesserung der Geräuschqualität optimierte Ansteuerungen des Einspritzsystems entwickelt werden.

Dabei kann sich die akustische Optimierung der mechatronischen Komponenten des Einspritzsystems durch ansteuerungstechnische Maßnahmen unmittelbar auf deren Primärfunktionen, wie z.B. der Einspritzrate, auswirken. Da der NVH-Systemprüfstand keine Messung der Einspritzrate ermöglicht, wurde ein weiterer Prüfaufbau zur Evaluierung des Einflusses der NVH-Optimierungsmaßnahmen auf die Primärfunktionen entwickelt. Um die Auswirkungen des experimentellen Aufbaus auf das Systemverhalten des Einspritzsystems möglichst gering zu halten, wurde der Einspritzratenanalysator in den bestehenden NVH-Systemprüfstand integriert.

Zur Validierung der Methodik wurden Referenzmessungen am Vollmotor durchgeführt. Dazu wurden bei den untersuchten Versuchsträgern zunächst die Leerlaufpunkte definiert, die Betriebsparameter des Einspritzsystems erfasst und diese anschließend auf den NVH-Systemprüfstand transferiert. Bei dem Versuchsträger mit reduziertem Umfang der Serienkomponenten wurde weiterhin das Abstrahlverhalten des Injektorgeräuschs mit dem Vollmotor verglichen.

Dabei konnte nachgewiesen werden, dass die Anbauteile des Zylinderkopfs die akustischen Abweichungen zum Vollmotor, insbesondere bezüglich der Impulshaltigkeit, deutlich reduzieren. Als kritischste Abstrahlrichtung hinsichtlich des Schalldruckpegels des Injektorgeräuschs wurde die Mikrofonposition auf Höhe der Ölwanne ermittelt. Das bestätigt die in der Literatur beschriebene Problematik der Schallreflexion des Injektorgeräuschs durch die schallharte Straße und dem damit einhergehenden negativen Einfluss auf den Höreindruck von Fußgängern und Radfahrern, die sich in der Nähe des Fahrzeugs befinden.

Bei der Analyse der durch die Prüfstands-Peripherie induzierten Störgeräusche zeigte der Nockentrieb der Hochdruckpumpe den größten Beitrag. Aufgrund der damit verbundenen relativ hohen Schalldruckpegel im unteren und mittleren Frequenzbereich überwiegt erst ab etwa 2 kHz das ansteuerungsinduzierte Geräusch des Einspritzsystems.

Zur komponentenspezifischen Trennung des Einspritzsystemgeräuschs wurde eine zeitliche Fensterung auf Basis einer Spitzenwertanalyse der Ansteuersignale implementiert. Vergleichende Messungen zur Validierung des Algorithmus zeigten ab ca. 500 Hz zufriedenstellende Übereinstimmungen von Einzelgeräusch und separiertem Gesamtgeräusch. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Methodik wurde außerdem die akustische Vermessung der definierten Referenzpunkte unter vergleichbaren Bedingungen mehrfach wiederholt. Als Indikatoren für die Quantifizierung der Reproduzierbarkeit wurden bei originaler Ansteuerung die Standardabweichungen und die 95 %-Konfidenzintervalle der im weiteren Verlauf verwendeten Parameter Schalldruckpegel, normierte Lautheit und Schärfe sowie Kurtosis zur Beschreibung der Impulshaltigkeit berechnet.

Bei der Einflussanalyse auf das Einspritzsystemgeräusch wurde zunächst die Abhängigkeit von den Randbedingungen untersucht. Dazu wurde die Kraftstofftemperatur im Vorlauf zwischen Vorförderpumpe und Hochdruckpumpe, die Versorgungsspannung des Entwicklungssteuergeräts und die Position der Injektoren variiert.

Bei den durchgeführten Maßnahmen zeigte die Veränderung der Injektorpositionen eine deutliche Auswirkung auf das Injektorgeräusch, indem die Impulshaltigkeit erhöht wurde. Eine zusätzliche zylinderselektive Berechnung der (psycho-)akustischen Parameter ergab, dass eine einzelne Kombination aus Zylinderposition und Injektor-Exemplar maßgeblich für die Veränderung der Impulshaltigkeit verantwortlich war.

Ebenfalls stellte sich eine Abhängigkeit zwischen der Versorgungsspannung und der Schärfe des Hochdruckpumpengeräuschs heraus. Im Gegensatz zu den Injektoren wird die Hochdruckpumpe nicht mit einem Gleichspannungswandler, der Schwankungen in der Versorgungsspannung ausgleicht, sondern ausschließlich mit der Versorgungsspannung betrieben. Dadurch wird das dynamische Ansprechverhalten des Ankers beim Schließen des Mengensteuerventils durch die Versorgungsspannung maßgeblich beeinflusst. Eine hohe Versorgungsspannung resultierte in einem stärkeren mechanischen Prellen und erhöhte die hochfrequenten Geräuschanteile ab 10 kHz deutlich.

Bei der Variation der Kraftstofftemperatur stellte sich ein Einfluss auf die Schärfe des Injektorgeräuschs heraus. Allerdings konnte durch eine Begrenzung des zulässigen Temperaturbereichs bei den nachfolgenden Messungen der Einfluss unterhalb der Grenzen des 95 %-Konfidenzintervalls reduziert werden.

Nachfolgend wurden die Auswirkungen der Ansteuerstrategie des Einspritzsystems auf das akustische Verhalten analysiert, indem der Raildruck, die Ansteuerdauer der Injektoren und die Anzahl der Einspritzungen variiert wurden. Während beim Injektorgeräusch die Werte aller berechneten (psycho-)akustischen Parameter mit steigendem Raildruck zunahm, zeigte das Geräusch der Hochdruckpumpe vor allem bei der Impulshaltigkeit ein stark inverses Verhalten. Mithilfe vergleichender Zeit-Frequenz-Analysen konnte nachgewiesen werden, dass die zeitlichen Abstände der mechanischen Prellereignisse beim Mengensteuerventil mit Erhöhung des Raildrucks zunehmen und sich deshalb die berechnete Impulshaltigkeit reduziert.

Bei der Ansteuerdauer konnte im Rahmen der Variation keine eindeutige Abhängigkeit beim Injektorgeräusch festgestellt werden. Allerdings nahm durch die Erhöhung der Ansteuerdauer auch die Förderleistung der Hochdruckpumpe zu. In diesem Zusammenhang erhöhten sich der Schalldruckpegel und die Lautheit des Hochdruckpumpen-Antriebs deutlich. Durch die Erhöhung der Anzahl der Einspritzungen wurden alle Parameter des Injektorgeräuschs mit Ausnahme der Impulshaltigkeit stark erhöht. Diese reduzierte sich aufgrund der zunehmenden Impulsanzahl signifikant.

Bei der NVH-Optimierung des Injektor- und Hochdruckpumpengeräuschs wurden zwei Ansätze untersucht. Zum einen die Reduzierung des Ansteuerstroms zur Minimierung des mechanischen Prellens bei Ansteuerbeginn. Zum anderen wurde bei den Injektoren im Anschluss an die Hauptansteuerung ein Bremspuls implementiert (Softlanding), um das Schließprellen zu verringern.

Bei der iterativen Applikation der Maßnahmen zeichnete sich bei den Injektoren ein Trade-off aus akustischer Optimierung und dem Erhalt der Primärfunktionen ab. So wurden mit der Verbesserung des Tickergeräuschs die Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse sowie die Dynamik des Öffnungs- und Schließverhaltens verschlechtert. Als signifikanter Kipppunkt wurde dabei der Übergang vom Vollhub-Betrieb zum ballistischen Teilhub-Betrieb der Ventilmadel identifiziert. Deshalb beschränkte sich im weiteren Verlauf die Reduzierung des Ansteuerstroms auf die Bedingung des Vollhub-Betriebs der Injektoren. Während die getrennte Anwendung der beiden NVH-Optimierungsmaßnahmen nicht bei allen (psycho-)akustischen Parametern eine ausgeprägte Verringerung bewirkte, verbesserte sich die Geräuschqualität durch die kombinierte Anwendung deutlich.

Im nächsten Abschnitt wurde der Einfluss der akustischen Geräuschoptimierung auf die Robustheit im Systembetrieb behandelt. Dazu wurden die Auswirkungen der Maßnahmen, neben dem Referenzinjektor, auch auf die restlichen drei verbauten Injektor-Exemplare analysiert. Weiterhin wurde die Versorgungsspannung des Entwicklungssteuergeräts, der Raildruck und die Ansteuerdauer der Injektoren variiert.

Bei der Untersuchung der Exemplarstreuung wurde ein untereinander abweichendes Schließverhalten der Injektoren identifiziert, was sich insbesondere in Kombination mit Softlanding negativ auswirkte. Zwei der vier Exemplare zeigten im Vergleich zur Referenz einen längeren hydraulischen Schließverzug, wodurch die ursprüngliche Softlanding-Parametrierung nicht mehr optimal war und folglich statt einer bremsenden Wirkung auf die Ventalnadel eine effektive Verlängerung der Einspritzdauer sowie eine Erhöhung der Shot-to-Shot-Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse eintrat.

Da aufgrund dieser Erkenntnis die Parametrierung auch aus akustischer Betrachtung noch Verbesserungspotenzial vermuten ließ, wurde die Softlanding-Applikation injektorselektiv durchgeführt. Dadurch konnten die Schärfe und die Impulshaltigkeit des Injektorgeräuschs nochmal weiter abgesenkt werden.

Bei der Variation der Versorgungsspannung traten primär bei sehr niedriger Spannung in Kombination mit stromreduzierter Ansteuerung Verschlechterungen bei der Shot-to-Shot-Streuung und beim Geräuschverhalten der mechatronischen Komponenten auf. Diese Effekte konnten aufgrund der relativ starken Beeinflussung der niedrigen Versorgungsspannung auf den Verlauf des Ansteuerstroms erklärt werden.

Während sich eine Änderung des Raildrucks nicht signifikant auf die Robustheit der NVH-optimierten Ansteuerung auswirkte, stellte sich bei der Variation der Ansteuerdauer ein großer Einfluss bei sehr kurzer Ansteuerdauer und stromreduzierter Ansteuerung heraus. Bei sehr kurzer Ansteuerdauer bewirkt der längere hydraulische Öffnungsverzug einen ballistischen Teilhub-Betrieb, der in einer erhöhten Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse resultiert. Durch die Änderung von Vollhub- auf Teilhub-Betrieb verkürzte sich außerdem der hydraulische Schließverzug. Da somit die ursprünglichen Parameter der Softlanding-Applikation nicht mehr optimal waren, verschlechterte sich auch das Injektorgeräusch.

Abschließend wurde die Übertragbarkeit der NVH-Optimierungsmaßnahmen evaluiert. Dazu wurden die akustischen Optimierungsmaßnahmen auf den Versuchsträger mit reduziertem Umfang der Serienkomponenten übertragen und zudem Injektormodelle unterschiedlicher Hersteller untersucht.

Bezüglich der akustischen Optimierung konnte bei allen Injektormodellen eine deutliche Verbesserung erreicht werden. So konnte der Schalldruckpegel um bis zu 4 dB, die Lautheit um bis zu 17 %, die Schärfe um bis zu 13 % und die Impulshaltigkeit um bis zu 30 % reduziert werden. Allerdings zeigten insbesondere der Schalldruckpegel und die Schärfe Optimierungspotenziale, die sich zwischen den Injektormodellen um bis zu Faktor zwei unterschieden. Die maximal mögliche Reduzierung des Ansteuerstroms unter Einhaltung des Vollhub-Betriebs unterschied sich zwischen den untersuchten Injektormodellen um mehr als Faktor drei. Während zwei Injektormodelle annähernd gleiche Softlanding-Parameter zur optimalen Reduzierung des Schließprellens benötigten, musste die Separationszeit des dritten Injektormodells um mehr als das Doppelte verlängert werden, da dieses einen deutlich längeren hydraulischen Schließverzug aufwies. Somit zeigte sich, dass die Maßnahmen grundsätzlich zwar übertragbar sind, aber im Detail angepasst werden mussten.

Durch die Kombination der NVH-Optimierungsmaßnahmen mit den bereits auf dem Markt befindlichen Software-Funktionalitäten zur Erkennung und Adaption des Öffnungs- und Schließzeitpunktes der mechatronischen Komponenten ist davon auszugehen, dass die Bedatung weiter verbessert werden kann. So können der ballistische Teilhub-Betrieb zuverlässig vermieden und die Softlanding-Parameter spezifisch angepasst werden. Das reduziert den negativen Einfluss auf die Primärfunktionen und verbessert nochmals das akustische Verhalten. Durch die Weiterentwicklung vorhandener Geräuschbewertungsmodelle für die Anwendung auf den Systembetrieb können außerdem Aussagen zu den Auswirkungen der NVH-Optimierungen auf die Geräuschqualität weiter beschleunigt und objektiviert werden.

Durch die in dieser Arbeit entwickelte Methodik kann die Analyse von mechatronischen Komponenten auf einen holistischen Ansatz erweitert werden. So können neben den Primärfunktionen auch die (psycho-)akustischen Parameter quantifiziert und dadurch bereits im frühen Stadium des Produktentwicklungsprozesses weitere Optimierungspotenziale identifiziert werden.

Literaturverzeichnis

- [Abe2010] Abe, T. und Felice, M.J.: *Driving the next generation of Powertrain NVH Refinement through Virtual Design*. in "Proceedings of ISMA 2010", 2010.
- [Ale2016] Alessio, S.M.: *Digital Signal Processing and Spectral Analysis for Scientists*. Signals and Communication Technology, Springer International Publishing, Cham, 1st ed. 2016, 2016.
- [Atz2011] Atzler, M.: *Bewertungsmodelle für impulsartige Störgeräusche von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2011.
- [Atz2010] Atzler, M.: *Objektivierung subjektiver Beurteilungen II*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 951, Frankfurt am Main, 2010.
- [Aur1985] Aures, W.: *Ein Berechnungsverfahren der Rauigkeit*. Acta Acustica united with Acustica, 1985, Volume 58, 268–281, 1985.
- [Blo2005] Blommer, M.; Eden, A.; Amman, S.: *Sound Quality Metric Development and Application for Impulsive Engine Noise*. SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 16, 2005.
- [Bod2013] Bodden, M.; Heinrichs, R.; RÜth, M., et al.: *Periodic Impulsiveness - Perception and metric*. in "AIA-DAGA 2013", 2013.
- [Bod2005] Bodden, M. und Heinrichs, R.: *Diesel Sound Quality analysis and evaluation*. in "Proceedings / Forum Acusticum Budapest, 29 Aug - 2 Sep, 2005", 2005.
- [Bor2017] Borgeest, K.: *Manipulation von Abgaswerten*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017.
- [Bor2012] Borg, J.; Watanabe, A.; Tokuo, K.: *Mitigation of Noise and Vibration in the High-Pressure Fuel System of a Gasoline Direct Injection Engine*. in "Procedia - Social and Behavioral Sciences 48", 3170–3178, 2012.
- [Bos2019] Bossi, A.; Hoffmann, G.; Shi, J.: *Optimization of next generation high flow gasoline direct injection*. in "11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018", 2019.
- [Bra2011] Braun, C.W.; Faville, J.; Geib, T., et al.: *Acoustic Noise Assessment of Gasoline Direct Injection Fuel Injectors Using Taguchi Methods*. SAE 2011 World Congress & Exhibition, Apr. 12, 2011.

- [Bro2002] Brohmer, A.; Kemmerling, J.; Nehl, J., et al.: *NVH-Entwicklungsaspekte bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 63, 11, 906–913, 2002.
- [Chr2011] Christ, K.: *Kalibrierung von Magnet-Injektoren für Benzin-Direkteinspritzsysteme mittels Körperschall*. Zugl.: Karlsruhe, KIT, Diss., 2011, Forschungsberichte aus der Industriellen Informationstechnik, 2, Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek; KIT Scientific Publishing, Hannover, Karlsruhe, Print on demand, 2011.
- [CUR2018] CURIA - Gericht der Europäischen Union: *Das Gericht der Europäischen Union gibt den Klagen der Städte Paris, Brüssel und Madrid statt und erklärt die Verordnung der Kommission, in der für die Prüfungen neuer leichter Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge zu hohe Emissionsgrenzwerte für Stickoxide festgelegt werden, teilweise für nichtig*, <https://curia.europa.eu>, 2018.
- [DIN2017] DIN ISO 362-1: *Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 – Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N (ISO 362-1:2015)*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 10/2017.
- [DIN2014b] DIN EN 61260-1: *Elektroakustik – Bandfilter für Oktaven und Bruchteile von Oktaven – Teil 1: Anforderungen (IEC 61260-1:2014); Deutsche Fassung EN 61260-1:2014*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 10/2014.
- [DIN2014a] DIN EN 61672-1: *Elektroakustik – Schallpegelmesser – Teil 1: Anforderungen (IEC 61672-1:2013); Deutsche Fassung EN 61672-1:2013*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 07/2014.
- [DIN2010] DIN 45631/A1: *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum – Verfahren nach E. Zwicker – Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche; mit CD-ROM*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 03/2010.
- [DIN2009] DIN 45692: *Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 08/2009.
- [DIN2006b] DIN 45681 Berichtigung 2: *Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 08/2006.
- [DIN2006a] DIN ISO 226: *Akustik – Normalkurven gleicher Lautstärkepegel (ISO 226:2003)*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 04/2006.

- [DIN2005] DIN 45681: *Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 03/2005.
- [DIN1991] DIN 45631: *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 03/1991.
- [Eck2010] Eckhardt J. und Gaessler H.: *Verfahren zur Prellervermeidung bei einem Magnetventil*. DE201010000898, 2010.
- [Eic2016] Eichler, F.; Demmelbauer-Ebner, W.; Theobald, J., et al.: *Der neue EA211 TSI®evo von Volkswagen*. in "37. Internationales Wiener Motorensymposium", 21, 2016.
- [Eit2018] Eitel, F.; Schäfer, J.; Königstein, A., et al.: *Kraftstoffdruckerhöhung bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung auf bis zu 50 MPa*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 79, 7-8, 52–59, 2018.
- [Eur2017] Europäische Union: *Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission*. 2017.
- [Eur2016] Europäische Union: *Verordnung (EU) 2016/427 der Kommission vom 10. März 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)*. 2016.
- [Eur2014] Europäische Union: *Verordnung (EU) Nr. 540/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG und zur Aufhebung der Richtlinie 70/157/EWG*.
- [Eur2009] Europäische Union: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*. 2009.

- [Eur2007] Europäische Union: *Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*. 2007.
- [Fas2007] Fastl, H. und Zwicker, E.: *Psychoacoustics*. Springer series in information sciences, 22, Springer, Berlin, New York, 3rd. ed., 2007.
- [Fle1940] Fletcher, H.: *Auditory Patterns*. *Reviews of Modern Physics*, 12, 1, 47–65, 1940.
- [Fre2017] Frenzel, H.; Achleitner, E.; Krüger, G., et al.: *Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren zur Erfüllung der Real Driving Emission*. in "10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016", Proceedings, 2017.
- [Fre2011] Frenzel, H.; Rösel, G.; Achleitner, E., et al.: *Einspritzsysteme für Otto-Motoren im Spannungsfeld zwischen Partikelemissions- und CO₂-Optimierung*. in "Diesel- und Benzindirekteinspritzung VI", Haus der Technik Fachbuch, 116, 2011.
- [Gen2010] Genuit, K.: *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [Gir2017] Giron-Sierra, J.M.: *Digital Signal Processing with Matlab Examples, Volume 2*. Signals and Communication Technology, Springer Singapore, Singapore, s.l., 2017.
- [Gla2009] Glasmachers, H.: *Elektronische Verfahren zur Optimierung der Dosierungseigenschaften von Kfz-Magneteinspritzventilen*. Zugl.: Bochum, Univ., Diss., 2009, Berichte aus der Elektrotechnik, Shaker, Aachen, 2009.
- [Göh2008] Göhringer, V.: *Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren*. Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2008, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 38, expert-Verl., Renningen, 2008.
- [Gov2007] Govindswamy, K.: *Analysis of Impulsive Powertrain Noise*. 2007.
- [Hel1994] Heldmann, K.: *Wahrnehmung, gehörgerechte Analyse und Merkmalsextraktion technischer Schalle*. München, Techn. Univ., Diss., 1994, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 17, Biotechnik, 109, VDI-Verl., Düsseldorf, Als Ms. gedr, 1994.
- [Hop2010] Hoppermanns, J.: *Objektivierung von Geräusch- und Fahreindrücken*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2010.

- [Hop2007] Hoppermanns, J.: *Objektivierung subjektiver Beurteilungen*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 841, Frankfurt am Main, 2007.
- [ISO2015] ISO 362-1: *Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles — Engineering method — Part 1: M and N categories*. ISO International Organization for Standardization, Beuth Verlag, Berlin, 01/2015.
- [Jou1898] Joukowsky Nikolai: *Über den hydraulischen Stoss in Wasserleitungsrohren*. Veröffentlichung der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften, Petersburg, 1898.
- [Kal2018] Kallenbach, E.; Eick, R.; Ströhla, T., et al.: *Elektromagnete*. Vieweg, Wiesbaden, 5th ed., 2018.
- [Kie2005] Kienzle, B.: *Moderne Common Rail Systeme und deren Einfluss auf die Motoraakustik*. in "Motor- und Aggregate-Akustik II", Haus der Technik Fachbuch, 51, 2005.
- [Köl2019] Köllner, C.: *Autofahrer erwarten vor allem Komfort von ihrem Neuwagen*, <https://www.springerprofessional.de>, Sichtungsdatum: 18.06.2021, 2019.
- [Kut2019] Kuttner, T. und Rohnen, A.: *Praxis der Schwingungsmessung*. 2nd ed. 2019, 2019.
- [Ler2009] Lerch, R.; Sessler, G.; Wolf, D.: *Technische Akustik*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [Mer2018] Merker, G.P. und Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018.
- [Mer2013] Mertins, A.: *Signaltheorie*. Springer, Wiesbaden, 3., überarb. u. erw. Aufl. 2013, 2013.
- [Mös2018] Möser, M.: *Psychoakustische Messtechnik*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2018.
- [Mös2007] Möser, M.: *Technische Akustik*. VDI-Buch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 7., erweiterte und aktualisierte Auflage, 2007.
- [Müh2021a] Mühlbauer, C.; Rabl, H.-P.; Rottengruber, H.: *Acoustic Optimization of Mechanic Direct Injection Systems and Analysis of the Effects on Robustness in System Operation*. SAE Technical Paper, 2021.
- [Müh2021b] Mühlbauer, C.; Rabl, H.-P.; Rottengruber, H.: *Akustische Optimierung von mechanischen Direkteinspritzsystemen und Analyse der Auswirkungen auf die Robustheit im Systembetrieb*. in "Motor- und Aggregate-Akustik", 32 - 51, 2021.

- [Müh2020] Mühlbauer, C.; Rabl, H.-P.; Rottengruber, H.: *Development of a Methodology for Acoustic Analysis and Optimization of Mechatronic Fuel Injection Systems*. in "Automotive Acoustics Conference 2019", Proceedings, 211–225, 2020.
- [Müh2019] Mühlbauer, C.; Rabl, H.-P.; Rottengruber, H.: *Akustische Analyse und Optimierung von mechatronischen Kraftstoffeinspritzsystemen*. in "Fortschritte der Akustik - DAGA 2019", 647–650, 2019.
- [Oet2015] Oetjen, H.; Oetjen, A.; van de Par, S., et al.: *Gezielte Veränderung der Impulshaftigkeit von Motorgeräuschsignalen durch geeignete Manipulationen im Modulationsfrequenzbereich*. in "Fortschritte der Akustik - DAGA 2015", 2015.
- [Ome2010] Omekanda, A.M.; Geib, T.; Buehler, D., et al.: *Acoustic Noise Assessment of Gasoline Direct Injection (GDi) Components Using Taguchi Methods - Application to GDi High-Pressure Pumps*. SAE 2010 World Congress & Exhibition, Apr. 13, 2010.
- [Pau2017] Pauer, T.; Yilmaz, H.; Zumbrägel, J., et al.: *Die neue Generation Benzin Direkteinspritzsysteme von Bosch*. in "38. Internationales Wiener Motorensymposium", 22, 2017.
- [Ped2008] Pedrielli, F.; Carletti, E.; Casazza, C.: *Just noticeable differences of loudness and sharpness for earth moving machines*. The Journal of the Acoustical Society of America, 123, 5, 3164, 2008.
- [Pio2019] Piock, W.F.; Hoffmann, G.; Spakowski, J.G., et al.: *Das neue GDi-System von Delphi Technologies – verbesserte Emissionen und Effizienz mit höherem Druck*. in "40 Jahre Internationales Wiener Motorensymposium", 24, 2019.
- [Pis2006] Pischinger, S.; Lange, B.; Heuer, S., et al.: *Objektivierung subjektiver Geräuschbeurteilungen*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 67, 11, 896–904, 2006.
- [Rei2014a] Reif, K.: *Automobilelektronik*. ATZ-MTZ-Fachbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 5., überarb. Aufl., 2014.
- [Rei2014b] Reif, K.: *Ottomotor-Management*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014.
- [Ren2018] Rensing, K.: *Experimentelle Analyse der Qualität außermotorischer Einspritzverlaufsmessungen und deren Übertragbarkeit auf motorische Untersuchungen*. Dissertation, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, 2018.

- [Riv2010] Rivera, E.A.; Mastro, N.; Zizelman, J., et al.: *Development of Injector for the Direct Injection Homogeneous Market using Design for Six Sigma*. SAE 2010 World Congress & Exhibition, Apr. 13, 2010.
- [Ros2011] Rosenbaum, S.; Ströhla, T.; Kallenbach, E., et al.: *Entwurf elektromagnetischer Aktoren unter Berücksichtigung von Hysterese*. Zugl.: Ilmenau, Techn. Univ., Diss., 2011, Ilmenauer Schriften zur Mechatronik, 2, Univ.-Verl. Ilmenau, Ilmenau, 2011.
- [Sch2018] Schiefer, H. und Schiefer, F.: *Statistik für Ingenieure*. Lehrbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2018.
- [Sch2017] Schindler, S.; Hergemöller, T.; Koch, T., et al.: *Analysis of a lab-based measure concept for the acoustics of high pressure fuel pumps*. in "17. Internationales Stuttgarter Symposium", Proceedings, 2017.
- [Sch2013] Schlueter, R.K.; Kuempel, J.; Okuyama, H.: *Mechatronic Component Packages within Gasoline Direct Injection Systems and their Impact on OEM-Supplier-Cooperation*. in "7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control", 2013.
- [Sch2006] Schmidt, M.N. und Mørup, M.: *Nonnegative Matrix Factor 2-D Deconvolution for Blind Single Channel Source Separation*. in "Independent component analysis and blind signal separation", Lecture Notes in Computer Science, 3889, 700–707, 2006.
- [Sch2018] Schumann, C.: *Motorgeräuschkomponenten II*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 1207, Frankfurt am Main, 2018.
- [Sel2017] Selle, A.: *Zerlegung von Geräuschemessungen zur Auralisierung von PKW-Geräuschzielen*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2017.
- [Sin2014] Sinambari, G.R. und Sentpali, S.: *Ingenieurakustik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014.
- [Sit2016] Sittl, C.: *Entwicklung eines Prüfstandes zur akustischen Analyse von Einspritzsystemen für Verbrennungsmotoren*. Bachelorarbeit, Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg, Regensburg, 2016.
- [Sma2004] Smaragdis, P.: *Non-negative Matrix Factor Deconvolution; Extraction of Multiple Sound Sources from Monophonic Inputs*. Berlin, Heidelberg, 2004. 494–499,

- [Sol1998] Solbach, L.; Wöhrmann, R.; Kliewer, J.: *The Complex-Valued Continuous Wavelet Transform as a Preprocessor for Auditory Scene Analysis*. in "Computational Auditory Scene Analysis", 273–291, 1998.
- [Sot1995] Sottek, R.; Vranken, P.; Busch, G.: *Ein Modell zur Berechnung der Impulshaltigkeit*. in "Fortschritte der Akustik", 1995.
- [Sot1993] Sottek, R.: *Modelle zur Verarbeitung im menschlichen Gehör*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 1993.
- [Spa2013] Spakowski, J.G.; Spegar, T.D.; Mancini, L.: *Development of a Low-Noise High Pressure Fuel Pump for GDi Engine Applications*. SAE 2013 World Congress & Exhibition, Apr. 16, 2013.
- [Sta2019] Stadler, A.; Brunner, R.; Wachtmeister, G., et al.: *Experimentelle Untersuchungen zur Benzin-Hochdruckeinspritzung bis 800 bar für verschiedene Brennverfahren*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 80, 3, 54–59, 2019.
- [Sta2016] Stadt Augsburg Umweltamt: *Lärmaktionsplan Bayern 2013*. 2016.
- [UBA2020] UBA - Umweltbundesamt: *Lärmbelästigung*, <https://www.umweltbundesamt.de>, Sichtungsdatum: 18.06.2021, 2020.
- [Bas2017] van Basshuysen, R.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017.
- [VDA2017] VDA - Verband der Automobilindustrie e.V.: *WLTP – Neues Testverfahren weltweit am Start*. 2017.
- [VW2013] Volkswagen Konzernnorm VW 80000: *Elektrische und elektronische Komponenten in Kraftfahrzeugen bis 3,5 t*. Volkswagen, 06.2013.
- [Wat2010] Watanabe, A.; Hohkita, A.; Soma, M., et al.: *Noise Reduction in Gasoline DI Engines by Isolating the Fuel System*. in "Proceedings of ISMA 2010", 2010.
- [WHO2018] WHO - World Health Organization: *Environmental Noise Guidelines for the European Region*. 2018.
- [Wil2010] Willemsen, A.M. und Rao, M.D.: *Characterization of sound quality of impulsive sounds using loudness based metric*. in "Proceedings ICA 2010", 2010.
- [Yan1992] Yang, X.; Wang, K.; Shamma, S.A.: *Auditory representations of acoustic signals*. IEEE Transactions on Information Theory, 38, 2, 824–839, 1992.
- [You2008] You, J. und Jeon, J.Y.: *Just noticeable differences in sound quality metrics for refrigerator noise*. Noise Control Engineering Journal, 56, 6, 414, 2008.

- [Zel2018] Zeller, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018.
- [Zwi1977] Zwicker, E.: *Procedure for calculating loudness of temporally variable sounds*. The Journal of the Acoustical Society of America, 62, 3, 675–682, 1977.