

2 Stand der Technik

2.1 Einleitung

Veröffentlichungen aus dem Jahre 1958 [8] zeigen, dass Untersuchungen an den akustischen Effekten und den Emissionen von Verbrennungsmotoren bereits seit langer Zeit ein Thema sind. Der Treiber hinter der Forschung im Gebiet der Motorakustik war zunächst die Lärmemission aus arbeitsschutzrechtlichen und aus Gründen der Lärmemissionen im allgemeinen Strassenverkehr. Erst mit der steigenden Verbreitung des Dieselmotors in den PKW-Markt und damit zum Endverbraucher, nimmt die Untersuchung des Körper- und Luftschalls des Verbrennungsmotors unter dem Aspekt der Komfortsteigerung deutlich zu. Aus heutiger Sicht ist die Motorakustik fast ausschliesslich im Sinne der Senkung von Motorgeräuschen für den Gewinn an Komfort, dem Beseitigen von unangenehmen Geräuschphänomenen im Betrieb und sogar zur gezielten Beeinflussung des Luftschalls für die Produktcharakterisierung tätig. Die heutigen Problemstellungen der Motorakustik resultieren aus dem komplexen und zum Teil sehr subjektiven Spannungsfeld der weiter notwendigen Verbrauchsoptimierung durch geeignete Verbrennungsverfahren und dem weiter steigenden Wunsch der Kunden nach Komfort. Hat sich in der Gegenwart der mit einem oder mehreren Turboladern aufgeladene direktinspritzende Dieselmotor mit Brennraumdrücken bis zu 200bar als Stand der Technik durchgesetzt, so geht die aus diesen Fahrzeugen bekannte Dynamik und niedrige Verbrauchperformance zu Lasten der Geräuschemissionen [86]. Diese werden durch passive Maßnahmen wie z.B. Dämmelemente und Motorabdeckungen reduziert, jedoch stellt diese Lösung nur eine Symptomabhilfe dar. Die Ursachen liegen im Motorinneren und sind damit ungleich komplexer zu adressieren. Im Vergleich zwischen einem aktuellen Dieselmotor mit einem saugenden Wirbel- oder Vorkammermotor zeigt sich ganz klar der Vorteil heutiger Brennverfahren in puncto Verbrauch und Leistungsdichte, die einen direkten Vorteil für den Kunden darstellen. Eine Betrachtung des Motorgeräuschs zeigt allerdings eine negative Entwicklung für den modernen Motor, nicht zuletzt auch dadurch, dass im Zuge des Downsizings mit geringeren Zylinderzahlen bei gleicher Leistung operiert wird, die durch die auftretenden dynamischen Kräfte eine Herausforderung im Sinne der NVH-Optimierung darstellen. Nach [36]

zeigen Dieselmotoren mit geteilten Brennräumen einen Geräuschvorteil von bis zu 10dB(A) im Vergleich zu DI-Dieselmotoren, allerdings sind sie 15% schlechter im Verbrauch, was angesichts des heutigen politischen Schwerpunkts auf den CO₂-Emissionen ganz eindeutig Vorrang genießt. Um den Lärmemissionen des Motors geeignete Maßnahmen entgegen zu setzen, ist ein detailliertes Verständnis der Geräusch Anregungsmechanismen und der Schallleitwege des schlussendlich als Luftschall wahrgenommenen Geräuschs notwendig. Ein weiterer Aspekt ist das Geräusch im Innenraum des Fahrzeugs für die Insassen, das auch im Rahmen der Kundenwünsche im Hinblick auf den Komfort möglichst niedrig zu halten ist. Letztendlich wird der eingeleitete Körperschall über die Motorstruktur nicht nur direkt in Form von Luftschall abgestrahlt sondern auch über die Motorlagerung in die Karosserie eingeleitet und stellt im Frequenzbereich unterhalb von 1-1,5kHz den dominanten Teil des Innegeräuschs dar. An dieser Stelle gilt das besondere Augenmerk den Motorlagerungselementen [78]. Auch hier ist das Downsizing als wichtiger Faktor im Zuge der Entwicklungen zu sehen, da es oftmals zum Ersatz von Sechszylindermotoren durch leistungsgleiche Vierzylinderaggregate kommt. Dieser Wechsel bringt vor allem bei der Umstellung von Reihenmotoren mit sechs zu vier Zylindern einen erhöhten Aufwand mit sich. Aufgrund der Kurbeltriebsdynamik sind heute nahezu alle Vierzylindermotoren mit Ausgleichswellen ausgestattet, die den freien Kräften zweiter Ordnung entgegen wirken. Alleine mit dieser Maßnahme lassen sich laut [62] die Aggregatschwingwege um bis zu 80% reduzieren, was für die Fahrzeuginsassen eine Reduktion des Innengeräuschpegels um bis zu 10dB(A) bedeutet.

2.2 Einteilung des Motorgeräuschs

Generell wird in der Akustik für Maschinen zwischen direktem und indirektem Geräusch differenziert [36]. In der Anwendung für Verbrennungsmotoren lässt sich diese Unterteilung noch weiter verfeinern. Nach [71],[36],[51],[34] und nicht zuletzt der VDI-Richtlinie 2563 [1] setzt sich die Geräuschemission eines Verbrennungsmotors aus den drei Quellen Verbrennung, Mechanik und Strömung zusammen. Strömungsgeräusche beinhalten alle direkt von Druckausgleichsbewegungen und rotierenden Nebenaggregaten angeregten Luftschallemissionen. Dazu gehören in erster Linie die Mündungsgeräusche der Ansaug- und Abgasanlage oder z.B. durch Lüfterelemente angeregter Luftschall. Das mechanische Geräusch stellt die Summe aller Emissionen dar, die sich aus der Belastung und Bewegung der Motorkomponenten ergeben (Ventiltrieb, Kurbeltrieb und Nebenaggregate). Hintergrund der mechanischen Geräusche ist in der Regel der im Betrieb ablaufende formschlüssige Kontakt zwischen verschiedenen Komponenten und insbesondere deren spielbehaftete

Lagerung. Die Folge sind Körperschallanregungen, die sich über verschiedene Leitwege am Ende in Form von Luftschall als Geräusch abbilden. Das Verbrennungsgeräusch wird im Gegensatz zu den anderen Quellen, in einen direkten und einen indirekten Anteil unterteilt. Das direkte Verbrennungsgeräusch ist eine Folge der Druckpulsationen in der Verbrennung und der daraus resultierenden Anregung der den Brennraum umgebenden Wände. Das direkte Verbrennungsgeräusch ist gaskrafterregt und beinhaltet zusätzlich auch einen kleinen Anteil, der sich aus der dieseltypisch hohen Verdichtung ergibt [34]. Unter dem Begriff des indirekten Verbrennungsgeräuschs werden Anteile verstanden, die eigentlich den mechanischen Geräuschen zugeordnet wären, deren Ursache jedoch in der Verbrennung liegt und die damit motorlastabhängig in ihrer Intensität sind (s.a [39], [73], [76] und [7]). Entgegen einzelner Quellen wie z.B. [45], die nur eine geringe Korrelation zwischen dem Brennraumdruckgradienten und dem Verbrennungsgeräusch sehen, ist nach dem Stand der Forschung dennoch maßgeblich die Druckanstiegsgeschwindigkeit $\frac{dp}{d\alpha}$ für die Akustik des Verbrennungsmotors verantwortlich, wobei in der Literatur Werte von 3-3,5bar/°KW als Grenzwerte für akustisch kritische Verbrennungsvorgänge angegeben werden [34]. [47] hat dazu u.A. die Abhängigkeit zwischen der Drucksteigerungsrate und dem gemessenen Schallpegel dargestellt (Abb. 2.1):

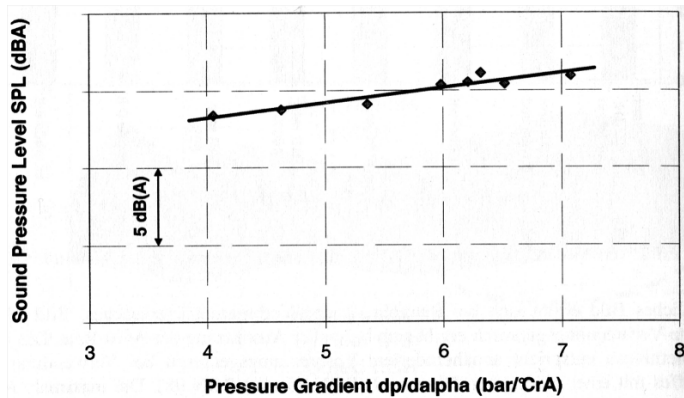


Abbildung 2.1: Abhängigkeit des Motorgeräuschpegels vom Brennraumdruckgradienten - Betriebspunkt: 4000min⁻¹; 75% Last [47]

Dahinter verbirgt sich insbesondere der Mechanismus des chemischen und physikalischen Zündverzugs beim direkteinspritzenden Dieselmotor. Der Verbrennungsprozess des Dieselmotors mit innerer Gemischbildung ist durch eine Abfolge komplexer chemischer und physikalischer Prozesse gekennzeichnet. Generell lässt sich der Verbrennungsverlauf in drei Phasen unterscheiden (s. Abb. 2.2):

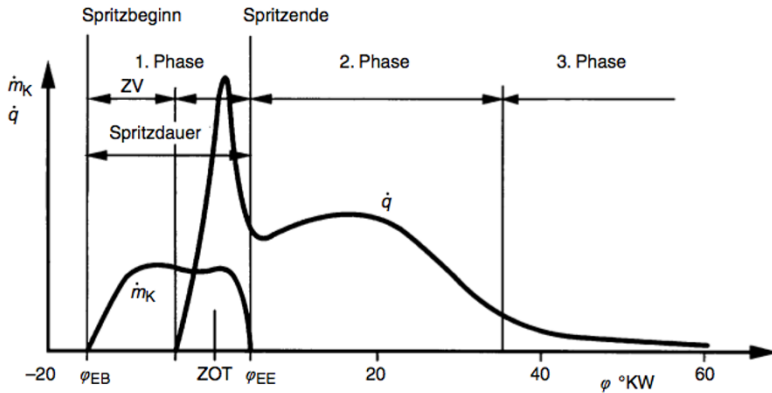


Abbildung 2.2: Qualitativer Verlauf der Kraftstoffeinspritzung und der Wärmefreisetzung einer typischen DI-Dieselveverbrennung mit Premix-, Diffusions- und reaktionskinetischem Anteil [17]

1) *1. Phase - Vorgemischte Verbrennung (Premixed Phase):*

Die Premixed Phase der dieselmotorischen Verbrennung beschreibt den Bereich, in dem die erste aufbereitete Gemischladung entflammt und die erste Wärmefreisetzung stattfindet. Dabei entzündet sich der in der Zündverzugsphase verdampfte Kraftstoff an den Tropfengrenzen bei relativ schnellem Energieumsatz, der zu einer starken Erwärmung der Umgebung führt.

2) *2. Phase - Diffusionsverbrennungsphase:*

In dieser Phase laufen die Diffusionsprozesse der Gemischaufbereitung deutlich schneller ab, da es durch die aus der Premixed Phase bereitgestellte Flamme und hohe Temperatur zu einer deutlich höheren Dynamik dieser Vorgänge kommt. Das heisst, dass der Zündverzug dieser zuvor noch in Tropfen vorliegenden Kraftstoffmasse, sehr niedrig ist. Daraus folgt auch, dass der Diffusionsanteil der Verbrennung im Sinne der Akustik möglichst groß sein sollte.

3) *3. Phase - reaktionskinetisch kontrollierte Phase:*

In der dritten Phase der Verbrennung nehmen die Umsatzraten durch lokal stark verringertes Sauerstoffangebot wieder ab und die bereits einsetzende Expansion führt zu einer weiteren Absenkung der Gastemperatur und der Abnahme der Ladungsbewegung. Diese Randbedingungen führen zu einer thermodynamisch ungünstigen Verschleppung der Verbrennung in die Expansion, die aus Wirkungsgradgründen nicht wünschenswert ist.

Um einen möglichst hohen Mitteldruck und damit Wirkungsgrad der Verbrennung zu erzielen, ist eine möglichst präzise gesteuerte Lage der Verbrennungsphasen bzw. des Brennbeginns mit einer optimalen Umsetzung notwendig. Durch die grundsätzliche Charakteristik der dieselmotorischen Verbrennung lässt sich dieser Zustand neben der Einflußnahme auf die Bedingungen der Verbrennungsluft z.B. in Form der Strömungsgeschwindigkeiten und -räumlichen Ausprägung vor allem über den Einspritzzeitpunkt festlegen. Der Einspritzbeginn sollte für eine energetisch bestmögliche Verbrennung so erfolgen, dass der Brennbeginn etwa um den oberen Totpunkt eingeleitet wird. Der dabei besonders wichtige Faktor ist die Zündverzugszeit, die als zeitlicher Abstand zwischen dem Beginn der Einspritzung und dem ersten messbaren Druckanstieg gegenüber dem geschleppten Brennraumdruckverlauf definiert ist. Die Zündverzugszeit ist dabei in zwei grundlegende Abschnitte unterteilt. Im Verlauf der Kraftstoffbeimessung in den Brennraum finden im Zuge der Gemischaufbereitung im ersten Schritt physikalische Vorgänge statt. Dabei wird der Kraftstoffstrahl bzw. das Spray in Abhängigkeit von Menge, Druck und Strömungsverhältnissen im Brennraum im primären Zerfall in feinere Tropfen aufgebrochen, so dass es zu einer signifikanten Oberflächenzunahme der lokalen Brennstoffkonzentrationen kommt, in Folge dessen der Kraftstoff durch die Temperaturen im Brennraum leichter und schneller verdampft. Im zweiten, dem chemischen Schritt, folgt die Bildung von Reaktionsradikalen aufgrund in der Grenzschicht ablaufender Reaktionen. Erst bei Erreichen einer hinreichenden Menge dieser Radikale wird das Kraftstoff/Luft-Gemisch entzündet und es bildet sich eine stabile Flammenfront im Strahlkegel aus. Die dazu benötigte Zeit wird als physikalischer und chemischer Zündverzug bezeichnet. In Summe liegt dieser Zeitraum bei modernen Dieselmotoren im Bereich von 0,3 bis 0,8ms je nach Betriebspunkt des Motors. Wie bereits u.a. in [34] beschrieben, führt eine lange Zündverzugszeit zu besonders hohen Druckanstiegsgeschwindigkeiten $\frac{dp}{d\alpha}$, die wiederum einen der zentralen Parameter für die Verbrennungsgeräusche darstellt. Dabei spielt jedoch auch die Kraftstoffqualität eine entscheidende Rolle, die unter dem Aspekt der Zündwilligkeit in Form der Cetanzahl bewertet wird. Für die Gemischaufbereitung sind die Bestandteile von Kraftstoffen aus Rohöl zum Teil hinderlich bzw. muss durch gezielte Beeinflussung der Verfahrenstechnik bei der Raffinierung und der Beigabe von Additiven eine zuverlässige Cetangrenze überschritten werden, um die heutigen Brennverfahren abbilden zu können. Aus diesem Grund zeigen synthetische Dieselmotorkraftstoffe, wie sie z.B. im Fischer-Tropsch-Verfahren gewonnen werden, einen entscheidenden Vorteil bei der Gemischaufbereitung und auch bei den Rohemissionen, da diese Bestandteile fehlen [33]. Diese Ergebnisse korrelieren auch mit den Untersuchungen aus [41]. Insbesondere im Teillastbereich bei geringeren Drehzahlen aufgeladener DI-Dieselmotoren sind die Bedingungen zur Gemischaufbereitung nicht optimal. Der Kraftstoff ist im Verhältnis zur Füllung nur gering dosiert, wird bei

geringerem Druck eingespritzt und auch die Ladungsbewegung im Zylinder ist aufgrund der geringeren Strömungsgeschwindigkeiten nicht so gut ausgeprägt. Hinzu kommt das niedrigere Temperaturniveau, dass durch die Wandwärmeverluste beeinflusst wird. In diesen Betriebspunkten ist daher die Gemischaufbereitungsphase lang und führt zu langen Zündverzugszeiten bzw. bis zum Erreichen der kritischen Randbedingungen für die Entflammung. Die Folge davon ist ein relativ hoher Anteil der Gesamtbrennstoffmasse, der bereits aufbereitet ist und dann in einer ausgeprägten Premixed-Verbrennung mit hohen Brennraumdruckgradienten durch die schnelle Wärmefreisetzung umgesetzt wird und damit akustische Auffälligkeiten verursacht. Der Zielkonflikt für die Applikation dieses Lastbereiches ergibt sich also dabei aus dem Wunsch nach einem akustisch nicht auffälligen Aggregat, einer wirkungsgradoptimalen Verbrennung und niedriger Emissionen, da dieser Bereich auch besonders für die NEFZ-Zertifizierung relevant ist. In der Praxis hat sich daher die Strategie der Mehrfacheinspritzungen mit der Haupteinspritzung vorgelagerten Piloteinspritzungen in Verbindung mit der Abgasrückführung etabliert. Diese dienen dem Zweck, durch erste Vorreaktionen die Anzahl der Radikale bereits vor der eigentlichen Haupteinspritzung im Brennraum zu erhöhen und in Verbindung mit ebenfalls erhöhter Temperatur und Druck zu einer Reduzierung der Zündverzugszeit beizutragen und damit die Verbrennung insgesamt akustisch „weicher“ zu ermöglichen. Allerdings erfolgt das auf Kosten des Wirkungsgrades, da die dazu verwendete Brennstoffmenge (zwischen $0,8\text{-}2\text{mm}^3/\text{Hub}$) nicht zur Leistungserzeugung beiträgt.

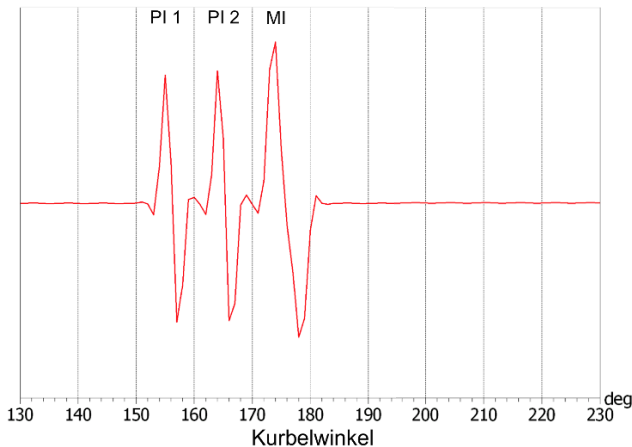


Abbildung 2.3: Injektorbestromungsverlauf mit zwei vorgelagerten Piloteinspritzungen

Abb. 2.3 beschreibt eine typische Einspritzstrategie für einen Serienmotor, in der deutlich die Ansteuerung des Injektors für die Absetzung der Piloteinspritzmengen zu erkennen ist. Insbesondere die zeitliche Lage im Verhältnis zum ZOT und zur Haupteinspritzung ist dabei von entscheidender Bedeutung. Wie sich eine Veränderung der Voreinspritzungszeitpunkte auf die Druckverläufe der Verbrennung und die Verbrennungsgeräusche auswirkt ist unter anderem Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit.

In [53], [72], [4] und [21] wurde der akustische Einfluss der Voreinspritzungen gezielt untersucht und es konnte u.A. nachgewiesen werden, dass mit einer Veränderung des Einspritzbeginns der Piloteinspritzung um $\pm 5^\circ\text{KW}$ auch eine entsprechende Änderung im Verbrennungsgeräusch einhergeht, die direkt auf den Druckanstieg zurückzuführen ist. In [100] wurde aufgezeigt, dass bei einer Verkürzung der Zeit zwischen den einzelnen Einspritzhüben zur besseren Homogenisierung, das Brennraumdruckspektrum eher eine Zunahme der Schwankungen im Amplitudenverlauf über der Frequenz aufweist, was nicht zwingend zu einem höheren Geräuschpegel führt, aber die Charakteristik verändert und ebenfalls im Zusammenhang mit der Beeinflussung der Zündverzugszeiten steht. [53] empfiehlt daher auch bereits in seiner Arbeit aus dem Jahr 1991, zur Optimierung des Motorgeräuschs ein Maßnahmenpaket, das direkt und indirekt auf die Zündverzugszeiten Einfluss nimmt und diese verkürzen soll. Weitere Untersuchungen in [53] haben auch gezeigt, dass die Lastabhängigkeit mit zunehmender Drehzahl durch eine Verkürzung der Zündverzugszeiten abnimmt und das mechanische Geräusch dominant im gesamten Geräuschspektrum wird. [88] stellt dazu ergänzend dar, dass bei Null- und bei Vollast eines Motors das Kurbeltriebsgeräusch dominiert und bei hohen Drehzahlen durch das Geräusch des Einspritzsystems mit der Pumpeneinheit übertroffen wird. Der positive Effekt der Voreinspritzung ist bei entsprechender Applikation ein deutlich weicherer Druckanstieg und damit verbunden eine entsprechend leisere Verbrennung. Nachteil dieser Bestrebungen ist ein etwas erhöhter Verbrauch und höhere Rußemissionen, da diese Kraftstoffmengen keinen nennenswerten Beitrag zur effektiven Leistungsabgabe haben. Ein weiterer Weg ist die Verwendung der Abgasrückführung, die heute auch dem Stand der Technik entspricht. Ihre primäre Aufgabe liegt zwar in der Beeinflussung der Rohemissionen, hat durch ihren Wirkmechanismus auf die Verbrennung jedoch auch einen positiven Beitrag zur Akustik. Ein weiterer Ansatz, der zwar mit dem Ziel der Rohemissionssenkung verbunden ist, aber zumindest den üblichen Trade-Off zur Akustik nicht negativ beeinflusst, ist das sog. Digital Rate Shaping als Einspritzstrategie [54]. Dabei wird die Voreinspritzung so spät gelegt, dass es im Gegensatz zu den Untersuchungen von [100], zu einer Überschneidung der Brennphase der Pilotmenge und der Hauptmenge kommt (s. auch Abb. 2.4). Hierzu war insbesondere die Entwicklung seitens der Einspritztechnik notwendig, um diese kurzen Zeitabstände zwischen Vor- und Haupteinspritzung menschengerecht abzubilden.

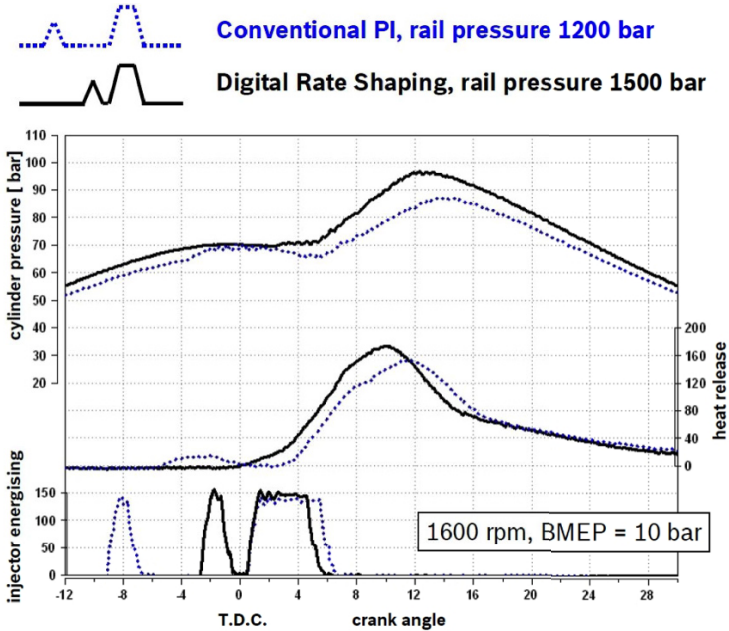


Abbildung 2.4: Vergleich zwischen einer konventionellen Einspritzung und Digital Rate Shaping [54]

[56] zeigt in seiner Veröffentlichung auch auf, dass in Verbindung mit den aktuellen Trends zum Downsizing der Motoren und den damit zusammenhängenden höheren Spitzendrücken auch zwangsläufig eine höhere Strukturanregung und Belastung des Grundmotors folgt, die zu einer Erhöhung des direkten und indirekten Verbrennungsgeräusches führt. Ein alternativer Ansatz, der auch die Druckanstiegsgeschwindigkeit berücksichtigt, wird von [48] vorgestellt, in dem die Größe der „Ring-Intensität“ zur Charakterisierung des Verbrennungsgeräusches herangezogen wird. Für konventionelle DI-Dieselmotoren gilt dabei ein Wert von $2\text{ MW}/\text{m}^2$ als üblich. Die Ringing-Intensität ist dabei ein Maß für die Intensität der Druckwellen im Zylinder und wurde mathematisch in [30] bereits definiert (Glg. 2.1)

$$RI = \frac{1}{2\gamma_{RI}} \cdot \frac{\left(\beta_{RI} \cdot \frac{dp^2}{dt_{max}}\right)}{p_{max}} \cdot \sqrt{\gamma_{RI} R \cdot T_{max}} \quad (2.1)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Brennraumdruckgradienten und der Ringing Intensity ist aus Abb. 2.5 ersichtlich.

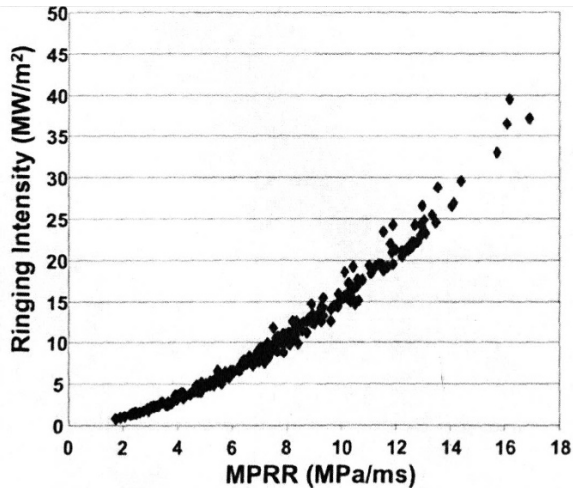


Abbildung 2.5: Zusammenhang zwischen Ringing Intensity und dem Brennraumdruckgradienten [103]

Eine besondere Herausforderung stellt im Kontext der Drucksteigerungsraten die Entwicklungstendenz zu alternativen Brennverfahren dar. In verschiedenen Veröffentlichungen zu Motoren mit einer Premixed Charge Compression Ignition-Verbrennung (PCCI) wurden ebenfalls Variationen der Einspritzstrategie unter akustischen Gesichtspunkten untersucht ([20], [57], [6], [70], [97]). Dabei zeigt sich generell die Tendenz, dass bei einer sehr späten Einspritzlage zwar die Emissionen (NO_x , Ruß und auch Geräusch) deutlich sinken, jedoch der thermodynamische Wirkungsgrad ebenfalls darunter leidet. Legt man die Einspritzung sehr früh in den Verdichtungsstakt, steigen die Geräuschemissionen erwartungsgemäß deutlich an. Die PCCI-Verbrennung bewegt sich durch diese Variation eigentlich in den Bereich der HCCI-Verbrennung (Homogeneous Charge Compression Ignition), bei der es prinzipbedingt zu sehr hohen Druckgradienten (über $10 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$) und den damit verbundenen Nachteilen bei der Akustik kommt, so dass sehr hohe Abgasrückführungsrate zur Begrenzung der Druckgradienten notwendig sind [19], [38], [55]. Auch hier ist die Motivation nicht primär der Akustik zuzuschreiben, sondern dient der mechanischen Belastungsbegrenzung der Motorkomponenten. Hierzu gibt es Aussagen hinsichtlich eines akustisch noch vertretbaren Wertes für die Ringing-Intensity von maximal $6 \text{ MW}/\text{m}^2$ [44]. Diese Größe steigt mit zunehmender Abgasrückführungsrate bei HCCI-Betrieb auf dieses Niveau, was eine entgegengesetzte Tendenz im Vergleich zur konventionellen Verbrennung darstellt. Insgesamt ist damit ersichtlich, dass sich eine HCCI-Verbrennung nur in Kennfeldbereichen darstellen lässt, in denen die mechanische aber auch die akustische Belastung

hinnehmbar ist [43], [103]. Der Brennraumdruckgradient lässt sich dabei aber auch als guter qualitativer Indikator für den HCCI-Verbrennungsvorgang nutzen, da er direkt mit dem Kraftstoffumsatz und damit den Gemischparametern zusammenhängt. Dadurch ist die Verwendung von $\frac{dp}{d\alpha}$ als Regelgröße für das nächste Arbeitsspiel im Transientbetrieb möglich [94]. In einem weiteren neuen Ansatz auf Basis der konventionellen Verbrennungsverfahren weist [99] nach, dass sich durch eine räumliche Trennung der Pilot- und Haupteinspritzung im Brennraum durch jeweils zwei unabhängige Injektoren je Zylinder die Vorteile der HCCI-Verfahren erreichen lassen, ohne dabei die Nachteile hinsichtlich Rohemissionen und Akustik hinnehmen zu müssen. Insbesondere die Darstellung der Bandbreite der Einspritzmengen sind für die Injektoren eine technische Herausforderung, die hiermit umgangen werden kann. Zudem sind die Einspritzdrücke der Haupteinspritzungen nicht auf dem hohen Niveau notwendig, so dass sich hier einfachere und günstigere Konzepte verwenden lassen. Bei Messungen konnte insbesondere gezeigt werden, dass die $\frac{dp}{d\alpha}$ -Werte bei Variation der Haupteinspritzmengen deutlich geringere Schwankungen bzw. Änderungen zeigen, was somit einen effizienteren Betrieb ermöglicht, ohne dabei durch die Nachteile hinsichtlich der Akustik begrenzt zu sein. In [90] wird daher auch als mittelfristige Lösung des Zielkonflikts zwischen Akustik und effizienter Verbrennung eine zunehmend druckgeregelte Verbrennung empfohlen, die aber auch deutlich leistungsfähigere Motorsteuerungssysteme und entsprechende Sensorik voraussetzt. Alternativ werden auch heat-release-basierte Ansätze diskutiert und empfohlen. Langfristig ist aber auch hier die Position, dass nur eine gemeinsame Abstimmung sowohl der Verbrennung als auch der einzelnen Komponenten für eine gute Akustik und Effizienz des Motors zum Ziel führt. Damit ist insgesamt ersichtlich, dass die erste Ableitung des Brennraumdrucks der Haupteinflussfaktor des Verbrennungsgeräuschs ist. Unter Betrachtung des Frequenzspektrums des Brennraumdrucks wird jedoch auch deutlich, dass hier auch noch der Spitzendruck und die zweite Ableitung des Brennraumdrucks frequenzabhängig unterschiedlich hohe Anteile haben. Das Verbrennungsgeräusch ist demnach eine Funktion dieser drei Parameter. Die Anteile des Brennraumdruckspektrums sind folgendermaßen aufzuteilen [71]:

- Im niederfrequenten Bereich entspricht der Pegel der Fläche unter dem Druckverlauf der Verbrennung
- Mit steigender Frequenz ist der Spitzendruck dominant im Pegel
- Der für das Geräusch relevante Bereich (800-3kHz [61]) ist durch die erste und zweite Ableitung des Brennraumdrucks geprägt

Grafisch dargestellt ergibt sich folgendes Bild:

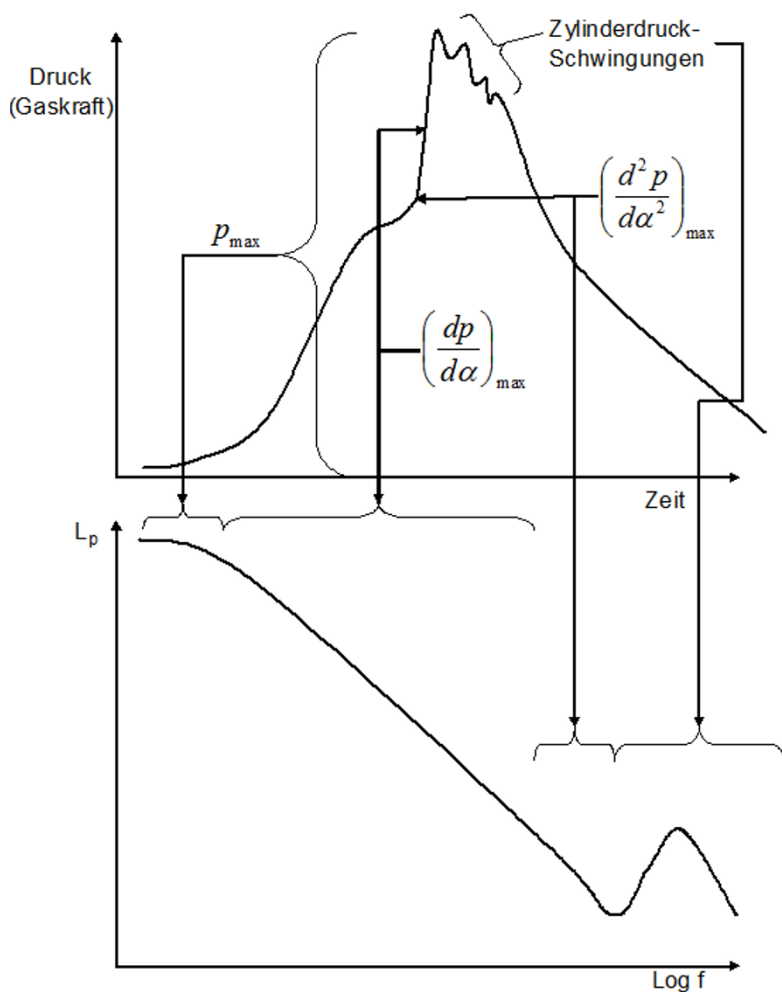


Abbildung 2.6: Brennraumdruckverlaufscharakteristika und deren Beitrag zum Frequenzspektrum [32]

Der Frequenzbereich des Motorgeräuschs eines Verbrennungsmotors ist jedoch zusätzlich drehzahlabhängig. [71] hat dazu für einen PKW-Dieselmotor festgestellt, dass bei 1200min^{-1} der dominante Frequenzbereich bei 200-800Hz liegt, wohingegen dieser sich bei 2400min^{-1} zu 400-1600Hz verschoben und erweitert hat. In letzterem Bereich ist auch die erste Ableitung des Brennraumdrucks relevant, oberhalb davon die zweite Ableitung. Das motorspezifische Strukturübertragungsmaß von Dieselmotoren im PKW-Sektor, das die Differenz zwischen dem Luftschallpegel des gemessenen Geräusches und dem Pegel der Brennraumdruckanregung des Motors darstellt und Rückschlüsse über den Anteil aus dem Verbrennungsgeräusch im Motorgesamtgeräusch zulässt, hat sein Maximum zwischen 1,5-2,5kHz [101]. [34] ergänzt durch seine Untersuchungen, dass dieses Maximum bei moderneren Motoren nicht über 2kHz und der dominante Bereich des direkten Verbrennungsgeräusches zwischen 500-5kHz liegt, allerdings mit deutlich zunehmendem Einfluss des mechanischen Geräuschs ab etwa 3kHz. Da diese Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes zum Teil sehr aufwändig ist, empfiehlt [34] die Verwendung der wesentlich moderneren Signalanalysealgorithmen aus der Klasse der Zeit-Frequenz-Analysen, mit denen sich auch ohne Kenntnis der Übertragungsfunktionen das Verbrennungsgeräusch ermitteln lässt. Speziell werden hier Wavelets als geeignetes Mittel genannt, um auch Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern des Motors zu differenzieren und auch deren gegenseitige Beeinflussung zu erfassen. Laut [104] lässt sich damit auch der Einfluss der Pileinspritzung besser ermitteln, da die Fensterbreiten zur Signalanalyse hier besonders klein und damit geringer als ein Arbeitsspiel sind, um eine hinreichende Auflösung zu bieten.

Die Herausforderung bei der messtechnischen Bestimmung der Motorgeräuschanteile stellt die unmittelbare Verknüpfung des Verbrennungsgeräuschs und des mechanischen Geräuschs dar. Da zwischen diesen Arten starke Abhängigkeiten bestehen, ist es mit den üblichen Messmethoden, wie z.B. Luftschallaufzeichnungen nicht möglich, zwischen den Ursachen zu trennen. Daher ist eine Vermessung immer unter der Kombination mehrerer Messmethoden notwendig, die in der Regel Körperschallsensoren an den entscheidenden Punkten des Motors beinhaltet. Eine alternative Herangehensweise bei Ottomotoren ist z.B. die Verwendung der Motorrauigkeit als Maß für den Anteil des indirekten Verbrennungsgeräuschs [102]. Des Weiteren stellt die Messung des direkten Verbrennungsgeräuschs mittels eines Combustion Noise Meters oder durch die geeignete Platzierung von Körperschallsensoren im Deckbereich des Kurbelgehäuses direkt auf der Zylinderlaufbuchse [79] geeignete Methoden dar. Bei der Verwendung des Combustion Noise Meters wird jedoch ein Geräusch aus dem Brennraumdruck in Verbindung mit einem Standardstrukturdämmmaß berechnet, dass nach den Untersuchungen von [34] und [101] im Schnitt etwa 10dB zu gering im Vergleich zu modernen Motoren und ihrem Dämmmaß ist. [34] zeigt einen Ansatz über das vorher

bereits genannte Strukturübertragungsmaß und die Verwendung der signalanalytischen Auswertung von Körper- und Luftschallsignalen über Betrachtungen zur Kohärenz und Korrelation der Signale. Dabei wird unter anderem das Pegeldifferenzverfahren vorgestellt, bei dem sich das mechanische Geräusch als Differenz des Verbrennungsgeräuschs und des Gesamtgeräuschs direkt bestimmen lässt. Auch [53] nimmt Bezug auf die Verwendung der Kohärenzfunktion, allerdings unter Berücksichtigung der Randbedingung, dass diese nur bei der Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Ein- und Ausgangssignal gute Ergebnisse liefern kann.

2.3 Körperschallleitwege im Verbrennungsmotor

Da das Motorgeräusch zu einem großen Anteil durch das Verbrennungsgeräusch definiert ist, ist die Frage hinsichtlich der Wege, die der durch die Verbrennung angeregte Körperschall durch die Motorstruktur zurücklegt, von zentraler Bedeutung. In der Literatur haben sich die Bezeichnungen des inneren und des äußeren Körperschallleitweges etabliert. Auch die Arbeiten [53], [36] und [34] verwenden diese Aufteilung. Per Definition umfasst der äußere Körperschallleitweg die Brennraumwandungen und damit auch die gesamte Motorblockstruktur sowie den Zylinderkopf. Der innere Körperschallleitweg umfasst den Zylinder und den Kurbeltrieb inklusive aller Lagerstellen bis hin zur Kurbelwellenlagerung. Über die Hauptlagerstühle erfolgt dann die Einleitung in das Kurbelgehäuse bzw. weiter zur Ölwanne, die mit ihrer Fläche und der üblichen Gestaltung aus dünnen Blechen eine große Abstrahlfläche darstellt. [36] definiert darüber hinaus noch einen zusätzlichen Körperschallleitweg, bei dem das Kurbelgehäuse durch Luftschall im Inneren angeregt wird, jedoch ist die Relevanz in der Gesamtheit des Körperschalls und der anschließenden Geräuschemission des Motors zu vernachlässigen. Der klar dominante Körperschallleitweg ist der innere Weg über die Kurbeltriebs Elemente und deren Lagerstellen. [36] und [3], [31], [46] sprechen von 70-80% der Körperschallenergie des direkten Verbrennungsgeräusches, die über den inneren Körperschallleitweg zum Gesamtgeräusch beiträgt. Dabei ist insbesondere der Frequenzbereich von 250Hz bis 2kHz von besonderer Bedeutung. Diese Beobachtung wird auch von [53] bestätigt und ergibt in Verbindung mit dem in [34] ermittelten Strukturübertragungsmaß für PKW-Dieselmotoren ein sich ergänzendes Gesamtbild, das sich mit den in der Arbeit gemessenen Luftschallpegeln deckt. Für den äußeren Körperschallleitweg benennt [36] einen signifikanten Anteil am Gesamtgeräusch erst oberhalb von 4kHz. Daraus folgt, dass die genauere Untersuchung des inneren Körperschallleitweges und der daran beteiligten Komponenten einen Ansatzpunkt zum besseren Verständnis und zur Optimierung des Geräuschverhaltens von DI-Dieselmotoren bietet.

Kolben:

Es muss klar unterschieden werden zwischen den Geräuschen, die der Kolben selbst anregt, bedingt durch z.B. Kolbenschläge, die aus der Sekundärbewegung resultieren, und seinem Anteil an der Weiterleitung über den inneren Körperschallleitweg. Die meisten Arbeiten, als Beispiele seien hier insbesondere [39] und [102] genannt, konzentrierten sich in der Vergangenheit auf die Kolbengeräusche, die von verschiedenen Parametern der Kolbengeometrie und der Schaftsteifigkeit sowie der Desachsierung in Verbindung mit dem Pleuel abhängen. In [89] wird z.B. darüber berichtet, dass es auch über das Honverfahren der Zylinderlaufbuchsen möglich ist, einen Einfluss auf die reine Kolbenakustik zu nehmen, in dem darüber der Raum für die Sekundärbewegung reduziert wird. Ein großer Fortschritt bei der Kolbenakustik kann über den Einsatz von Stahlkolben erreicht werden, die durch ihre materialspezifische geringere Wärmedehnung den Vorteil besitzen, dass das Spiel entsprechend geringer ausgelegt werden kann [14]. Die erste Serienanwendung im PKW-Dieselmotor ist seit 2014 auf dem Markt [81]. Darüber hinaus lässt sich auch über das Formhonen ein Vorteil hinsichtlich der Reibung von etwa 20-35% erzielen, ohne die Akustik negativ zu beeinflussen. Diese Geräusche und deren Abhilfemaßnahmen sind zwar dem indirekten Verbrennungsgeräusch zuzuordnen, ihr Anteil ist jedoch im Verhältnis zur Anregung aus der Verbrennung im Hinblick auf den inneren Körperschallleitweg eher gering. Hinzu kommt die große Abhängigkeit des Kolbenschlages von der Kurbelwinkelstellung und damit dem Ort und Zeitpunkt der lokalen Anregung. Das Schrifttum ist dazu nicht einheitlich [39]. Für die Geräusche, die von der Verbrennung angeregt und über den Kolben in den inneren Körperschallleitweg eingeleitet werden, ist jedoch das modale Verhalten von entscheidender Bedeutung. Dabei geht es weniger um die Feingeometrie des Kolbens (u.a. Spielgebung usw.) als viel mehr um den Einfluss des Kolbens als gesamtes Bauteil auf das Eigenschwingungsverhalten des Kurbeltriebs. In den Veröffentlichungen [92] und [93] wird dieser Zusammenhang sehr deutlich durch modalanalytische Untersuchungen, Simulationen und akustische Messungen bestätigt und zeigt, dass der Kolben-Pleuel-Verbund als komplette Einheit mit den entsprechenden gemeinsamen Eigenfrequenzen in den Gesamtzusammenhang des inneren Körperschallleitweges einbezogen werden muss. Der Kolbenbolzen kann aufgrund seiner sehr steifen Struktur und den damit verbundenen sehr hohen Eigenfrequenzen als übertragendes Element betrachtet werden, das die Körperschallleitung nicht durch Resonanzen verändert [95] und wird daher im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht detaillierter betrachtet.

Pleuel und Pleuellager:

Da das Pleuel eine zentrale Rolle im Kurbeltrieb einnimmt, sind die Einflüsse und Einflussparameter auf die Körperschallübertragung von besonderem Interesse bei der Untersuchung des inneren Körperschallleitweges. Die primäre Auslegung des Pleuels erfolgt unter festigkeitsorientierten Gesichtspunkten, um die Gaskräfte der Verbrennung auf die Kurbelwelle zu übertragen. Daraus resultiert jedoch auch, dass die Gestaltungsmöglichkeiten am Pleuel zur Optimierung des Verhaltens bei der Übertragung und Weiterleitung des dabei angeregten Körperschalls begrenzt sind. Ein Vorteil liegt jedoch darin, dass die generelle Entwicklungsrichtung bei der Auslegung und Gestaltung von Pleueln versucht, bei gegebenen Randbedingungen zur Festigkeit, eine möglichst leichte Konstruktion zu erreichen. Hintergrund ist zwar direkt die Reduzierung der oszillierenden Massen, diese hat aber auch einen indirekten Einfluss auf die Körperschallanregung, da u.a. das Durchlaufen von Lagerspielen und auch die Anregung von Eigenfrequenzen damit verbunden ist [36]. In [102] wurde unter anderem ermittelt, dass eine Gewichtsreduzierung am Pleuel zwar keinen nennenswerten Einfluss auf die Rauigkeit des Motorgeräuschs besitzt, jedoch fehlen hier Angaben darüber, ob auch die Steifigkeit des Pleuels entsprechend verändert wurde. Bezogen auf das Körperschallübertragungsverhalten wurde in verschiedenen Arbeiten bereits das Biegeresonanzverhalten des Pleuels als einer der zentralen Parameter identifiziert [87], [92], [93]. Insbesondere die beiden letzten Arbeiten zeigen sehr deutlich, dass generell das Eigenschwingungsverhalten des Pleuels und des Verbundes aus Kolben und Pleuel von entscheidender Bedeutung ist. Darüber hinaus wurde hier auch der Zusammenhang zwischen dem Verbrennungsdruckgradienten und der auftretenden Pleuelschwingung aufgezeigt. Die Untersuchungen wurden an einem Ottomotor bei einem Vergleich einer konventionellen Direkteinspritzung mit einer HCCI-Applikation durchgeführt (Betriebspunkt $n=2000$ 1/min und $p_{me}=2$ bar). Dabei ist insbesondere ein Schwellenwert für den Brennraumdruckgradienten von $3,8\text{bar}/^\circ\text{KW}$ ermittelt worden, oberhalb dessen die dynamische Anregung durch die Schwingungsamplituden des Pleuels deutlich zunimmt. Spektral betrachtet lässt sich auch ein direkter Bezug zum Dieselnageln herstellen, das in einem ähnlichen Frequenzbereich abläuft (0,5-3kHz). Ergänzend dazu wurde in [95] über die Applikation von Dehnungsmessstreifen (DMS) am Pleuelschaft die im befeuerten Betrieb auftretenden Belastungen in einem V10-Ottomotor mit Hochdrehzahlkonzept protokolliert. Hintergrund dieser Arbeit war die Untersuchung des Kolbentragbildes und die Suche nach möglichen Ursachen für in hohen Drehzahlbereichen auftretende Unregelmäßigkeiten. Im Rahmen dessen wurde festgestellt, dass sich in der Pleuelschwingebene Belastungen von bis zu $\pm 450\text{N}$ messen ließen, denen eine Oberschwingung mit der ersten Biegeeigenfrequenz des Pleuels überlagert war. Ein Einfluss dieser Pleuelbiegeschwingungen konnte jedoch erst oberhalb von 4000min^{-1} des Motors akustisch festgestellt werden. Der in [87] genannte

Frequenzbereich von 1-2kHz, in dem Kolbengeräusche primär über den inneren Leitweg übertragen werden, deckt sich dabei sehr gut auch mit den in den Arbeiten [92], [93] und [15] gefundenen Eigenfrequenzen des Pleuels. Da eine Aussage zur Körperschallleitung zwischen der Verbrennung als Anregung und der letztendlich als Luftschall emittierten Geräusche von Interesse ist, muss jedoch der Kurbeltrieb als Ganzes bzw. die Interaktion zwischen den Komponenten betrachtet werden. Die Eigenfrequenz des Pleuels allein ist noch nicht hinreichend, um daraus eine eindeutige Aussage über im Luftschall dominante Frequenzbereiche zu treffen, da in Verbindung mit dem Kolben eine relativ große Masse angekoppelt wird, die ein neues System mit eigenen Eigenfrequenzen schafft (s.a. [93], [15]). Allein bedingt durch die Verbindung zwischen Pleuel und Kolben wird im Zeitraum der Verbrennung ein System angeregt, dessen Eigenfrequenzen durch die einzelnen Komponenten gegenseitig beeinflusst werden. Über den Ölfilm, der die Bauteile miteinander verbindet, herrscht zu dem ein stark nichtlineares Verhalten vor, das abhängig von der Belastung seine Übertragungscharakteristik verändert und zwischen schallhart [22] und stark dämpfend [36] in den unbelasteten Phasen des Arbeitsprozesses wechselt. In [85] wurde ergänzend dazu im Rahmen von simulationstechnischen Untersuchungen des Pleuels festgestellt, dass die Maximalbelastung des Pleuels an verschiedenen Punkten der Struktur nicht immer zeitgleich anliegt. Allerdings fehlen in der Veröffentlichung messtechnische Validierungen dieser Simulationsergebnisse.

Kurbelwelle:

Bei der Betrachtung der Kurbelwelle und ihrer Rolle für das akustische Verhalten im Motorbetrieb unter Last und Drehzahl wurde bereits in [9] festgestellt, dass die Kurbelwelle ihre Schwingungsform über die Hauptlager auf das Kurbelgehäuse überträgt. Die Welle und ihre Verformungszustände sind dominant gegenüber dem Zylinderkurbelgehäuse und leisten damit einen entscheidenden Beitrag zum Motorgeräusch. In [36] wurde über Messungen des Körperschalls an den Hauptlagerdeckeln nachgewiesen, dass insbesondere im Drehzahlbereich unterhalb 3000min^{-1} die motorische Last hauptverantwortlich für nieder- und tieffrequente Anregungen durch die Kurbelwelle ist. Aufgrund der notwendigen Formgebung der Kurbelwelle sind die angeregten Schwingungszustände stets eine Überlagerung von Biege- und Torsionsschwingungen. Diese Schwingungen sind die Folge der entsprechend der Zündfolge verteilten Lasteinleitung in die Welle sowie deren elastische Reaktionen auf diese Belastung. Dadurch ergeben sich kurzzeitige Verspannungszustände zwischen der Kurbelwelle und den Hauptlagern, die zu einer impulsartigen Anregung in den Hauptlagern führen können, sobald die Welle wieder in ihre unbelastete Lage zurückkehrt oder in einen anderen Verspannungszustand übergeht. Günstig für das akustische Verhalten sind demnach Kurbelwellen, die über eine hohe Steifigkeit verfügen (geschmiedete Wellen) und

demzufolge auch eine geringere Biegebelastung durch die Ausgleichsgewichte erfahren [71]. Neben der reinen Material- (Stahl statt Guss) und Prozessoptimierung (Schmieden zur Faserverlaufsoptimierung) ist auch über die Formgebung ein zusätzlicher Steifigkeitsgewinn zu erreichen (s. Abb. 2.8).

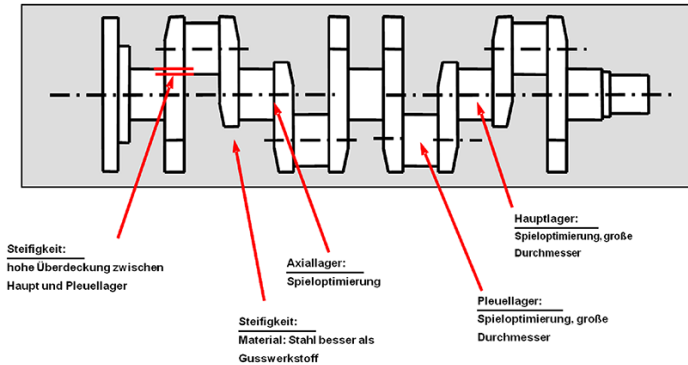


Abbildung 2.8: Optimierungsmöglichkeiten an Kurbelwellen unter akustischen Gesichtspunkten [14]

In [71] wurde auch beschrieben, dass ein entsprechend höherer innerer Massenausgleich der Kurbelwelle je nach Belastungsrichtung der Lagerstellen einen positiven oder negativen Einfluss auf die Beschleunigungspegel am Hauptlager in Hub- und Motorquerrichtung hat. So zeigen Lagerstellen mit zwei benachbarten Lagerzapfen, die eine gleichläufige Orientierung aufweisen, in Querrichtung geringere Beschleunigungspegel als Lagerstellen mit gegenläufiger Hubzapfenorientierung. Dieser Effekt kommt insbesondere bei Zwei- und Vierzylindermotoren zum Tragen, bei denen die Kurbelwellenkröpfungen alle in einer Ebene liegen. Ein in [69] analysiertes Berechnungsmodell, bei dem ein Vergleich zwischen einer 4-Zylinder-Kurbelwelle mit vier und acht Gegengewichten durchgeführt wurde, zeigte auch klare Tendenzen hin zu einem akustisch schlechteren Verhalten der Welle mit nur vier Gegengewichten. Dass es hier zu einer höheren Belastung des mittleren und der äußeren Hauptlager mit dazugehörigen niedrigen Schmierfilmdicken und den akustischen Nachteilen kommt, wird auf die stärkere Neigung zur Verspannung der Welle in den Lagern zurückgeführt. Allerdings werden in [91] auf Basis von Messungen keine generellen Übereinstimmungen mit den Simulationsergebnissen gefunden und darauf verwiesen, dass ein Auftreten dieser erhöhten Verspannungsneigung in Verbindung mit der Gegengewichtskonfiguration ein anwendungsspezifisches Charakteristikum darstellt. Auch [105] bestätigt diese Aussage. Damit lässt sich jedoch generell feststellen, dass die Art und Form des Massenausgleichs ebenfalls eine sehr wichtige Rolle spielt. Bei der Analyse verschiedener

Kurbelwellen hinsichtlich ihrer Eigenformen und den zugehörigen Eigenfrequenzen haben sich verschiedene kritische Frequenzbereiche ergeben. Akustisch relevant sind insbesondere die Torsionsformen I. und II. Ordnung und die Biegung I. und II. Ordnung in Quer- sowie Hochrichtung. [71] nennt für die Torsionsformen den Frequenzbereich von 400-800Hz, der auch in den Arbeiten [98], [80] und [24] für 4-Zylinder Reihenmotoren mit Hubräumen zwischen 1,7l und 2,5l angegeben wird. [58] hebt den Bereich bis 500Hz hervor und das dabei auftretende Zusammenspiel der I. Torsionseigenform in Verbindung mit den Elastizitäten der Hauptlager und der Kurbelwelle. Für die Biegung in Querrichtung gilt der Bereich von 550-1,2kHz und in Hochrichtung für die I. Ordnung bei rd. 950Hz sowie 1,8kHz für die II. Ordnung als relevant. Insbesondere Eigenformen der Kurbelwelle, die mit ihrer Eigenfrequenz unterhalb der Resonanz des Kolben-Pleuel-Verbundes liegen bestimmen nach [36] das Übertragungsverhalten der Welle. Nach einer Beobachtung von [67] regt dabei eine in einer Motorordnung in Resonanz schwingende Kurbelwelle die Hauptlager in den jeweils oberen und unteren Nebenordnungen an. [23] differenziert hier noch weiter aus seinen Beobachtungen heraus, dass zwei Übertragungsarten in den Lagern stattfinden. Zum einen werden Eigenfrequenzen des einen Systems (Kolben-Pleuel) ohne Modulation direkt in das andere System übertragen (z.B. Längsschwingungen des Kurbeltriebs). Zum anderen kommt es zu einer Modulation in der vorher genannten Form, wobei die Abweichung von der ursprünglichen Eigenfrequenz von der Drehzahl der Kurbelwelle abhängt. Zu den impulsartigen Anregungen der Hauptlager kommt es vor allem dann, wenn die Kurbelwelle durch hohe Belastungen aufgrund hoher Gaskräfte stark aus ihrer Verlagerungsbahn ausgelenkt wird. Die Bahn einer unbelasteten Welle entspricht einer Kreisform, in die die Welle nach der Belastungsphase auch wieder zurückkehrt. Dieser Vorgang kann unter bestimmten Betriebspunkten sehr schnell und damit energiereich erfolgen und diese Anregung auslösen [36]. [71] hat darüber hinaus über die genaue Messung der Verlagerungsbahnen in den Hauptlagern festgestellt, dass der Brennraumdruckgradient dabei eine sehr zentrale Rolle spielt und die Anregung der Lagerzapfen im Bereich bis zu 40°KW n. OT dazu führen kann, dass diese aufgrund der Schallhärte des Ölfilms auch linear an die Hauptlager weitergegeben wird. Dabei kommt es je nach Betriebspunkt des Motors zu einer linearen Überlagerung der Beschleunigung des Lagerzapfens sowie der Lagerdeckel, da diese gleichphasig schwingen können. Neben der Kurbelwelle und dem System in Verbindung mit den Hauptlagern und dem Zylinderkurbelgehäuse, können auch noch weitere Schallleitwege innerhalb des Kurbeltriebs eine Rolle spielen. [102] konnte aufzeigen, dass auch über die Riemenscheibe eine Abstrahlung erfolgt, da sie durch die Kurbelwelle mit angeregt wird. Eine zentrale Rolle hat dabei zusätzlich das Axial- oder Bundlager des Motors.

Hauptlager:

Die Hauptlager bilden durch die nichtlinearen Eigenschaften des Ölfilms, der die beiden Reibpartner Kurbelwelle und Lagergehäuse bzw. Lagerschale voneinander trennt, ein relativ komplexes System. Nach Auswertungen in [26] und [22] besitzt die Lagerung der Kurbelwelle die größte Bedeutung im inneren Körperschalleitweg. Dadurch, dass die Hauptlager die Einleitungsstelle von Schwingungen im Zylinderkurbelgehäuse darstellen, strahlen der Motorblock und die Ölwanne einen Anteil von rd. 50-70% des gesamten Geräuschennergie ab [71]. Aus diesem Grund steht der innere Körperschalleitweg bei der Untersuchung des Verbrennungsgeräusches bzw. Motorgeräusches ganz besonders im Mittelpunkt. Dabei zeigt sich, dass insbesondere eine harte Verbrennung, d.h. mit sehr hohen Brennraumdruckgradienten, wie sie üblicherweise bei DI-Dieselmotoren im niederen Teillastbereich auftreten, eine entscheidende Rolle spielen. [58] hat ein ähnliches Verhalten jedoch auch bei direkteinspritzenden Ottomotoren im Vergleich mit konventioneller Saugrohreinjection beobachtet. Auch hier zeigen sich in der Teillast deutlich höhere Kraftpegel bei dem SIDI-Aggregat ggü. dem MPI-Motor an den Hauptlagern mit abnehmender Tendenz zu höheren Drehzahlen. Der Hintergrund dazu liegt vor allem in den Ölfilmeigenschaften begründet, da dieser unter der sehr schnellen Verbrennung während der Verbrennungsdruck ansteigt, als schallhart und damit ohne nennenswerte Dämpfung Körperschall übertragen kann ([22], [5], [3], [29], [68]). In [22] wird dazu quantitativ angegeben, dass die radiale Ölfilmsteifigkeit im Kurbelwinkelbereich des maximalen Verbrennungsdruckes um eine Zehnerpotenz über der Motorstruktur liegt, so dass die Struktursteifigkeit der Hauptlager entscheidender ist. Insbesondere die niedrigen Ölfilmdicken in Verbindung oder als Folge von Kurbelwellenverspannungszuständen spielen hier eine entscheidende Rolle [69]. Mit dieser Begründung wird auch in den Arbeiten [52] und [50] der Einfluss, der über das Lagerspiel auf das Motorgeräusch genommen werden kann, als eher gering betrachtet. Untersuchungen an PKW-Motoren in [40] und [75], bei denen das Lagerspiel um $40\mu\text{m}$ vergrößert wurde (Ausgangswert: $40\mu\text{m}$), führten im Ergebnis nur zu einer Erhöhung des Gesamtgeräusches um 1,5dB(A). Eine Betrachtung der spektralen Anteile der Lagerdeckelschwingungen, die in der Regel bei der Ausführung als frei hängende Deckel eine Längsschwingungseigenform bei etwa 1,2-1,4kHz besitzen, wurde in [36] durchgeführt. Dabei konnte nachgewiesen werden, dass bei einer Lagerspielvariation von $60\mu\text{m}$ über $190\mu\text{m}$ zu $240\mu\text{m}$ zwar der Gesamtsummenpegel um 3dB abnahm, jedoch im Bereich von 400-1,25kHz die einzelnen Pegelwerte zunahm, während erst oberhalb 1,6kHz eine deutliche Pegelabnahme zu beobachten war. [96] sieht entgegen den zuvor genannten Aussagen in [40] und [75] im Lagerspiel den entscheidenden Parameter zur akustischen Optimierung, mit der klaren Empfehlung hin zu kleinen Lagerspielen, wobei es hier ein Optimum gibt, unter dem keine nennenswerte Verbesserung mehr zu erwarten ist. Ein früherer Versuch von [25], bei dem

eine Lagerung ohne Lagerspiel an einem nicht drehbaren Kurbeltrieb umgesetzt wurde und der anschliessend modalanalytisch untersucht wurde, ergab für die Körperschallenergie im Zylinderkurbelgehäuse eine Senkung um 26% verglichen zur Basis. Dieser Unterschied liegt allein in der fehlenden Anregung des Zylinderkurbelgehäuses durch die Einleitung über die Hauptlager. Die Steifigkeit des Kurbelgehäuses in Verbindung mit der Anbindung der Lagergehäuse stellt einen zusätzlichen Faktor bei der Weiterleitung des Körperschalls aus dem inneren Leitweg dar. Generell ist ein eher steifes Kurbelgehäuse zu bevorzugen, wie es z.B. durch den Einsatz von Bedplatelösungen erreicht wird. Auch wenn diese Maßnahme primär der Strukturfestigkeit bei Motoren mit erhöhten Spitzendrücken dient, lässt sich daraus auch ein Vorteil für die Akustik erreichen. In [14] wird die Wirkung des Downsizings auf das NVH-Verhalten von Motoren untersucht und die Empfehlung ausgesprochen, bei Kurbelgehäusen auf eine möglichst steife Konstruktion mit geradem Kraftfluss zu achten. Durch eine entsprechende Gestaltung kann ein akustisch optimiertes Bottom-End und Getriebeanschluss erreicht werden, die sich positiv auswirken. In [82] wurde dazu ein Vergleich mehrerer Kurbelgehäuseformen gezeigt (s. Abb. 2.9).

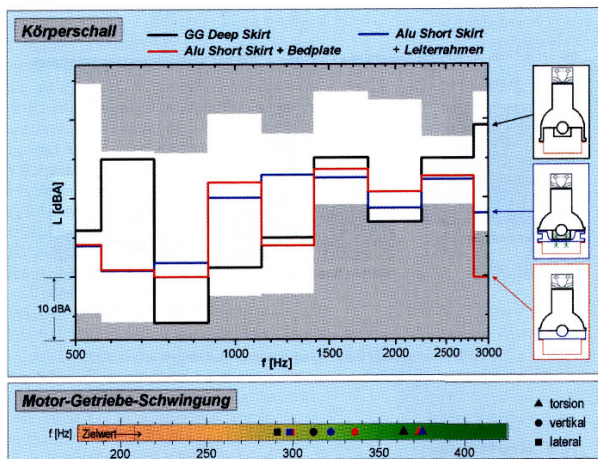


Abbildung 2.9: Vergleich unterschiedlicher ZKG-Formen bezüglich ihres Körperschallübertragungsverhaltens [82]

Nach [22] stellen Stöße zwischen der Kurbelwelle und den Hauptlagern die Hauptanregungsquelle in Phasen schallharten Ölfilms dar, der in diesem Moment eine Körperschallbrücke bildet. Damit hängt die Weiterleitung von Schwingungen zwischen den Kurbeltriebsystemen oder -teilsystemen von der frequenz- und amplitudenabhängigen Übertragungsfunktion des Ölfilms als Folge der Zapfenverlagerungsbahn und den damit einhergehenden Ölfilmdi-

cken ab [23]. Ein weiterer Punkt, der Gegenstand der Forschung ist, liegt in der Anwendung von Wälzlagern anstelle der Gleitlagerung für die Hauptlager. In [96] wird dazu klargelegt, dass die Verwendung von Wälzlagern jedoch ungeachtet der Vorteile im Reibungsverhalten unweigerlich zu einer schlechteren Akustik führt, da die dämpfende Wirkung des Ölfilms entfällt. Dies konnten auch Körperschallmessungen der Hauptlagerdeckel bestätigen. Zusätzlich wird auch der Aspekt angesprochen, dass die Wälzlager aufgrund ihres Aufbaus eine deutlich größere Lagerbohrung benötigen, die zu einer Strukturschwächung der Lagergehäuse und ihrer Anbindung an das Kurbelgehäuse führt. Auch in [18] wird das Potential hinsichtlich der Reibungsminimierung durch den Einsatz von Wälzlagerungen hervorgehoben, jedoch mit ebenfalls negativen akustischen Aspekten.

Untersuchungen des Schwingungs- und
Geräuschverhaltens des Kurbeltriebs eines
Verbrennungsmotors

Hrdina, D.

2016, XXIII, 127 S. 89 Abb., 16 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-12937-8