

Masterarbeit

Optimierung der End-of-Line Prüfung einer elektrischen Antriebsmaschine hinsichtlich einer verbesserten Kundenausrichtung der Antriebsentwicklung

Optimization of the End-of-Line Test of an electrical power unit to improve customer related development

vorgelegt von
Christian Strewe

Technische Hochschule Ingolstadt
Institut für Akademische Weiterbildung
Elektromobilität und Fahrzeugelektrifizierung

1. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Karl Huber
 2. Prüfer: Prof. Dr. rer. nat. Armin Arnold
- Externer Betreuer: Dr. Michael Brandstätter

Ausgabetag: 31.01.2022

Abgabetag: 31.10.2022

Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die Arbeit selbständig verfasst, noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel benützt sowie wörtliche und sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet habe.

München, 28.10.2022

Christian Strewe

Zusammenfassung für bibliografische Zwecke (Abstract)

Die vorliegende Masterarbeit befasst sich mit der Optimierung einer bestehenden End-of-Line Prüfung für elektrische Antriebsmaschinen im Werk Dingolfing der BMW Group. Ziel dieser Prüfung ist es, die Qualität der ausgelieferten Produkte sicherzustellen. Neben der allgemeinen Funktionstauglichkeit der Maschine, wird in diesem Prozessschritt auch die Akustik mittels Körperschall überprüft. Trotz Prüfung kommt es allerdings vor, dass Maschinen in der abschließenden Qualitätsabnahme unerwünschte akustische Phänomene zeigen. Über eine Optimierung soll der Prüfprozess dahingehend verbessert werden. Dazu werden Messdaten der End-of-Line Prüfung verschiedener Maschinen miteinander verglichen, um die aktuelle Auswertemethodik zu analysieren und zu verbessern und so die ausgelieferte Qualität und damit die Kundenzufriedenheit zu steigern.

Abstract

This master's thesis deals with the optimization of an existing end-of-line test for electric drive units at the BMW Group's Dingolfing plant. The purpose of this test is to ensure the quality of the delivered products. In addition to the general functionality of the electric unit, the acoustics are also verified during this process with structure-borne noise levels. However, it can happen that machines show undesirable acoustic phenomena in the final quality inspection despite testing. The testing process is to be improved by means of optimization. Measurement data from the end-of-line testing of various machines are compared with one another in order to analyze and improve the current evaluation method and increase the delivered quality and customer satisfaction.

Stichwörter/Keywords

End-of-Line, E-Maschine, Akustik, Kundenbeanstandung

Danksagung

Diese Danksagung möchte ich kurz nutzen, um mich bei den Personen zu bedanken, welche mich auf diesem Weg sowohl beruflich, hochschulisch, als auch im privaten Umfeld begleitet haben. Sie haben mich bei der Erstellung meiner Masterthesis immer unterstützt und so natürlich auch zum Gelingen beigetragen.

Zu Beginn erwähne ich meine Abteilung bei der BMW AG am Standort München, ohne deren Zustimmung diese Masterarbeit nicht zu Stande gekommen wäre. Ein besonderer Dank soll vor allem meinem Betreuer Herrn Dr. Michael Brandstätter ausgesprochen werden, da er mir bei der Erstellung dieser Arbeit stets zur Seite stand und mich durchgängig mit konstruktiven Anregungen und seinen Erfahrungen inspirierte. Ein ausgesprochener Dank gilt auch Herrn Jakob Bonart. Seine reichlichen Erfahrungen auf dem Gebiet der End-of-Line Prüfung haben maßgeblich bei der Bearbeitung der Thematik geholfen. Ebenso möchte ich mich bei allen anderen Kollegen aus der Abteilung bedanken, die mich bei der Ausarbeitung stets unterstützt und mir einiges an Motivation geschenkt haben.

Weiterer großer Dank gilt dem Lehrstuhl von Herrn Prof. Dr. Karl Huber an der Technischen Hochschule Ingolstadt. Er hat der Betreuung des vorliegenden Themas zugestimmt und mir so die Möglichkeit gegeben, bei der BMW AG diese Masterarbeit umzusetzen und durchzuführen. Ebenso möchte ich mich auch bei Herrn Prof. Dr. Armin Arnold für die Übernahme der Zweitkorrektur bedanken.

Zu guter Letzt sollte meine Familie nicht unerwähnt bleiben. Sie sind mir während dieses Studiums und der Erstellung der Abschlussarbeit immer mit Rat und Tat zur Seite gestanden und haben mich bei schwierigen Entscheidungen positiv unterstützt. Zum positiven Gelingen hat dies ebenso einen großen Beitrag geleistet.

Inhalt

1	Einführende Bemerkungen	1
1.1	Aufgabenstellung und Motivation	2
1.2	Stand der Forschung	3
1.2.1.	Fahrzeugakustik und ihre Bedeutung für den Kunden	3
1.2.2.	Geräusentwicklung im konventionellen und elektrischen Antriebskonzept.....	4
1.2.3.	End-of-Line Prüfung	8
1.3	Aufbau und Methodik.....	11
2	Theoretische Grundlagen	12
2.1	Einführung Fahrzeugakustik.....	12
2.1.1.	Störgeräusch – Definition und Ursachen.....	12
2.1.2.	Schwebung – Definition und Entstehung	15
2.2	Akustik einer elektrischen Antriebsmaschine	17
2.2.1.	Akustische Phänomene einer EAM.....	18
2.2.2.	Unwucht als Ursache von Körperschallanregung	23
2.2.3.	Übertragung und Bewertung von Körperschallanregungen	26
2.3	End-of-Line Prüfung.....	27
2.3.1.	Technische Umsetzung der EOL Prüfung.....	28
2.3.2.	Grundlagen der Signalauswertung der EOL Prüfung.....	31
2.3.3.	Herleitung und Anwendung eines Grenzwerts im Körperschall.....	36
3	Optimierung der End-of-Line Prüfung.....	41
3.1	Problembeschreibung	41
3.1.1.	Analyse Störgeräusch Schwebelbrummen im Fahrzeug	42
3.1.2.	Auswirkungen der Zwischenwellenunwucht.....	45

3.1.3.	Analyse spezifischer Messdaten der EOL Prüfung zur Beurteilung der Fahrzeugtauglichkeit im Montageprozess	48
3.2	Entwicklung und Bewertung einer Optimierung.....	50
3.2.1.	Gegenüberstellung der Optimierungsansätze	50
3.2.2.	Optimierungsansatz Datenauswertung	51
3.2.3.	Definition einer neuen Grenzkurve	60
3.3	Implementierung und Auswirkung.....	62
3.3.1.	Reduzierung Kundenbeanstandungen	62
3.3.2.	Auswirkung auf Prozesskennzahlen.....	63
4	Zusammenfassung und Ausblick.....	64
5	Abbildungsverzeichnis.....	67
6	Tabellenverzeichnis.....	71
7	Formelverzeichnis	72
8	Literaturverzeichnis.....	73

Verzeichnis der Kurzzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
e	m	Exzentrizität
F_U	N	Unwuchtkraft
f_a	Hz	Anregungsfrequenz
f_{Rot}	Hz	Drehfrequenz
L	dB	Schalldruckpegel
l	m	Länge, Abstand
m	kg	Masse
n	1/min	Drehzahl
π	-	Pi
Ω	1/s	Drehfrequenz
r	m	Radius
U	kgm	Unwucht
u	kg	Unwuchtmasse
v	m/s	Geschwindigkeit

Verzeichnis der Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AVAS	Acoustic Vehicle Alerting System
BEV	Battery Electric Vehicle
BPFI	Ball Pass Frequency of Inner Ring
BPFO	Ball Pass Frequency of Outer Ring
BSF	Ball Pass Frequency
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DR-S	Drehzahlrampe Schub
DR-Z	Drehzahlrampe Zug
EAM	Elektrische Antriebsmaschine
EOL	End-of-Line
FEM	Fenite-Elemente-Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FTF	Fundamental Train Frequency
HAT	Hinterachsträger
HEV	Hybrid Electric Vehicle
ICE	Internal Comustion Engine
KS-S	Konstant Schub
KS-Z	Konstant Zug
LL-S	Lastlos Schub
LL-Z	Lastlos Zug
PHEV	Plug-In Hybrid Electric Vehicle
PKW	Personenkraftwagen
RKS	Radialkraftschwankungen
RMS	Root-Mean-Square
RPFB	Ring Pass Frequency on rolling element
TKS	Tagentialkraftschwankungen
VDA	Verband der Automobilindustrie e.V.

1 Einführende Bemerkungen

Ab 2035 dürfen in Europa keine neuen Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor mehr zugelassen werden – dieser Beschluss bestätigt, dass der Klimaschutz das Gebot der Stunde ist. Damit sind die Abgeordneten einem Vorschlag der EU-Kommission aus dem Klimapaket „Fit for 55“ gefolgt und legen den Grundstein für das Aus des Verbrennungsmotors in Europa. Diese Entscheidung ist die Grundlage für neue Gesetzesentwürfe, die die Transformation von Fahrzeugen angetrieben durch Verbrennungsmotoren zu batteriegetriebenen, elektrischen Fahrzeugen vorgibt. Um die zukünftigen gesetzlichen Verpflichtungen zu erfüllen, bauen derzeit alle großen Hersteller ihr Angebot an Fahrzeugen mit alternativen Antrieben aus. Zusätzlich werden immer mehr Fahrzeugarchitekturen entwickelt, denen nur noch elektrische Antriebe zugrunde liegen.

Neben den gesetzlichen Verpflichtungen sehen die Hersteller auch ihre gesellschaftliche Verantwortung, einen Beitrag zum Klimaschutz zu leisten. Die Ansichten über die dafür notwendigen Schritte und Zusagen variieren jedoch unter den Herstellern stark. So haben sich sechs Hersteller (u.a. Mercedes-Benz, Ford, BYD) im Zuge der 26. Klimakonferenz der Vereinten Nationen im November 2021 dazu verpflichtet, ab 2035 in den wichtigsten Märkten nur noch emissionsfreie PKW und Vans zu verkaufen [40]. Die beiden größten Autohersteller Volkswagen und Toyota und andere namhafte Hersteller (u.a. BMW) sind diese Verpflichtung nicht eingegangen.

Stattdessen hat sich die BMW Group im Zuge dieser Konferenz das klare Ziel gesetzt, bis 2030 die CO₂-Emissionen über die gesamte Wertschöpfungskette um mindestens 40% zu reduzieren. Dies beinhaltet die Rohstoffgewinnung, die Lieferkette, die Produktion, die Nutzung und das Recycling des Produkts [41].

Neben der Elektrifizierung des Antriebstranges wird allerdings auch die individuelle Mobilität weiterhin eine wichtige Rolle spielen, d.h. das einzelne Kundenerlebnis beim Fahren verliert keineswegs an Bedeutung. Einen wesentlichen Beitrag hierzu leistet die Akustik des Fahrzeugs. Während früher der Motorsound ein prägendes Merkmal im Innenraum war, reduziert sich der Innengeräuschpegel bei einem Elektrofahrzeug deutlich. Hierdurch ergeben sich neue Möglichkeiten für eine virtuelle Soundgestaltung, allerdings können durch fehlende Maskierung aber auch neue akustische Störgeräusche auftreten. Geräuschquellen wie E-Motor, Getriebe und Stromrichter können das Hörerlebnis maßgeblich beeinflussen [1].

Das produktive Umfeld ist eine entscheidende Verknüpfung zwischen der Wirtschaftlichkeit eines Unternehmens und ihren Kunden, so dass eine möglichst fehlerfreie Kontrolle des Produktionsprozesses im Sinne der Kundenzufriedenheit und der Nachhaltigkeit anzustreben ist.

In den folgenden Abschnitten wird die Motivation, auf der die Aufgabenstellung basiert, als auch die heute bekannten Standards und Erkenntnisse beschrieben. Anschließend wird die angewandte Vorgehensweise und Methodik erläutert.

1.1 Aufgabenstellung und Motivation

Die Antriebsakustik wird durch den steigenden Grad der Elektrifizierung und den damit verbundenen Wegfall maskierender Geräusche in Zukunft eine noch wichtigere Rolle für das Kundenerlebnis spielen. Dadurch steht sie in direktem Zusammenhang mit der Kundenzufriedenheit, welche wiederum einen sehr wichtigen Maßstab der gelieferten Qualität darstellt. Als Industriestandard hat sich als Mindestmaß eine Prüfung am Bandende (End-of-Line/EOL) etabliert (Abbildung 1.1). Dabei werden grundsätzliche Funktionen sowie Betriebszustände von Komponenten einzeln oder im Systemverbund geprüft. Hierzu werden Schallsensoren eingesetzt, deren Signal- und Sensordaten aufgezeichnet und ausgewertet werden.

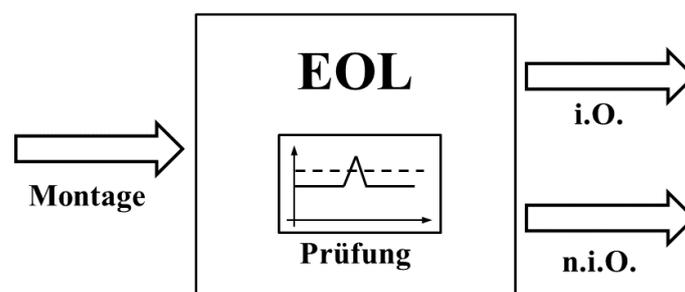


Abbildung 1.1: Prinzip einer EOL Prüfung

Die Entscheidung, ob eine Maschine der Überprüfung standhält oder dem weiteren Produktionsprozess entzogen wird, wird anhand eines Vergleichs dieser Daten mit zuvor definierten Grenzwerten getroffen. Diese Grenzwerte erfassen allerdings nicht das gesamte akustische Verhalten des Fahrzeugs im kundenrelevanten Bereich, so dass die akustische EOL Überprüfung zwar einen Beitrag zur Sicherstellung der ausgelieferten Qualität leistet, jedoch keine Garantie darstellt, dass keine weiteren Kundenbeanstandungen erfolgen. Damit ist eine

EOL Prüfung jedoch zunächst mit Kosten aufgrund von Prozesszeit und möglichem Ausschuss verbunden. Zusätzlich besteht das Risiko, dass die Teileversorgung der nachgelagerten Prozesse abreißen kann.

Eine Optimierung der bestehenden EOL Prüfung soll die Korrelation zwischen den Prüfergebnissen und der Akustik beim Kunden verbessern. Damit geht eine Reduzierung der Kundenbeanstandungen einher. Das wiederum wirkt sich positiv auf die Kundenzufriedenheit aus und bietet Potential Ausschuss und Nacharbeit und damit Kosten zu reduzieren. Vor dem Hintergrund der Nachhaltigkeit ist das die Motivation dieser Arbeit.

1.2 Stand der Forschung

Das Kapitel beschreibt den aktuellen Stand der EOL Prüfung mit ihrer Umsetzung, ihre wesentlichen Aufgaben und die mit ihr verbundenen Folgen für den Produktionsprozess und den Kunden. Zuerst wird ein Überblick der Fahrzeugakustik und ihrer Bedeutung für den Kunden gegeben. Anschließend werden die Veränderungen der Akustik im Zusammenhang mit der zunehmenden Elektrifizierung beschrieben.

1.2.1. Fahrzeugakustik und ihre Bedeutung für den Kunden

Spätestens mit Inkrafttreten der Richtlinie 70/157/EWG im Jahr 1970 ist die Fahrzeugakustik immer stärker in den Fokus der Entwicklungsabteilungen der Automobilbranche gerückt, da die Erfüllung marktspezifischer Gesetze zulassungsrelevant ist [2]. Neben der Erfüllung gesetzlicher Vorgaben, ist das Kundenerlebnis ein Aspekt von größter Bedeutung. Genau wie Design, Motorisierung, Preis oder Beschleunigungswerte, erweckt die Akustik Erwartungen noch vor der ersten Fahrt. Sie ruft beim Kunden Emotionen hervor, die das Kundenerlebnis sowohl positiv als auch negativ beeinflussen können.

Beschrieben werden die Erlebnisse oft durch Begriffe wie „komfortabel“, „sportlich“, „kraftvoll“, aber auch „billig“ oder „minderwertig“. Damit ist das akustische Verhalten eines Fahrzeugs ein Maß für die Erfüllung der Kundenerwartung (Abbildung 1.2). Ein Kunde, der sich ein sportliches Fahrzeug kauft, möchte dieses auch entsprechend erleben. Beim Kunden eines Luxusfahrzeugs steht dagegen der Komfort im Vordergrund.

Diese Erwartung wird durch ein möglichst niedriges Geräuschniveau im Fahrzeuginnenraum erfüllt. Daran lässt sich der Beitrag erkennen, den eine gezielte Akustik bei der Erfüllung der Kundenerwartung leistet. Die Entwicklung hat „sicherzustellen, dass jeder Fahrzeugtyp über



Abbildung 1.2: Bedeutung Fahrzeugakustik für den Kunden

eine wohl definierte Geräuschkulisse verfügt, welche zum Charakter des Fahrzeugs passt und den Kundenerwartungen entspricht“ [3]. Dadurch wird eine wahrnehmbare Markenzugehörigkeit und positives Markenimage erreicht und ist daher höchstes Ziel für die Hersteller [4].

Zusätzlich zum Fahrerlebnis bietet die Akustik auch die Möglichkeit einen Wiedererkennungswert zu schaffen. So sind in Europa seit Juli 2021 in elektrisch angetriebenen Fahrzeugen Sound Generatoren gesetzlich vorgeschrieben, die die akustische Signatur eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor künstlich erzeugen [5]. Dadurch eröffnen sich neue Wege, einen markeneigenen Sound zu kreieren, um die Kundenwahrnehmung gezielt anzusprechen.

1.2.2. Geräusentwicklung im konventionellen und elektrischen Antriebskonzept

Analog zu einem konventionell angetriebenen Fahrzeug werden Geräuschemissionen bei einem elektrisch betriebenen Fahrzeug durch das Motor-, Abroll- und Windgeräusch hervorgerufen. Abbildung 1.3 zeigt, dass Abroll- und Windgeräusch nahezu unabhängig vom Antriebstrang sind und somit auch bei einem Elektrofahrzeug weiter eine entscheidende Rolle spielen. Gleichzeitig wird verdeutlicht, dass die Geräuschzusammensetzung geschwindigkeitsabhängig ist. Daraus ergibt sich, dass der Bereich der niedrigen Geschwindigkeiten der Bereich ist, in dem die Elektromobilität ansetzen kann, um die Fahrzeugakustik zu verbessern.

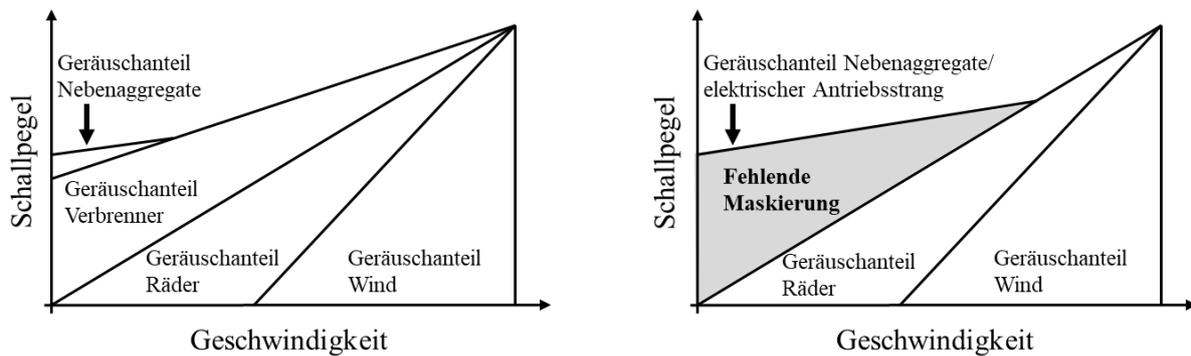


Abbildung 1.3: Zusammensetzung der Geräuschemissionen eines Fahrzeugs

Quelle: [6]; modifiziert durch Ch. Strewe

Das Geräuschespektrum eines konventionellen und eines elektrischen Antriebs unterscheidet sich maßgeblich. Bei einem Verbrennungsmotor überlagern sich alle mechanischen und verbrennungsbedingten Geräuschanteile. Das führt zu einem Spektrum aus tonalen, impulsiven und breitbandigen Komponenten [7]. Dagegen erzeugt ein elektrischer Antriebsstrang vermehrt hochfrequente tonale Phänomene. Breitbandige Geräusche oder Rauigkeit fehlen in der Regel [8].

Diese Tatsache bietet eine Chance für die Akustik, die aber eine sorgfältige Integration der Antriebskomponenten in das Gesamtfahrzeug voraussetzt. Dazu werden aktuell die Übertragungsfunktionen des Körperschalls innerhalb der Fahrzeugstruktur analysiert und optimiert. Dabei spielen die Antriebs-, Einbau- und Entkopplungskonzepte eine entscheidende Rolle (Abbildung 1.4). Genau wie beim Verbrennungsmotor spielt die Position des Elektromotors, z.B. Verbau auf der Vorder- oder Hinterachse, für die Auslegung der Akustik eine wichtige Rolle. Zusätzlich haben Anzahl der Lagerstellen, aber auch die Materialeigenschaften des Lagers einen entscheidenden Einfluss auf die Schallübertragung vom Motor in die Fahrzeugstruktur. Hierbei muss beispielsweise das in der Regel geringere



Abbildung 1.4: Übersicht der Konzeptabhängigkeit der Akustik (FWD = Vorderrad-Antrieb)

Quelle: [8]; modifiziert durch Ch. Strewe

Gewicht einer elektrischen Antriebsmaschine im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor beachtet werden. In den ersten Elektrofahrzeugen wurde die Entkopplung des Motors über die Aggregatlagerung noch vom Verbrennungsmotor übernommen. Inzwischen hat man auf diesem Gebiet neue Erkenntnisse gewonnen, so dass bei Neuentwicklungen von Fahrzeugen die genannten Konzepte an die geänderten Randbedingungen und Bedürfnisse von Elektrofahrzeugen angepasst werden. Gleiches gilt auch für die Übertragung des Luftschalls, wobei bei dieser Art des Schalls vor allem die Dichtheits- und Isolationskonzepte im Fokus stehen [8].

Der Vergleich des Antriebskonzepts eines Verbrennungs- und eines Elektromotors zeigt eine unterschiedliche Geräuschcharakteristik. Sie beruht im Wesentlichen auf dem Zusammenhang von Ordnung, Frequenz und Drehzahl. Bei einem konventionellen Motor ist die Verbrennung für die Hauptanregungen, die wesentlich zur Geräuschcharakteristik beitragen, ursächlich. So sind beispielsweise bei einem 4-Zylinder-Verbrennungsmotor die zweite und vierte Motorordnung kennzeichnend. Bei einer elektrischen Antriebsmaschine (EAM) sind dagegen unter anderem die Polpaarzahl und die Anzahl der Statornuten für die Akustik entscheidend. Die Ordnung, die sich aus dem Aufbau des Stators ergibt, ist allerdings deutlich höher als die Grundordnungen eines Verbrennungsmotors. Damit ist der Frequenzbereich, in dem antriebsbedingte Phänomene auftreten können auch wesentlich größer. Des Weiteren unterscheiden sich die Drehzahlbereiche, in denen die zwei verschiedenen Motorarten betrieben werden, deutlich. Gängige Ottomotoren arbeiten in der Regel im Bereich bis 7000 1/min, während Elektromotoren Drehzahlen von bis zu 17000 1/min nutzen. Damit geht auch ein größerer Frequenzbereich einher, in dem es zu akustischen Phänomenen kommen kann (Abbildung 1.5).

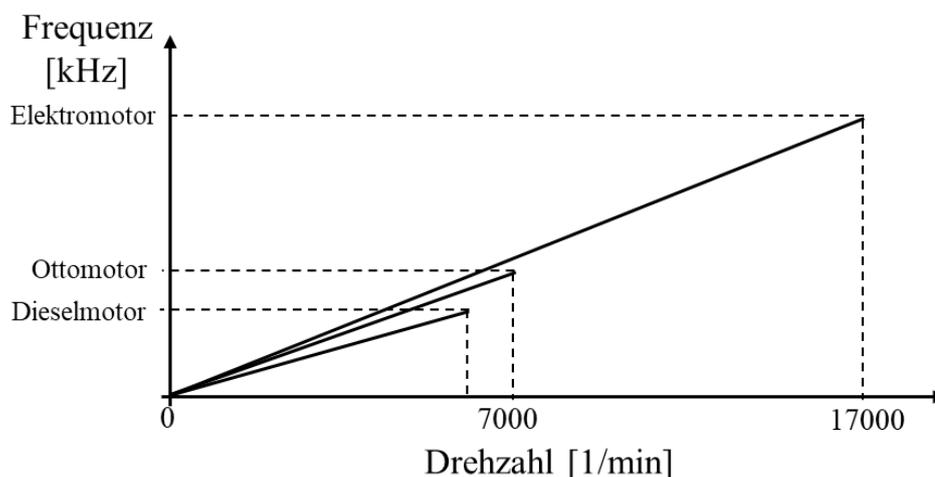


Abbildung 1.5: Vergleich der gängigen Betriebsbereiche von konventionellen und elektrischen Motoren

Im Elektromotor und im Getriebe, häufig als eine Einheit aufgebaut, kommen wie in gleichartigen konventionellen Komponenten Wellen und Zahnräder zum Einsatz. Zusätzlich sind daher auch Verzahnungsgeräusche aus den Getriebestufen und Anregungen aus Unwuchten akustisch prägend.

All diese physikalischen Gegebenheiten in den zwei verschiedenen Antriebskonzepten waren in den letzten Jahrzehnten Gegenstand von Forschung und Bemühungen, den Geräuschpegel im Fahrzeuginneren zu reduzieren. In der konventionellen Antriebstechnologie ist der Pegel um etwa 10 dB(A) reduziert worden. [3]. Im Zuge der Elektromobilität kann in bestimmten Betriebszuständen von einer weiteren Absenkung ausgegangen werden. Eine Pegelreduktion um bis zu 20 dB(A) ist dabei durchaus im Bereich des Möglichen und nicht ungewöhnlich. Folglich werden allerdings andere störende Geräusche von den Insassen wahrgenommen als das in der Vergangenheit noch der Fall war. Sie wurden bis dato durch die Geräuschkulisse des Verbrennungsmotors maskiert [4]. Beim zunehmend elektrifizierten Antriebsstrang als auch beim reinen Elektrofahrzeug treten die Geräusche der Antriebskomponenten Motor, Getriebe und Inverter in den Vordergrund aber auch die Geräusche der Nebenaggregate wie Pumpen, Lüfter und Relais gewinnen an Bedeutung. Sie werden vor allem im Stillstand und bei geringen Geschwindigkeiten nicht mehr maskiert [7]. Die damit verbundenen meist tonalen Phänomene bieten viel Raum für weitere Optimierung. Die Transformation zur Elektromobilität wird analog zu den Geräuschen des Innenraums die Außengeräusche in den genannten Betriebszuständen im gleichen Maße beeinflussen [9]. Sicherheit und Gesundheit werden allerdings dem Komfort vorangestellt. Abbildung 1.6 zeigt den Schallpegelverlauf einer Anfahrtsituation. Der Pegel eines Fahrzeugs das elektrisch anfährt (gestrichelte Linie), bleibt deutlich unter dem eines konventionellen Antriebs (durchgezogene Linie). Dieser Effekt verdeutlicht das Potential, das ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug im Hinblick auf die

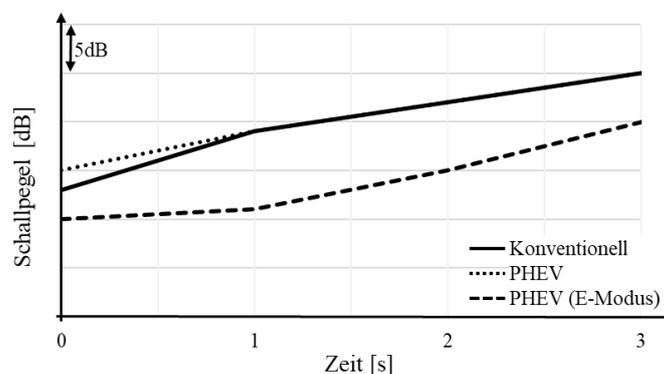


Abbildung 1.6: Außengeräuschpegel einer Anfahrtsituation (PHEV = Plug-In Hybrid Electric Vehicle)

Quelle: [1] ; modifiziert durch Ch. Stewe

Gesundheit der Bevölkerung bietet. Studien weisen nach, dass Menschen in Metropolen und Großstädten unter der Dauerlärmbelastung und den damit verbundenen Langzeitfolgen leiden [9].

Allerdings birgt die Reduktion des Außengeräuschpegels vor allem für Fußgänger und Radfahrer auch ein Risiko. Durch die fehlende akustische Information lässt sich ein Fahrzeug im rein elektrischen Betrieb später erkennen und schwerer orten. Auf diesem Gebiet treiben vor allem Verbände für hör- und sehbeeinträchtigte Person die weitere Entwicklung von Sicherheitssystemen voran, und die Gesetzgeber folgen den Forderungen. So wurde in den USA und Japan die Einführung von Mindestgeräuschpegeln schon gesetzlich verabschiedet [1]. In Europa schreibt die EU seit dem 1. Juli 2021 ein akustisches Warnsystem, genannt AVAS (Acoustic Vehicle Alerting System), für neuzugelassene Elektro- und Hybridfahrzeuge vor. Die Verordnung legt fest, dass das System vom Anfahren bis zu einer Geschwindigkeit von 20 km/h, sowie beim Rückwärtsfahren ein Schallzeichen erzeugen muss. Das Schallzeichen soll der akustischen Signatur eines mit Verbrennungsmotor betriebenen Fahrzeugs gleichen, und die Veränderung des Geräuschpegels soll zudem geschwindigkeitsabhängig erfolgen. In den USA wurde im Februar 2018 zusätzlich gesetzlich verankert, dass ein fahrbereites, aber stehendes Fahrzeug einen Mindestgeräuschpegel von rund 40 dB(A) aufweisen muss. Die Erfüllung dieser Anforderung ist seit 1. September 2020 bei einer Neuzulassung verpflichtend [10].

1.2.3. End-of-Line Prüfung

In der Automobilindustrie steht die Auslieferung höchster Qualität an oberster Stelle. Daher werden heute standardmäßig nahezu jede Komponente und jedes System mittels End-of-Line Prüfungen kontrolliert. Das trifft auch auf alle Komponenten und Systeme zu, die die Akustik beeinflussen. Die EOL Prüfungen finden über den gesamten Produktionsprozess beim Hersteller, aber auch schon zuvor bei den Zulieferern statt. So werden frühzeitig eventuelle Produktions- oder Montagefehler erkannt und die Prozessqualität sichergestellt.

Zusätzlich hat auch in der Produktion, als Teil der gesamten Wertschöpfungskette, der Begriff der Nachhaltigkeit in den letzten Jahrzehnten immer mehr an Bedeutung gewonnen. Die EOL Prüfung erhebt Kennzahlen zu Ausbringung, Anzahl an Prozesswiederholungen oder Nacharbeitsdauer, anhand derer auf den Zustand der Maschinen und Werkzeuge geschlossen

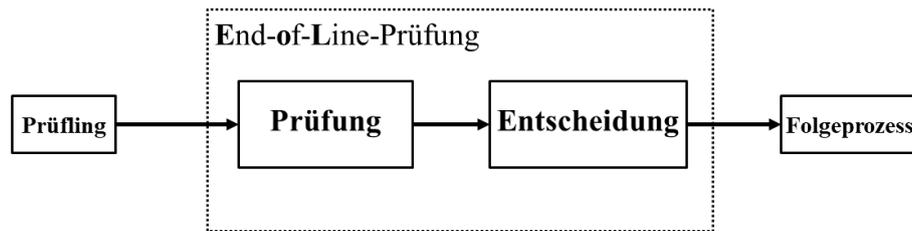


Abbildung 1.7: Teilschritte einer End-of-Line Prüfung

werden kann. Somit liefert sie viele Informationen, die auch dabei helfen, die Produktion schonender und damit nachhaltiger zu gestalten. Abbildung 1.7 zeigt eine schematische Übersicht der grundsätzlichen Teilschritte einer EOL Prüfung. Im Anschluss an den Zusammenbau wird der Grundmotor (Prüfling) auf seine Grundfunktionalität geprüft. Die Einheit fährt dazu automatisiert in einen entsprechenden Prüfstand. Anschließend startet ein Prüfprofil, bei dem definierte Drehzahlrampen und Lastzustände angefahren werden. So wird versucht, die Maschine im Grenz- oder in einem für den späteren Betrieb relevanten Bereich zu betreiben [11].

Zusätzlich können die Sensorik oder Leerlaufeigenschaften geprüft oder ein Kurzschlussversuch durchgeführt werden [12]. Des Weiteren können beliebige andere Größen wie beispielsweise die abgegebene elektrische Leistung dokumentiert und ausgewertet werden (Datenauswertung). Nach Abschluss des Prüfprofils und der Datenauswertung muss entschieden werden, ob eine Maschine dem weiteren Produktions- oder Montageprozess zunächst entzogen werden muss oder ob sie regelhaft dem nächsten Prozessschritt zugeführt werden kann (Abbildung 1.8). Hierzu werden die erhobenen Daten mit definierten Soll- bzw. Grenzwerten oder -kurven verglichen. Werden diese Werte nicht eingehalten, liefert die Überprüfung ein negatives Ergebnis, und der Prüfling wird einem Nacharbeits- oder Rückmontageprozess zugeführt. Nach erfolgreicher Nacharbeit durchläuft der Prüfling die EOL Prüfung erneut und wird nach Bestehen wieder dem eigentlichen Prozess zugeführt.

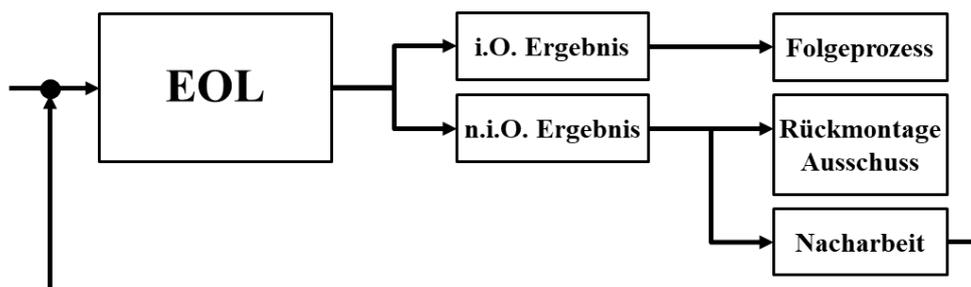


Abbildung 1.8: Nachgeschaltete Prozesse einer EOL Entscheidung

Dieser Ablauf ist nicht nur mit zusätzlichen Kosten für den Hersteller verbunden, sondern sollte auch im Sinne der Nachhaltigkeit möglichst vermieden werden. Im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit und die Prozessstabilität der EOL Prüfung, wird die Zahl der erhobenen Parameter in der Regel auf die für den Zweck der Prüfung notwendige Anzahl begrenzt. Zudem muss sichergestellt werden, dass jede Maschine geprüft wird.

Durch diese kontinuierliche Prüfung spielt der Prüfungsumfang, bestehend aus Rüst- und Prüfzeit, eine entscheidende Rolle. Daher muss bei der Konzeption einer solchen Prüfanlage darauf geachtet werden, diese Zeiten möglichst gering zu halten [13]. Dies kann durch einen möglichst hohen Automatisierungsgrad erreicht werden, der so ebenfalls die Wirtschaftlichkeit des EOL Prozesses verbessert [14]. Abbildung 1.9 fasst die verschiedenen Einflussgrößen bei der Konzeption einer EOL Prüfung zusammen.

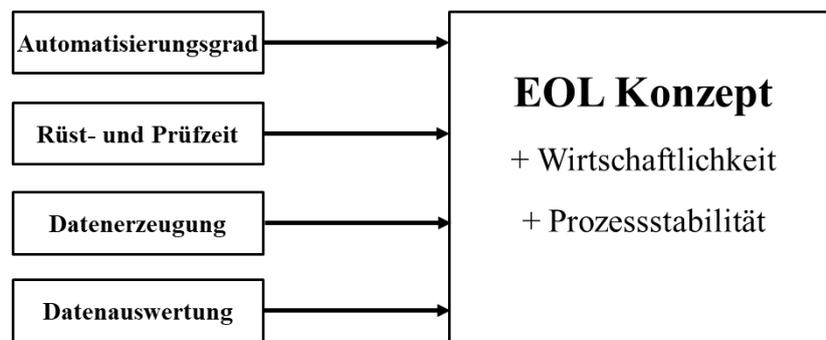


Abbildung 1.9: Einflussgrößen bei der Konzeption einer EOL Prüfung

Die Erfüllung der eigenen Qualitätsanforderungen ist für die Unternehmen vordringlich und erfordert eine möglichst hohe Trennschärfe bei der Entscheidung am Prüfende. Der Festlegung der Grenzwerte kommt dabei eine entscheidende Rolle zu. Einerseits dürfen keine fehlerhaften Maschinen dem nachfolgenden Montageprozess zugeführt werden, aber andererseits muss auch die Ausschussrate kontinuierlich beobachtet werden. Mit zunehmendem Ausschuss steigt neben den Kosten das Risiko, dass die Teileversorgung der nachfolgenden Fertigungs- bzw. Montageschritte abreißt. Es hat sich gezeigt, dass es sinnvoll ist, die angesetzten Grenzwerte während der Produktion regelmäßig zu überprüfen und bei Notwendigkeit an die neuen Gegebenheiten anzupassen [15].

Die EOL Prüfung trägt somit zur Erfüllung zweier wichtiger Anforderungen bei:

1. Sie sichert die Qualität und steht damit in direktem Zusammenhang mit der Kundenzufriedenheit, die höchste Priorität hat.

2. Sie entspricht einer einheitlichen Prozessqualität, die in einem globalen Produktionsumfeld gefordert ist und lässt sich standortunabhängig ohne große Zusatzaufwände in den Produktionsablauf integrieren.

1.3 Aufbau und Methodik

Wie in Kap. 1.1 beschrieben, ist die Integration einer End-of-Line Prüfung einer elektrischen Antriebsmaschine in den Produktionsprozess heute Industriestandard. Diesen Prozessschritt zu optimieren ist die zentrale Fragestellung dieser Arbeit. So soll die Zahl der Kundenbeanstandungen trotz positivem EOL Ergebnis reduziert werden (Abbildung 1.10). Dazu werden im ersten Schritt die notwendigen theoretischen Akustikgrundlagen aus den Bereichen Fahrzeug und elektrische Antriebsmaschine vermittelt. Im Anschluss daran werden die Umsetzung und entscheidende Schritte der betrachteten EOL Prüfung vorgestellt.

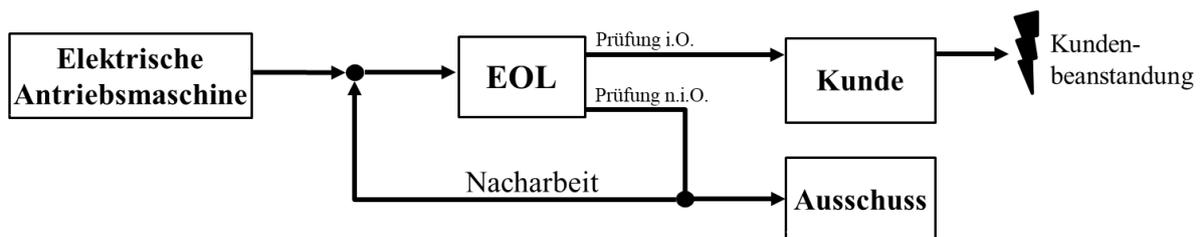


Abbildung 1.10: Problemstellung Kundenbeanstandung bei positivem EOL Ergebnis

Der Kern dieser Arbeit basiert auf einer konkreten Problemstellung aus dem Akustikumfeld der Fahrzeugentwicklung. Ihre Beschreibung und Ursachenanalyse sind die Grundlage für die Entwicklung verschiedener Optimierungsansätze innerhalb der EOL Prüfung. Vor dem Hintergrund der Integration in den aktuellen Produktionsprozess werden diese Ansätze hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit bewertet.

Die darüber identifizierte Maßnahme wird anschließend anhand von Messdaten aus dem Fahrzeug und der EOL Prüfung analysiert. Dazu werden zunächst die Messpunkte untersucht, die für die Datenerhebung herangezogen werden. Anschließend werden die generierten Daten hinsichtlich ihrer Aussagekraft bezogen auf die Problemstellung bewertet. Abschließend wird die Umsetzung und ihre Folgen beschrieben und damit die Frage nach den unternehmerischen Auswirkungen beantwortet.

2 Theoretische Grundlagen

Schall in Verbindung mit Störgeräuschen, deren Entstehung sowie Übertragung bei einem elektrischen Antrieb ist die Grundlage des nächsten Kapitels. Anschließend wird die Umsetzung, Signalauswertung und Grenzwertermittlung einer EOL Prüfung beschrieben. Zusätzliche Erkenntnisse über die Auswirkungen im Fahrzeug sind in weiterführender Literatur von Genuit [4], Möser [16], Zeller [3] nachzulesen..

2.1 Einführung Fahrzeugakustik

Jedes Fahrzeug erzeugt eine Vielzahl an Geräuschen, die vom Kunden wahrgenommen werden. Empfindet man es als störend wird es als Störgeräusch bezeichnet. Im folgenden Abschnitt wird die in der Automobilindustrie geläufige Definition eines Störgeräusches gegeben. Der angeschlossene Abschnitt beschreibt die Hintergründe eines konkreten Störgeräusches: der Schwebung.

2.1.1. Störgeräusch – Definition und Ursachen

Hat ein Schallereignis keine bestimmte Tonhöhe oder Klangfarbe, spricht man von einem Geräusch. Zudem gilt, dass ein einmal bewusst wahrgenommenes Geräusch im Vordergrund bleibt und dadurch verstärkt lästig wirken kann [17]. Hinterlässt ein Geräusch beim Empfänger einen negativen Eindruck, spricht man von einem Störgeräusch. Nach Genuit wird ein Störgeräusch dadurch definiert, dass es mindestens eine der folgenden Voraussetzungen erfüllt:

- Ein Geräusch (Funktionsgeräusch) kann unangenehm oder störend sein, selbst wenn ein Fahrzeuginsasse eben jenes Geräusch aufgrund seines Handelns erwartet.
- Die Geräuschqualität ist schlechter als erwartet.
- Der Grad der Störung (gering oder hoch) ist nicht relevant.
- Ein Geräusch tritt auf, ohne dass der Benutzer das Geräuschereignis durch sein Handeln erwarten kann (z. B. Anschläge von Innenraumverkleidungen).
- Das Geräusch ist kein Informationsträger im Sinne der Benutzerführung (z. B. Warngeräusch bei mangelnder Motorschmierung).

Die Definition unterscheidet zwischen Störgeräusch und Funktionsgeräusch. In einem Fahrzeug sind alle Nebengeräusche, die ein Insasse wahrnimmt, potenzielle Störgeräusche.

Geräusche, die beim Empfänger mit einem positiven Erlebnis assoziiert werden, versucht man gezielt hervorzuheben. Unabhängig vom Antrieb vermittelt das Motorengeräusch subjektiv Dynamik. Eine solche Assoziation ist bei einem sportlich positionierten Fahrzeug durchaus gewünscht [3]. Störgeräusche, die ein negatives Produkterlebnis erzeugen, müssen dagegen zwingend vermieden werden.

Bei der Analyse ist man in der Regel auf die Beschreibungen von Personen angewiesen, die über keine akustische Ausbildung oder Expertenwissen verfügen. Hinzu kommt, dass die Wahrnehmung in den meisten Fällen rein subjektiv ist. Daraus folgt, dass ein Schallereignis meist sehr umgangssprachlich über die Klangfarbe (Frequenz) und die Lautstärke (Schalldruck) beschrieben wird [3], [16]. Tabelle 2.1 nennt eine Vielzahl an gängigen Störgeräuschen, die im automobilen Umfeld auftreten.

Blubbern	Klappern	Pochen	Scheppern	Tickern
Brummen	Klingeln	Prasseln	Schnarren	Trommeln
Brutzeln	Klopfen	Quieken	Schnattern	Weinen
Dröhnen	Kreischen	Rasseln	Schwebung	Wimmern
Grollen	Mahlen	Rattern	Schwirren	Wummern
Heulen	Nageln	Rauschen	Stottern	Zirpen
Jaulen	Pfeifen	Schaben	Summen	Zischen

Tabelle 2.1: Übersicht gängiger Störgeräuschbezeichnungen

Quelle: [3]; modifiziert durch Ch. Strewe

Der Ursachenfindung ist diese einfache Art der Beschreibung jedoch nicht dienlich. Sie kann objektiviert und messbar gemacht werden, indem jeder Bezeichnung charakteristische physikalische Attribute zugewiesen werden (Tabelle 2.2). Dieser Schritt stellt eine Übersetzung des wahrgenommenen Phänomens in eine physikalisch-technische Ebene dar. Das erleichtert die Zuordnung und hilft bei der Ursachenbestimmung [4].

Phänomen	Bandbreite		Spektrum			Signalart			Modulation		
	breit	schmal	tief	mittel	hoch	tonal	stochastisch	impulsartig	langsam	mittel	schnell
Brummen		X	X			X				X	
Heulen		X		X		X					
Rasseln	X				X		X				X
Wummern		X	X					X	X		

Tabelle 2.2: Zuweisung zwischen physikalischen Attributen und akustischen Phänomenen

Quelle: [3]; modifiziert durch Ch. Strewe

Komponente	ICE	HEV	PHEV	BEV
Verbrennungsmotor (Zylinderkopf, Ölpumpe, etc.)	modifiziert	modifiziert	modifiziert	entfällt
Nebenaggregate (Generator, Starter, etc.)	modifiziert	modifiziert	modifiziert	entfällt
Abgasanlage (Turbolader, Katalysator, etc.)	modifiziert	modifiziert	modifiziert	entfällt
Kraftstoffsystem (Injektoren, Tank, etc.)	modifiziert	modifiziert	modifiziert	entfällt
Getriebe	modifiziert	modifiziert	modifiziert	modifiziert
Elektromaschine	nicht vorhanden	neu	neu	neu
Speichersysteme	nicht vorhanden	neu	neu	neu
Leistungselektronik	nicht vorhanden	neu	neu	neu

Tabelle 2.3: Einfluss der Elektrifizierung auf Komponenten des Antriebstrangs

Quelle: [18]; modifiziert durch Ch. Strewe

Ein Geräusch, das einen schmalen tieffrequenten tonalen Charakter aufweist, wird beispielsweise als ein Brummen wahrgenommen und beschrieben. Liegt das Geräusch eher im mittleren Frequenzbereich, wird es als ein Heulen identifiziert.

Ursächlich für Störgeräusche ist häufig der Antriebsstrang. Durch die steigende Elektrifizierung entfallen einerseits potentielle Störgeräuschquellen, andererseits kommen neue Komponenten hinzu, die das akustische Erscheinungsbild beeinflussen können. Weiterhin bedarf es auch Komponenten wie Getriebe und Differenziale, in denen Bauteile wie Zahnräder und Wellen Störgeräusche verursachen können. Tabelle 2.3 gibt eine Übersicht, welche Komponenten durch die Elektrifizierung entfallen, verändert oder neu hinzukommen werden.

Abbildung 2.1 zeigt die Tendenz, nach der sich das Innengeräusch in den letzten Jahren entwickelt hat. Im Zusammenhang mit einem rein elektrischen Antrieb sind aber zwei weitere

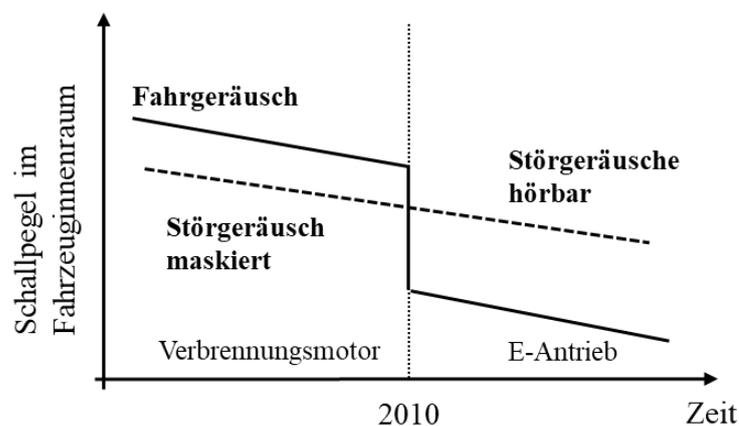


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Geräuschentwicklung

Quelle: [17]; modifiziert durch Ch. Strewe

wichtige Aspekte zu beachten. Der Einsatz der BEV-Technologie (E-Fahrzeug) bedingt eine sprunghafte Reduzierung des Innengeräusches, wodurch sich das Risiko erhöht, dass auch antriebsstrangferne Systeme wie Lenkunterstützung oder Klimaanlage bei der Akustik in den Vordergrund treten. Zum anderen entfällt die verdeckende Wirkung des Verbrennungsmotors in den kundenrelevanten niedrigen Geschwindigkeitsbereichen. Die Maskierung höherfrequenter Störgeräusche durch das eher tieffrequente Fahrgeräusch entfällt somit [3]. Die Ursache dafür liegt im menschlichen Ohr. Bei einer solchen spektralen Verdeckung regen Schallereignisse unterschiedlicher Frequenz die Basilmembran an unterschiedlichen Stellen an. Damit ein Geräusch wahrgenommen werden kann, muss es laut genug sein, um die Miterregung zu überdecken [19].

2.1.2. Schwebung – Definition und Entstehung

In einem Fahrzeug treten viele Geräusche gleichzeitig auf. Da es sich hierbei um Schallwellen unterschiedlicher Frequenz handelt, gilt das Superpositionsprinzip. Bei Wellen vom gleichen Typ kommt es bei einer ungestörten Überlagerung zu sogenannten Interferenzen (Abbildung 2.2). Sind beide Schwingungen gerade in Phase, ergibt sich eine konstruktive Interferenz, d.h. die resultierende Amplitude ist maximal. Bei einer destruktiven Interferenz, bei der die beiden Schwingungen gerade phasenverschoben sind, wird die Amplitude dagegen minimal. Treten zwei Töne gleicher Lautstärke mit unterschiedlichen Frequenzen ($f_1 \gg f_2$) auf, kann das menschliche Gehör diese Töne differenzieren. Unterscheiden sich die beiden Frequenzen der Grundschnwingungen dagegen nur geringfügig ($f_1 \approx f_2$), kann das Ohr die Töne nicht auseinanderhalten. Stattdessen wird ein An- und Abschwellen des Tones wahrgenommen und man spricht von Schwebung [4].

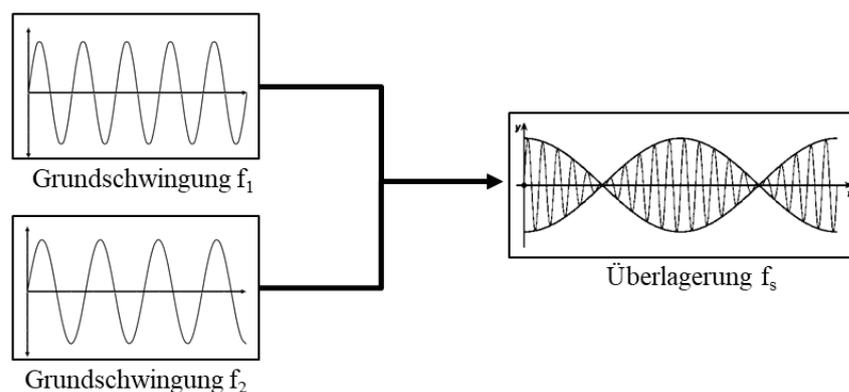


Abbildung 2.2: Überlagerung f_s zweier Grundschnwingungen f_1 und f_2

Abbildung 2.3 verdeutlicht das Superpositionsprinzip. Sie zeigt die beiden Zeiger y_1 und y_2 (oben links), die mit unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 rotieren, den zeitlichen Verlauf der dazugehörigen Schwingungen (unten links), sowie das zeitliche Muster des resultierenden Zeigers y_3 (unten rechts). Daraus resultiert eine Schwingung mit langsam an- und abschwellender Amplitude, deren Frequenz man als Schwebungsfrequenz f_s bezeichnet.

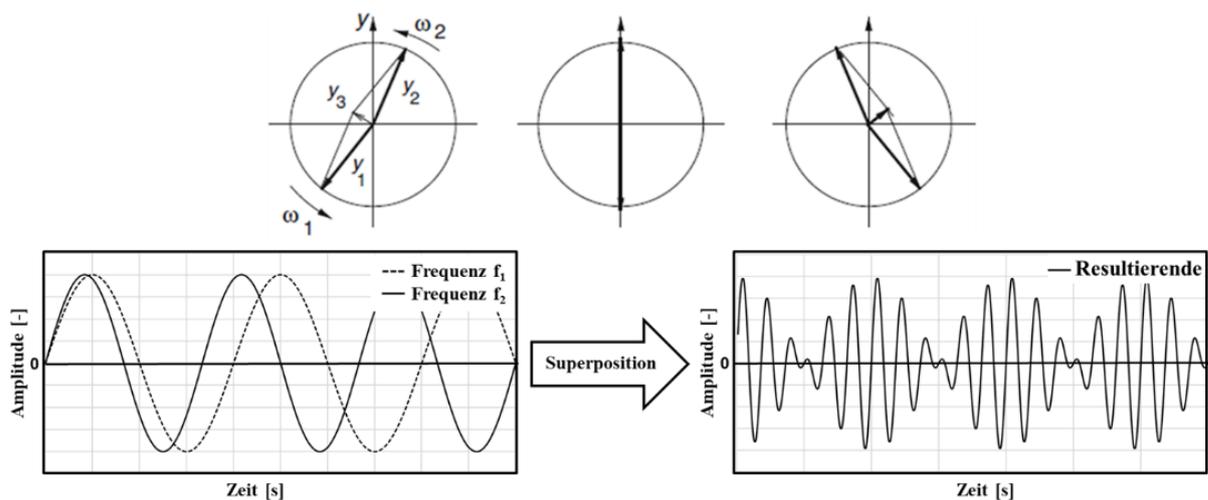


Abbildung 2.3: Superposition zweier harmonischer Schwingungen mit den Grundfrequenzen f_1 und f_2

Quelle: [20]; modifiziert durch Ch. Strewe

Abbildung 2.4 links zeigt die beiden Grundfrequenzen und die Schwebefrequenz in einer Frequenzdarstellung. Abbildung 2.4 rechts stellt den zeitlichen Verlauf der Schwebung dar. Verbindet man die Amplitudenmaxima ergibt sich eine einhüllende Kurve. Ist die Modulationsfrequenz dieser Einhüllenden der resultierenden Schwingung kleiner als 20 Hz, nimmt der Empfänger sie als „schwankend“ wahr. Diese tieffrequente Schwankung kann von den Fahrzeuginsassen als Störgeräusch empfunden werden und wird als Schwebelbrummen bezeichnet (Abbildung 2.4). Häufige Ursache sind Überlagerungen schmalbandiger Anregungen aus dem Reifenprofil und dem Antriebsstrang [4].

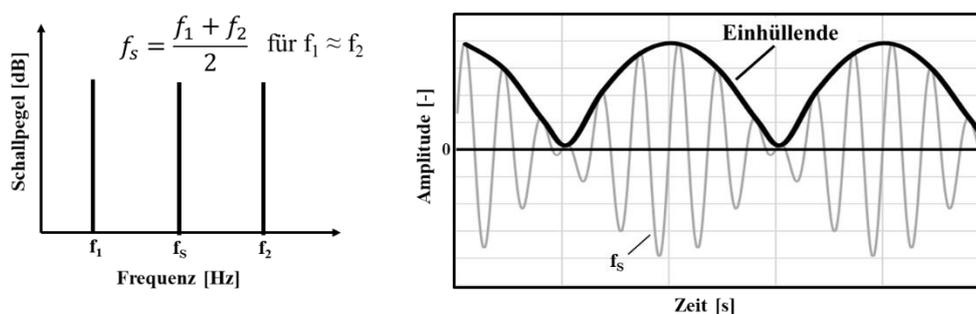


Abbildung 2.4: Grundschwingungen und Schwebung im Frequenzspektrum; Rechts: Prinzipielle Veranschaulichung der Einhüllenden einer Schwebefrequenz f_s

2.2 Akustik einer elektrischen Antriebsmaschine

Die drei Hauptkomponenten Inverter, Antriebsmaschine und Getriebe des Antriebs eines Elektrofahrzeugs sind in der Regel auf einer Achse angeordnet und werden vom Energiespeicher versorgt (Abbildung 2.5). Im Vergleich zum herkömmlichen Verbrennungsmotor wird beim rein elektrischen Antrieb anstatt chemisch gebundener Energie, elektrische in mechanische Energie umgewandelt. Dieses wesentliche Unterscheidungsmerkmal bietet beim elektrischen Antrieb die Möglichkeit, Energie zurückzugewinnen.

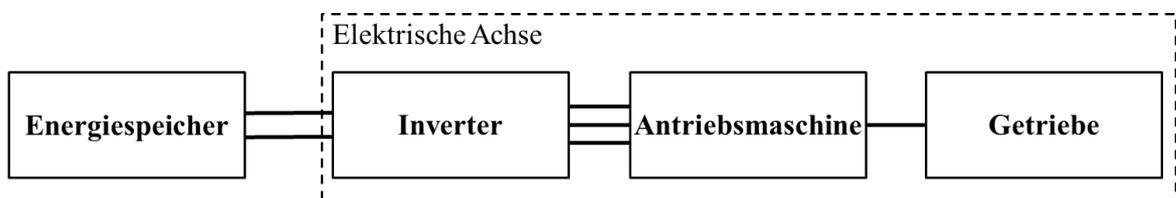


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung eines elektrischen Antriebs

Quelle: [9]; modifiziert durch Ch. Stewe

Diese sogenannte Rekuperation beginnt direkt nach dem Übergang in eine Schubphase. In dieser Phase wird der Elektromotor als Generator betrieben, und der elektromotorische Widerstand muss dabei überwunden werden. Dadurch sind Verzögerungen eines Elektrofahrzeugs deutlich größer als die eines herkömmlichen Fahrzeugs. Dieses Verhalten ist für den Fahrer, aber auch für alle weiteren Insassen klar erlebbar. In Verbindung mit Elektrofahrzeugen wird dies häufig als „One-Pedal-Feeling“ bezeichnet (Abbildung 2.6).

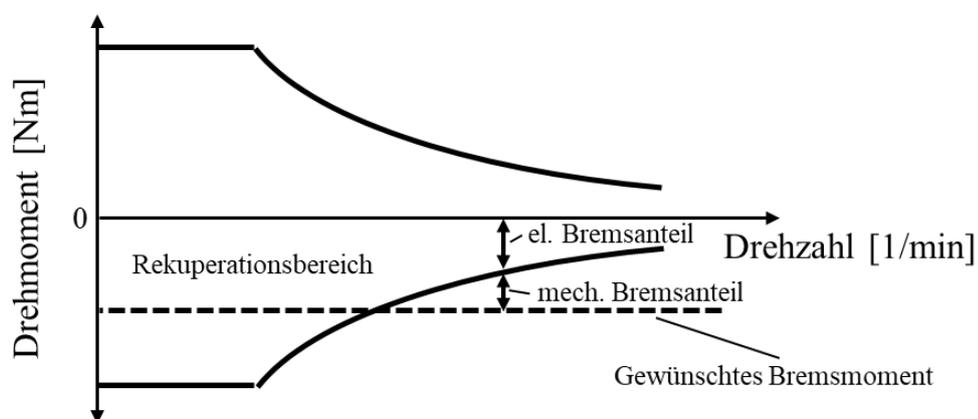


Abbildung 2.6: Rekuperationsbereich eines Elektrofahrzeugs

Quelle: [21]; modifiziert durch Ch. Stewe

Durch den Generatorbetrieb während der Rekuperation wird der Elektromotor in diesem Zustand ebenfalls belastet. Daher ist bei dieser Antriebsform neben dem Zug auch der Schub bedeutend. Der Einfluss beider Lastzustände auf die Akustik muss bei der Entwicklung und Auslegung eingehend betrachtet werden.

2.2.1. Akustische Phänomene einer EAM

Die charakteristische Akustik der Antriebseinheit ist maßgeblich vom Antriebstyp (z.B. Synchron- oder Asynchronmaschine) und dessen Aufbau abhängig. Die Daten, auf denen diese Arbeit basiert, wurden an einer elektrischen Antriebseinheit (Synchronmaschine) der BMW Group (folgend als EAM bezeichnet) erhoben (Abbildung 2.7). Der Antrieb ist in einem Gehäuse untergebracht und besteht aus drei Hauptkomponenten: Elektromotor (stromerregte Synchronmaschine), Getriebe und Spannungswandler (Inverter). Jede Komponente für sich kann spezifische akustische Phänomene im Fahrzeuginnenraum hervorrufen. Sie werden von den Insassen als indirekter Schall wahrgenommen, der durch Körperschallanregungen verursacht wird [9].

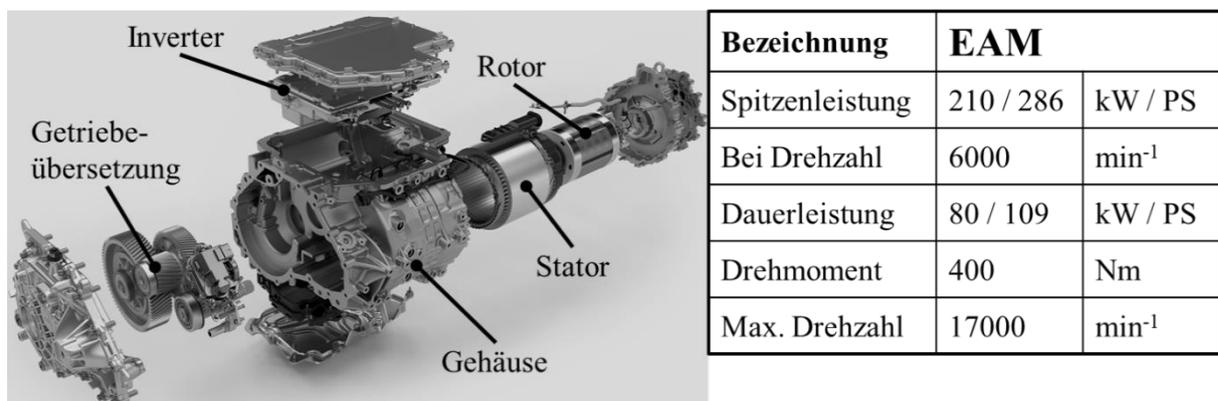


Abbildung 2.7: Hauptkomponenten einer elektrischen Antriebseinheit der BMW Group

Quelle: BMW Group; modifiziert durch Ch. Strewe

Innerhalb des Inverters werden Zwischenkreiskondensatoren zum Gleichrichten des Wechselstroms verwendet. Dabei ist es unvermeidlich, dass dem Gleichstrom Wechselstromanteile überlagert werden und zu einer Restwelligkeit des Stroms führen. Man versucht diesen Ripple-Strom bei der Auslegung zu minimieren, da er den Luftspalt zwischen dem Rotor und dem Stator des Elektromotors anregt. Heutige Elektrofahrzeuge werden in der Regel mit einer Systemspannung von 400 V betrieben. Damit verbundene akustische Auswirkungen sind eher untergeordnet und für den Kunden nicht relevant. Um einerseits

Leitungsverluste zu minimieren und andererseits die maximale Ladeleistung zu nutzen, gibt es aber schon Fahrzeuge mit einer Systemleistung von 800 V am Markt. Die Steigerung der Systemleistung führt zu einer erhöhten Inverteranregung, welche für den Kunden wahrnehmbare Störgeräusche hervorrufen kann [42].

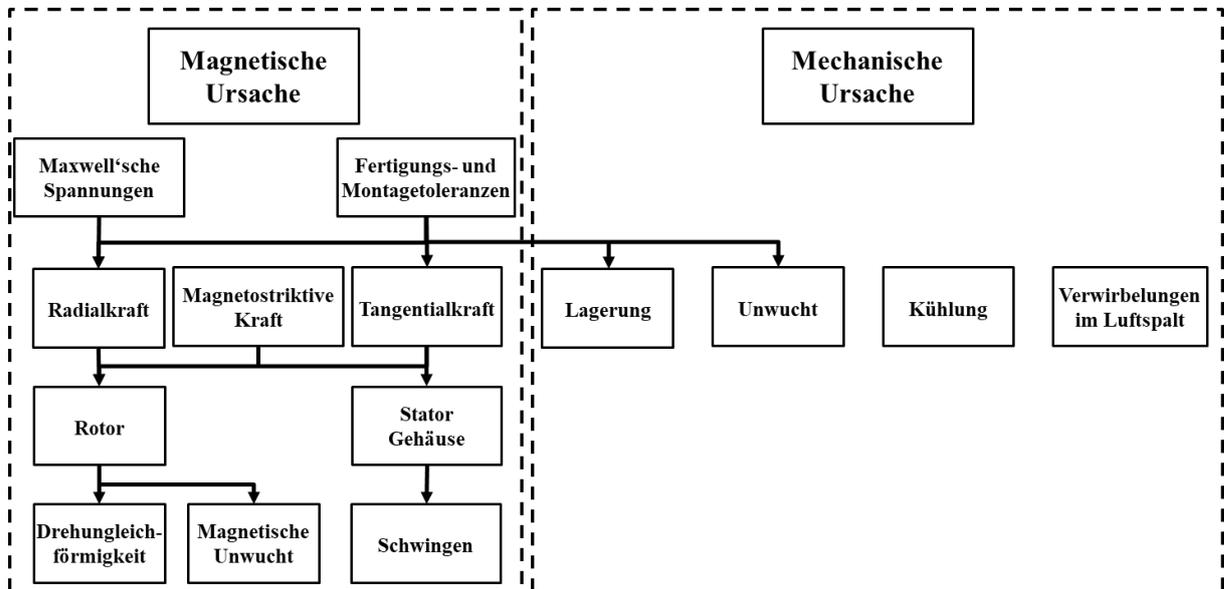


Abbildung 2.8: Ursachen für den Charakter der Akustik einer EAM

Körperschallanregungen eines Elektromotors basieren im Wesentlichen auf zwei Ursachen (Abbildung 2.8). Mechanische Ursachen umfassen z.B. die Lagerung oder die Unwucht der Rotorwelle, wohingegen magnetische Ursachen aufgrund des Magnetfeldes im Luftspalt zwischen Rotor und Stator entstehen [11]. An den Grenzflächen zweier Materialien mit unterschiedlichen magnetischen Eigenschaften (Permeabilität), entstehen bei magnetischem Fluss *Maxwell'sche* Spannungen. Über die magnetische Flussdichte kann mittels FEM-Berechnungen die Kraftdichteverteilung im Luftspalt ermittelt werden [9]. Durch ein Magnetfeld ergeben sich flächenbezogene Kraftdichten, die stets senkrecht auf der Grenzfläche stehen und immer in Richtung des magnetisch dünneren Materials zeigen (kleinere Permeabilitätszahl μ_r). Für die Berechnung der Kraftdichte f_a ist entscheidend, ob das magnetische Feld senkrecht oder parallel zur Grenzfläche steht. Aus der Kraftdichte lassen sich anschließend die axialen, radialen und tangentialen Kraftkomponenten bestimmen, die das akustische Verhalten entscheidend prägen. Während sich Kräfte in radialer Richtung auf Stator und Gehäuse auswirken und ein drehzahlabhängiges Schwingen des Gehäuses hervorrufen, führen tangentiale Kräfte zu einer u.a. aus Nutrastmoment (Cogging) und Lastpulsation (Torque Ripple) bestehenden Drehungleichförmigkeit [9].

Zusätzlich sorgen auch magnetostruktive Kräfte aufgrund der magnetischen Wechselfelder für akustische Auffälligkeiten. Die kontinuierliche Änderung der Magnetisierungsrichtung verursacht geringe Änderungen in den geometrischen Abmessungen der Bauteile. Ein geläufiges Phänomen, das daraus resultiert, ist das Brummen von Transformatoren [22].

Des Weiteren zählen auch Montage- und Fertigungstoleranzen zu den magnetischen Ursachen von Körperschallanregungen. Sie führen zu einer ungleichen Verteilung der magnetischen Feldstärke über den Umfang des Rotors, die in einer räumlichen Trennung des Magnetfeld- und Rotormittelpunkts resultiert. Bei Rotation entsteht deshalb eine magnetische Unwucht, die Schwankungen der radialen und tangentialen Kraftkomponenten hervorruft, die den Stator zum Schwingen anregen [11], [23].

Zu den mechanischen Ursachen tragen im Wesentlichen die Unwucht der Rotorwelle und deren Lagerung bei, denn daraus resultieren trotz geringer Fertigungs- und Montagtoleranzen Anregungskräfte, die auf die angrenzende Struktur übertragen werden. Eine Unwucht der Rotorwelle macht sich abhängig von der Drehfrequenz im Körperschall bemerkbar und verursacht somit Körperschallanregungen in den eingesetzten Wälzlagern. Eine Wellenunwucht stellt einen entscheidenden Beitrag der in dieser Arbeit behandelten Problematik dar und wird im Abschnitt 2.2.2 detailliert beschrieben. Zusätzlich ergeben sich durch die Rotation der gelagerten Welle unterschiedliche Drehfrequenzen für die Lagerkomponenten, sogenannte Überrollfrequenzen (Abbildung 2.9). In Verbindung mit den bekannten Lagerdaten, können hiermit fehlerhafte Lagerkomponenten identifiziert werden [23].

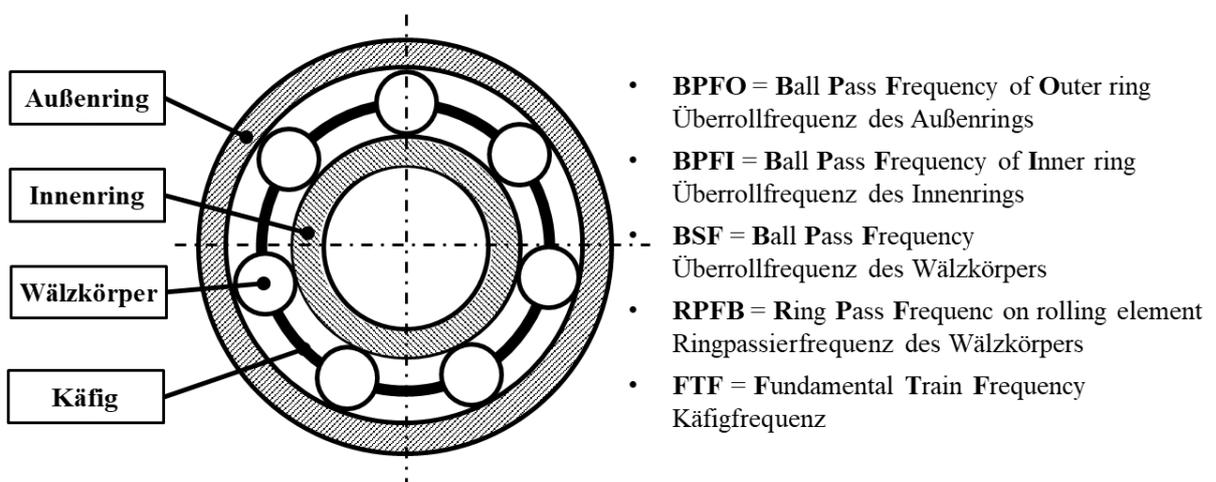


Abbildung 2.9: Wälzlageraufbau und Bezeichnung der Überrollfrequenzen

Quelle: [24]; modifiziert durch Ch. Strewe

Wie bei herkömmlichen Verbrennungsmotoren werden bei elektrischen Antrieben Getriebe eingesetzt, um die geforderten Raddrehzahlen und -drehmomente zu erreichen. Dabei werden Zahnräder und Wellen verwendet, die ebenfalls zu typischen Schwingungsanregungen führen. Die betrachtete EAM ist mit einer zweistufigen Getriebeübersetzung ausgeführt (Abbildung 2.10). Das Drehmoment wird über ein Ritzel von der Getriebeeingangswelle auf eine Zwischenwelle im Übersetzungsverhältnis i_1 übertragen. Die Schrägverzahnung des Ritzels der Zwischenwelle überträgt das Drehmoment dann im Verhältnis i_2 auf die Welle der zweiten Getriebestufe. Über den Differentialkäfig wird das Drehmoment anschließend an die Abtriebswellen weitergegeben.

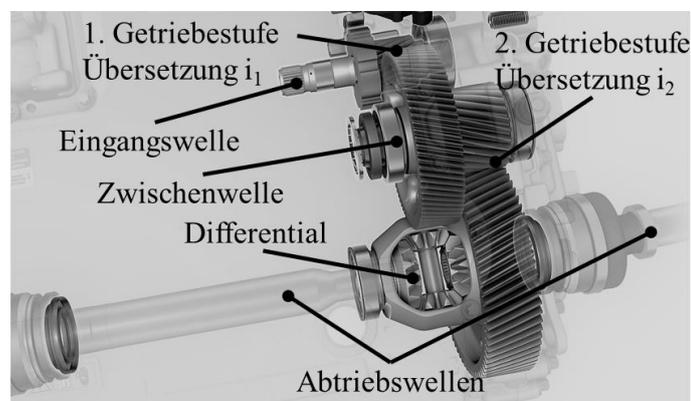


Abbildung 2.10: Getriebe einer elektrischen Antriebseinheit der BMW Group

Quelle: BMW Group; modifiziert durch Ch. Strewe

Generell resultieren die Geräuschemissionen eines Getriebes aus den Drehzahl- und Drehmomentschwankungen der sich im Eingriff befindenden Zahnräder. Verzahnung, Unwuchten und die Wellenlagerung sind für die Körperschallanregungen aus dem Getriebe entscheidend. Trotz möglichst geringer Fertigungs- und Montageteranzen werden die Anregungskräfte auf die angrenzende Struktur übertragen. Es wird zwischen innerer und äußerer Anregung unterschieden (Abbildung 2.11). Die damit verbundenen Geräusche haben in der Regel einen tonalen Charakter und werden als Heul- oder Pfeifgeräusche wahrgenommen [25].

Geräusch Anregungsmechanismen	Innere Anregungsmechanismen	schwankende Verzahnungssteifigkeit	Verzahnungsgeräusch aufgrund Zahneingriff
		geometrische Verzahnungsabweichungen	
		lastbedingte Überdeckungsvergrößerung	
		Reibkraftumkehr im Wälzpunkt	
		Montagefehler	
	Äußere Anregungsmechanismen	Unwuchten der Zahnräder	Rasseln und modulierte Geräusche
		Verformung des Welle-Lager-Systems	
		Anregungen durch Wälzlager	
		schwankende Abtriebsmomente	
		ungleichförmig übertragende Kupplungen	
		Unwuchten rotierender Bauteile	

Abbildung 2.11: Anregungsmechanismen und ihre Auswirkungen auf die Geräuschcharakteristik eines Getriebes

Quelle: [26]; modifiziert von Ch. Stewe

Innere Anregungsmechanismen basieren im Wesentlichen auf dem Zahneingriff, bei dem es zu schwankender Verzahnungssteifigkeit, geometrischen Verzahnungsabweichungen und elastischer Verformung kommt (Abbildung 2.12). Durch die Kopplung an den Zahneingriff regen sie hauptsächlich die Zahneingriffsfrequenz und ihre Vielfache an (Abbildung 2.12 rechts). So wird das Verzahnungsgeräusch im Innenraum detektiert und kann als störend empfunden werden [26].

Drehmomentschwankungen im An- oder Abtrieb oder Unwuchten rotierender Bauteile beeinflussen von außen und gelten daher als äußere Anregungsmechanismen. Dabei kommt es zu einem Anlagewechsel der beteiligten Zahnflanken, welcher als Körperschall in die Struktur

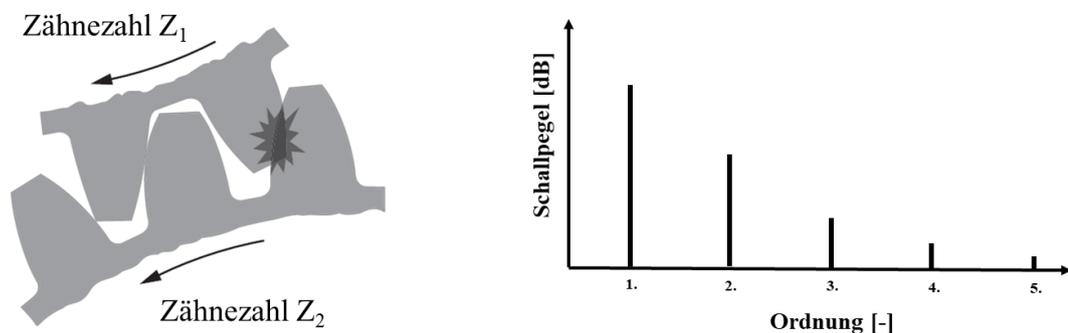


Abbildung 2.12: Zahneingriff zweier Zahnräder mit den Zähnezahlen Z_1 und Z_2 ; Rechts: Zahneingriffsfrequenz und deren Harmonische im Ordnungsspektrum

Quelle: [25]; modifiziert durch Ch. Stewe

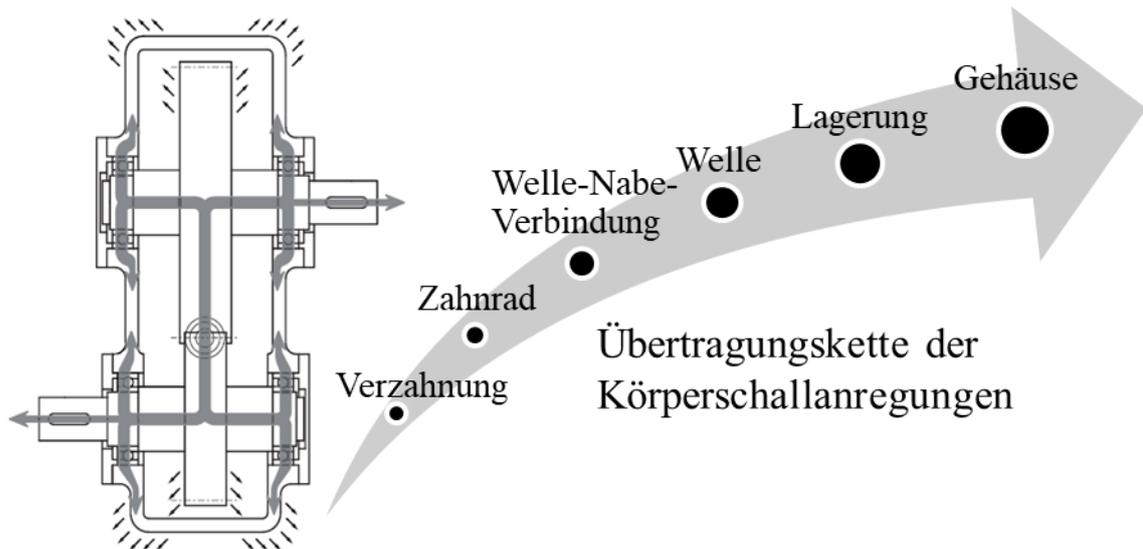


Abbildung 2.13: Wirkkette der Körperschallübertragung innerhalb eines Getriebes

Quelle: [25]; modifiziert durch Ch. Strewe

eingeleitet wird [9]. Im Fahrzeug werden solche Anregungen häufig als Getrieberasseln oder modulierte Geräusche wahrgenommen [26].

Grundsätzlich gilt, dass alle Anregungen, unabhängig ob innerer oder äußerer Mechanismus, über die Komponenten innerhalb des Getriebes übertragen und in die angeschlossene Struktur eingeleitet werden (Abbildung 2.13).

2.2.2. Unwucht als Ursache von Körperschallanregung

Der Massenschwerpunkt einer idealen rotierenden Welle liegt in der Drehachse. Er tritt aber nur in der Theorie auf, denn in Realität führt die Materialverteilung eines Rotors der Masse m dazu, dass der Massenschwerpunkt außerhalb der Drehachse liegt. Das Produkt aus Unwuchtmasse u und Radius r wird als Unwucht bezeichnet. Diese Unwucht verlagert den Schwerpunkt um den Betrag e (Exzentrizität) aus der Drehachse, wobei nach dem Schwerpunktsatz gilt:

$$e = \frac{u}{m+u} \cdot r \approx \frac{u}{m} \cdot r = \frac{u}{m}; \quad u \ll m \quad (2-1)$$

Man versucht durch Eingrenzen der Fertigungs- und Montageteranzen, die Unwucht möglichst gering zu halten, allerdings lässt sie sich bei rotierenden Bauteilen wie Hohlzylindern, Scheiben oder Wellen nie vollständig vermeiden [27]. Dabei unterscheidet man zwischen einer statischen und einer unsymmetrischen Unwucht. Bei einer statischen Unwucht liegt der Massenschwerpunkt nicht auf der Rotationsachse, die Massenträgheitsachse verläuft

aber parallel zu ihr (Abbildung 2.14 a). Ist dagegen die Massenträgheitsachse gegenüber der Rotationsachse verkippt, der Massenschwerpunkt liegt aber auf ihr, spricht man von einer unsymmetrischen Unwucht (Abbildung 2.14 b). Bei Rotation wird dadurch ein umlaufendes Moment erzeugt. Eine Überlagerung dieser beiden Unwuchten wird als dynamische Unwucht bezeichnet. In diesem Fall liegt der Massenschwerpunkt nicht auf der Drehachse, und die Massenträgheitsachse ist gekippt (Abbildung 2.14 c) [28].

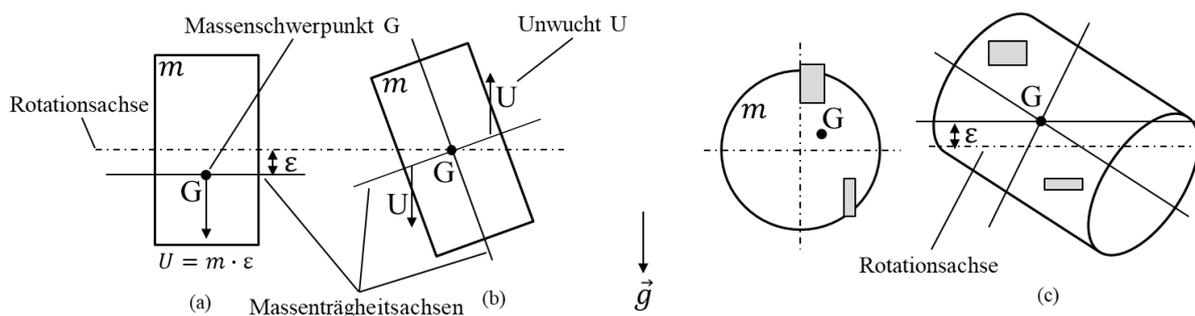


Abbildung 2.14: Darstellung statischer, unsymmetrischer und dynamischer Unwucht

Quelle: [28]; modifiziert durch Ch. Strewe

Unabhängig von der Art der Unwucht resultiert daraus eine radiale Kraft, die am Rotor angreift und sich mit

$$F_U = U \cdot \Omega^2 = m \cdot e \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}\right)^2 \quad (2-2)$$

berechnen lässt. Abbildung 2.15 zeigt den Kraftverlauf unterschiedlicher Unwuchten über der Rotordrehzahl. Als Folge dieser Unwuchtkraft entstehen in der Wellenlagerung ebenfalls Radialkräfte. Während die statische Unwucht zwei gleichgerichtete Kräfte hervorruft, sind die Kräfte, die durch eine Momentenunwucht verursacht werden, einander entgegengesetzt. Die periodischen Anregungen der statischen Unwucht sind damit proportional zur Drehfrequenz, wohingegen die der unsymmetrischen Unwucht im doppelten Verhältnis dazu stehen.

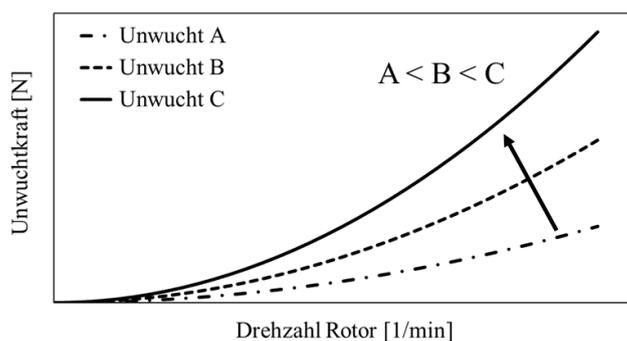


Abbildung 2.15: Resultierende Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Drehzahl

Anregungen, die durch eine Unwucht verursacht werden, machen sich mit entsprechender Frequenz als Körperschall bemerkbar und werden über die Lager in die Struktur eingeleitet. Dabei gilt, je größer die Unwucht, desto höher sind die Anregungskräfte und damit auch der Körperschallpegel. Gleichung 2.3 zeigt den Zusammenhang zwischen der Anregungsfrequenz f_a und der Drehfrequenz f_{rot} und wird als Ordnung o bezeichnet.

$$o = \frac{f_a[\text{Hz}]}{f_{rot}[\text{Hz}]} = \frac{f_a[\text{Hz}]}{n_{rot} \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \cdot \frac{1}{60\text{s}}} \quad (2-3)$$

Die Anregungsfrequenz ist proportional zur Drehfrequenz. Die erste Ordnung einer drehenden Welle entspricht damit einer Anregung durch eine Wellenunwucht. Abbildung 2.16 zeigt den Pegelverlauf der Ordnung o über der Drehzahl. Im Ordnungsspektrum wird sie als eine Linie dargestellt.

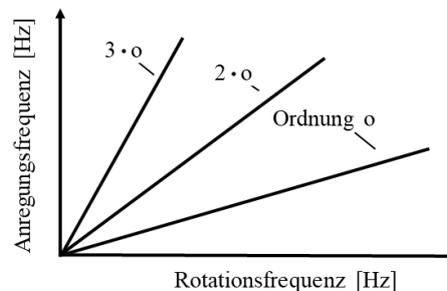


Abbildung 2.16: Zusammenhang zwischen Rotations- und Anregungsfrequenz

Die Schallgrößen erstrecken sich oftmals über mehrere Zehnerpotenzen werden daher in der Regel als logarithmisches Größenverhältnis als Pegel in Dezibel (dB) angegeben. Sie sind auf einen Normwert bezogen [16].

$$\text{Schalldruckpegel: } L = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ [dB]} \quad (2-4)$$

$$\text{mit } p_0 = 10^{-6} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

In der Analyse akustischer Phänomene ist die Auswertung des Verlaufs des Schallpegels charakteristischer Ordnungen ein gängiges Verfahren. Die ermittelten Kurvenverläufe zeigen drehzahlabhängige Anregungen und können so auf eine spezifische Ursache zurückgeführt werden.

Eine dynamische Unwucht führt typischerweise zum Phänomen des Pfeifens [28], dass beispielsweise bei Abgasturboladern, aufgrund der sehr hohen Drehzahlen, häufig auftritt und als tonales Geräusch (Unwuchtpfeifen) im Bereich bis 4 kHz wahrnehmbar ist [29].

Man versucht diese Phänomene durch Auswuchten rotierender Bauteile zu beherrschen, da eine Minimierung der Toleranzgrenzen zu höheren Ausschussraten und konsekutiv zu höheren Fertigungskosten führt. Man unterscheidet zwischen statischem und dynamischem Wuchten. Beim statischen wird versucht den Massenschwerpunkt wieder in die Rotationsachse zu legen. Dies kann statisch, also ohne Rotation des Körpers erreicht werden. Damit ein Körper im Betrieb möglichst vibrationsarm läuft muss er zusätzlich auch dynamisch gewuchtet werden (Berger TM, S. 219).

2.2.3. Übertragung und Bewertung von Körperschallanregungen

Damit ein Schallereignis in einem Fahrzeug wahrgenommen wird, muss eine Schallquelle angeregt werden. Der Schall wird je nach Übertragungsart in Luft- und Körperschall unterteilt. Der Luftschall, auch Primärschall genannt, wird direkt über die Luft zum Empfänger übertragen und wahrgenommen. Der Körperschall basiert dagegen auf einer Krafterregung, die an einer Stelle in eine Struktur eingeleitet, von dort übertragen und an einer anderen Stelle der Struktur abgestrahlt wird. Neben dem Antriebstrang sind auch andere Teilsysteme wie Reifen, Fahrwerk oder Fahrbahn für die Krafterregung verantwortlich. Das bedeutet, dass Körperschallereignisse in der Regel nicht einzeln auftreten, sondern eine Überlagerung unterschiedlicher Quellen sind. Diese breiten sich dann in Form von Wellen als Strukturschwingungen über das gesamte Fahrzeug aus. An den Grenzflächen zum Innenraum kommt es zu einer Struktur-Fluid-Interaktion, welche am Fahrerohr als Schalldruck wahrgenommen und als sekundären Luftschall bezeichnet wird [3], [30] (Abbildung 2.17). Zusätzlich nimmt der Körper auch über seine Oberfläche tieffrequente Schwingungen bis 200 Hz in Form von Vibrationen auf [31].

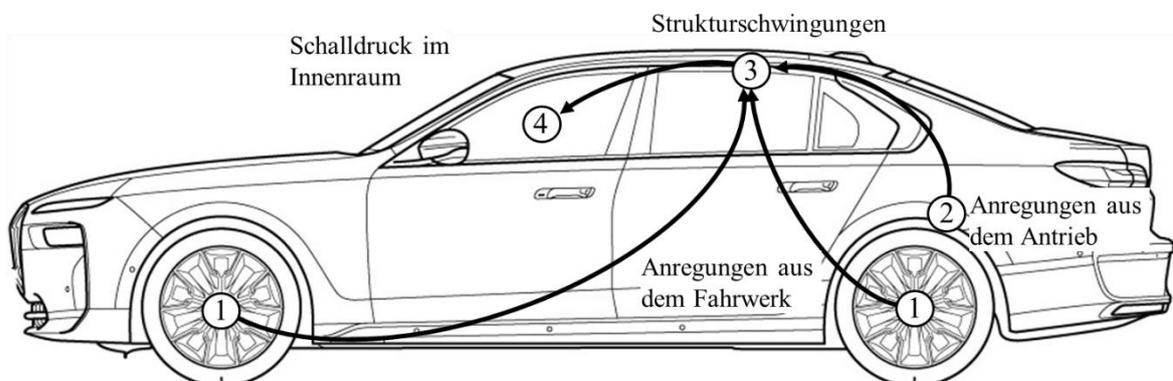


Abbildung 2.17: Körperschallanregungen und -übertragung in den Innenraum

Quelle: BMW AG, modifiziert durch Ch. Stewe

	nicht annehmbar				Grenzfall	annehmbar				
Bewertungsindex	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Geräusche, Vibrationen	nicht annehmbar			unangenehm	Verbesserung erforderlich	mäßig	leicht	sehr leicht	Spuren	keine
Festgestellt von	alle Kunden	Durchschnittskunden			kritische Kunden		Experten		nicht wahrnehmbar	

Tabelle 2.4: Zehnstelliges Bewertungssystem (BI-Skala)

Quelle: [32]; modifiziert durch Ch. Strewe

Aufgrund dieses Anregungs- und Übertragungsverhaltens treten Störgeräusche im Innenraum auf. Dabei gilt, je früher ein Fehlverhalten erkannt wird, desto aufwands- und kostenneutraler lässt sich eine Gegenmaßnahme entwickeln und umsetzen. Zur Beurteilung hat sich in der Industrie ein Bewertungsindex (BI) etabliert, der auf einer 10-Anker Skala nach Aigner aus dem Jahr 1982 basiert (Tabelle 2.4). Diese Methode setzt einem Anker mehrere Attribute gleichwertig nebeneinander und bewertet mittels einer Punktezahl. Dadurch können Produkteigenschaften und die Feststellbarkeit durch den Kunden aneinander gekoppelt werden vgl. [32]. So lassen sich alle Konzepte, Funktionen und Eigenschaften möglichst kundennah bewerten. Die Vereinbarkeit von Kundensicht und universeller Einsetzbarkeit haben dazu geführt, dass diese Bewertungsmethode in der Fahrzeugindustrie weit verbreitet ist [32], [33]. Die ressortübergreifenden Abwandlungen zur Konzept- und Fehlerbewertung der BMW Group, die dieser Arbeit zu Grunde liegen, sind dem Anhang hinzugefügt (Anhang 1).

2.3 End-of-Line Prüfung

Die EOL Prüfung stellt die Qualität eines auszuliefernden Produktes sicher (siehe Kap. 1.2.3). Die folgenden Beschreibungen beziehen sich auf eine EOL Prüfung, wie sie im Werk Dingolfing der BMW Group zum Einsatz kommt. Entscheidende Komponenten und Teilprozesse sind in Abbildung 2.18 dargestellt und umfassen den Prüfstand, das Prüfprofil, die Datenauswertung sowie die abschließende Entscheidung.

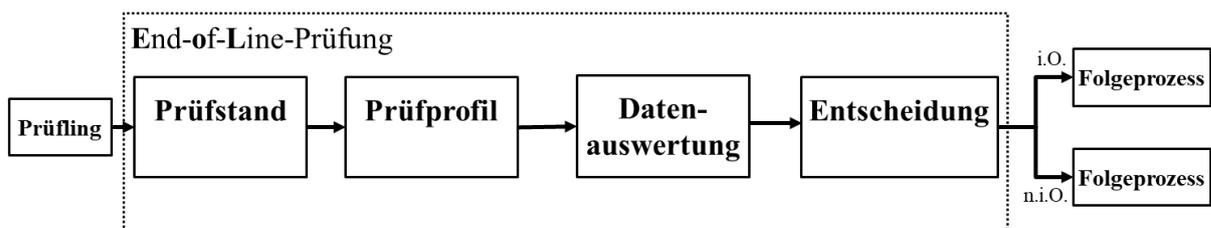


Abbildung 2.18: Teilprozessschritte einer EOL Prüfung

Neben der Funktionalität wird auch das akustische Verhalten einer elektrischen Antriebsmaschine gemessen und bewertet. Alle Schritte werden voll automatisiert durchgeführt, um die Prozessdauer und damit die Kosten auf niedrigem Niveau zu halten und keine zusätzlichen Ressourcen zu binden.

Die Umsetzung, Datenauswertung und die grenzwertbasierte Entscheidung der EOL Prüfung sind Inhalt der folgenden Abschnitte.

2.3.1. Technische Umsetzung der EOL Prüfung

Zu Beginn wird der Prüfling in den Prüfstand gefahren und an den festgelegten Haltepunkten aufgespannt. Die Akustik der EAM wird bei der Prüfung ausschließlich über eine Körperschallmessung bewertet. Für eine konstante Beschleunigung bei steigender Kreisfrequenz ω gilt, dass die Amplitude der Schwinggeschwindigkeit mit ω und die Amplitude des Schwingwegs mit ω^2 abfällt [34]. Diese physikalischen Zusammenhänge lassen erkennen, dass die relative Amplitude der Beschleunigung bei hohen Frequenzen am größten ist (Abbildung 2.19). Folglich ergibt sich ein größerer Signalrauschabstand. Deshalb hat sich die Beschleunigungsmessung als Messverfahren gegenüber der Schwingweg oder Schwinggeschwindigkeitsmessung gerade bei hohen Frequenzanteilen als vorteilhaft erwiesen und durchgesetzt [34].

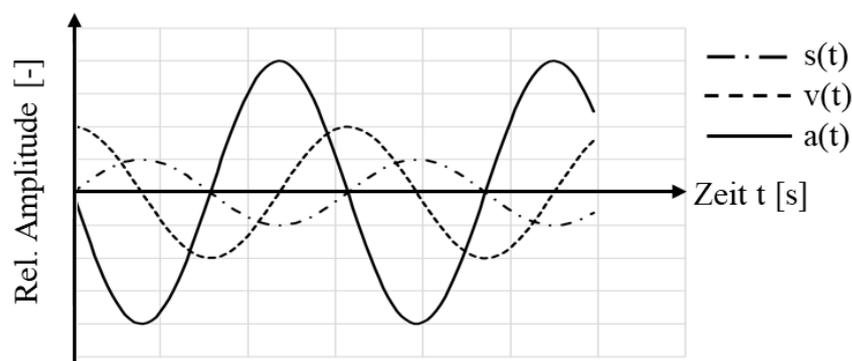


Abbildung 2.19: Physikalischer Zusammenhang zwischen Schwingweg s, -geschwindigkeit v und -beschleunigung a

Quelle: [34]; modifiziert durch Ch. Strewe

Die Messdaten werden über Beschleunigungsaufnehmer (Typ BKS03) aufgezeichnet, die taktile Zugestellt werden (Abbildung 2.20). Andere Zustellmechanismen wie Verschrauben oder Kleben sind aufgrund der Automatisierung ausgeschlossen. Jeder Sensor ist über ein Gewinde in einen Roboterarm der Prüfvorrichtung verschraubt und wird an den Prüfling gefahren.

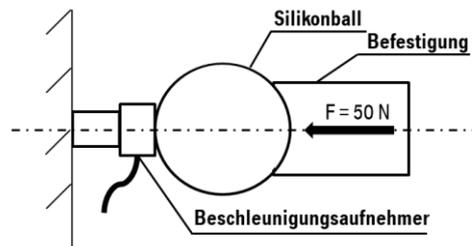


Abbildung 2.20: Schematische Darstellung der taktilen Zustellung des Beschleunigungsaufnehmers

Quelle: [35]; modifiziert durch Ch. Strewe

Mittels eines sehr weichen Silikonballs kann ein definierter Zustellweg (3 mm) und damit eine definierte Anpresskraft (50 N) prozesssicher dargestellt werden.

Damit die EOL Prüfung für eine akustische Bewertung eingesetzt werden kann, ist bei der Entwicklung auf eine möglichst hohe Korrelation zwischen dem Luftschall im Fahrzeuginnenraum und dem Körperschall am gewählten Messpunkt zu achten. Zur Ermittlung dieser Messpunkte, wurden Fahrzeugmessungen in definierten Betriebspunkten durchgeführt und das Innengeräusch an unterschiedlichen Positionen, z.B. Fahrer- oder Fondposition, aufgezeichnet. Zusätzlich wurden die Körperschallanregungen der Antriebseinheit mittels Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Anhand dieser Messergebnisse wurde eine Korrelationsanalyse nach VDA Richtlinie 264 durchgeführt und geeignete Messpositionen ermittelt. Sie befinden sich stirnseitig auf dem Lagerdeckel sowie seitlich auf dem Statorgehäuse (Abbildung 2.21).



Abbildung 2.21: Kontaktpunkte der Körperschallmessung während der EOL Prüfung

Quelle: BMW Group, modifiziert von Ch. Strewe

Die anschließenden Messdaten wurden über zwei piezoelektrische Ladungs-Sensoren vom Typ KS91D aufgenommen (siehe Anhang A). Dieser Sensortyp ist uniaxial ausgeführt, d.h. er misst nur die Beschleunigung in Richtung der Flächennormalen der kontaktierten Oberfläche [11].

Des Weiteren wurde ein spezifisches Prüfprofil entwickelt, um die Grundfunktion der Maschine und ihr akustisches Verhalten zu prüfen. Es besteht aus einem Drehzahl- und Lastverlauf (Abbildung 2.22) und stellt sicher, dass die Maschine ihr volles Nenn Drehmoment und ihre maximale Drehzahl erreicht. Dieses Profil wird gleichzeitig für die Körperschallprüfung genutzt. Es werden zunächst zwei Leichtlast Drehzahlrampen (LL-S, LL-Z) gefahren. Ein minimales Moment (± 10 Nm) wird vorgegeben, um zu verhindern, dass die

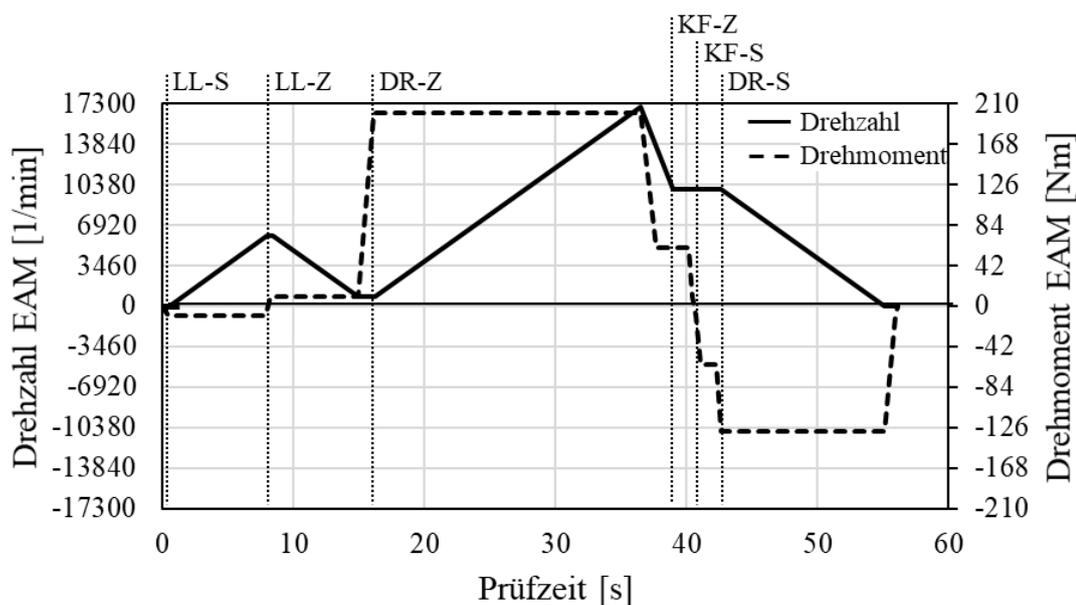


Abbildung 2.22: Prüfprofil der EOL Prüfung

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Zahnflanken der Zahnräder im lastfreien Betrieb abheben. In dieser Phase des Prüfprofils ergeben sich nur sehr geringe Anregungen, die durch die Getriebeverzahnung, den Elektromotor oder den Inverter verursacht werden. Daher eignet sich diese Phase gut, um mechanische Anregungen aus den Wälzlagern zu erkennen [11]. In den Phasen DR-Z und DR-S werden Drehzahlrampen mit mittlerer bis hoher Schub- bzw. Zuglast gefahren. Sie dienen der Überprüfung der Güte der Zug- und Schubflankenverzahnung. Zudem repräsentieren sie hohe Fahrzeugbeschleunigungen bzw. starke Rekuperationsvorgänge, so dass in diesen Phasen vor allem Anregungen aus der Verzahnung, dem Elektromotor und dem Inverter gemessen werden. In der folgenden Phase (KF-Z; KF-S) wird die EAM bei konstanter Drehzahl und wechselnder Last betrieben. In dieser Phase tragen vor allem der Elektromotor und der Inverter zu hohen Anregungen bei. Die stationären Betriebsbedingungen ermöglichen detaillierte Frequenzanalysen anhand der erhobenen Messdaten [11].

Für den jeweiligen Teilabschnitt werden die Daten der beiden Beschleunigungsaufnehmer aufgezeichnet und ausgewertet. Auf diese Signalauswertung wird im Abschnitt 2.3.2 eingegangen. Nach Abschluss des Prüflaufs und der Signalauswertung muss entschieden werden, ob die Prüfung bestanden wurde. Dieser Entscheidungsprozess wird im Kap. 2.3.3 behandelt.

2.3.2. Grundlagen der Signalauswertung der EOL Prüfung

Die gefahrenen Drehzahlrampen und die aufgezeichneten Daten der beiden Beschleunigungsaufnehmer bilden die Basis für die Signalauswertung und die anschließende Bewertung des Körperschalls. Ziel der Signalauswertung ist die Analyse der gemessenen Sensorsignale zur Detektion von Fertigungs- und Montagefehlern mit Hilfe des Geräuschanalyse-Systems *ROTAS* der Firma Discom. In diesem System repräsentiert jedes rotierende Bauteil einen Rotor. Die einzelnen Drehzahlen dieser Rotoren müssen bekannt sein, damit Fertigungs-, Montage- oder andere Fehler einzelner Bauteile erkannt und zugeordnet werden können. Die spezifische Drehzahl jedes Rotors wird aus der Drehzahl eines definierten Referenzrotors und den Konstruktionsvorgaben ermittelt. Aus dieser Drehzahl kann dann die Drehfrequenz und die dazugehörige Umdrehungsdauer berechnet werden (Abbildung 2.23).

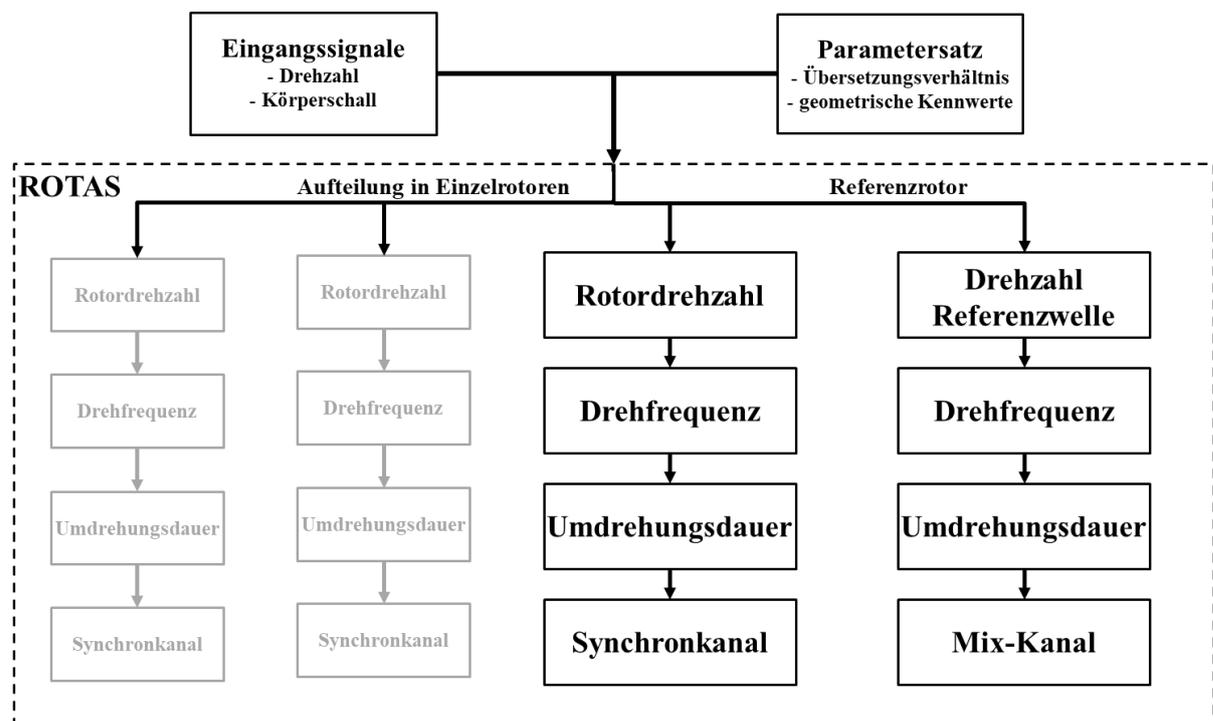


Abbildung 2.23: Umdrehungssynchrone Analyse des Geräuschanalyse-Systems ROTAS der Fa. Discom

Quelle: [35]; modifiziert durch Ch. Strewé

Anhand der Analysesoftware wird das gemessene Zeitsignal kopiert und anschließend in zeitliche Teilsignale unterteilt (Abbildung 2.24). Jedes Teilsignal entspricht dabei genau einer Umdrehung des dazugehörigen Rotors. Diese Teilsignale werden anschließend über mehrere Umdrehungen gemittelt, so dass ein umdrehungssynchrones Zeitsignal resultiert, in dem alle Anregungen, die durch ein anderes Teilsystem verursacht werden, unterdrückt werden. Diese sogenannten *Synchronkanäle* können unabhängig voneinander weiter analysiert werden.

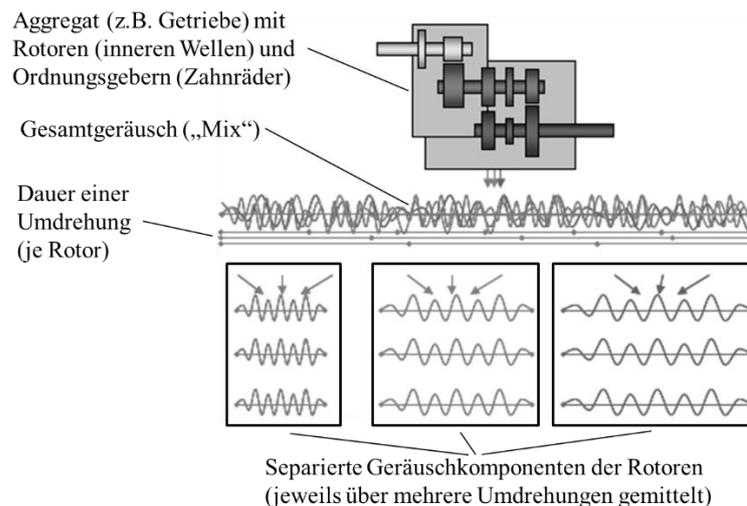


Abbildung 2.24: Ermittlung der umdrehungssynchronen Zeitsignale unterschiedlicher Rotoren

Quelle: [35]; modifiziert durch Ch. Strewe

Alle Teilsignale von Anregungen, denen sich anhand dieser Methode keine Ursache zuordnen lässt, werden in einem *Mix-Kanal* überlagert, um sie ebenfalls zu erfassen. Er enthält somit alle Geräuschkomponenten und bezieht sich auf die Umdrehung einer Referenzwelle. Die Software bietet auch die Möglichkeit einen *Festfrequenz-* oder einen *Fix-Kanal* festzulegen. Die Auswertung bezieht sich dann nicht auf die Umdrehungsdauer, sondern auf eine definierte Abtastfrequenz. So können Nebengeräusche z.B. aus Getriebebeschaltungen analysiert werden. Für jeden Kanal wird eine Zeitbereichs-Analyse durchgeführt und vergleichbare Kenngrößen ermittelt. Der RMS-Wert, auch Effektivwert oder quadratischer Mittelwert, kann als eine Art Gesamtenergie gesehen werden. Weist einer der Kanäle einen erhöhten RMS-Wert auf, kann anhand dieses Wertes auf das Bauteil als Ursache für eine Körperschallanregung geschlossen werden. Im Umkehrschluss deutet ein hoher RMS-Wert im Mix-Kanal auf eine rotorunabhängige Ursache hin. Der Peak-Wert gibt den maximalen Wert einer Amplitude im betrachteten Zeitbereich wieder. Dieser Scheitelwert kann einerseits durch ein Einmalereignis während der Messung oder andererseits durch eine immer zum gleichen Zeitpunkt auftretende drehzahlsynchrone Anregung verursacht werden. Es resultiert ein hoher Peak-Wert in der

Zeitbereichs-Analyse. Ein defekter Zahn eines Zahnrads verursacht beispielsweise eine einmalige Anregung pro Umdrehung der Welle und erzeugt daher einen hohen Peak-Wert. Der Scheitelwert ist immer vom RMS-Wert abhängig, so dass eine lautere Maschine einen höheren RMS- als auch einen höheren Peak-Wert erzeugt. Ein mit der Drehzahl steigendes Grundgeräusch hat aber nicht zwingend einen höheren Peak-Wert zur Folge. Daher eignet sich

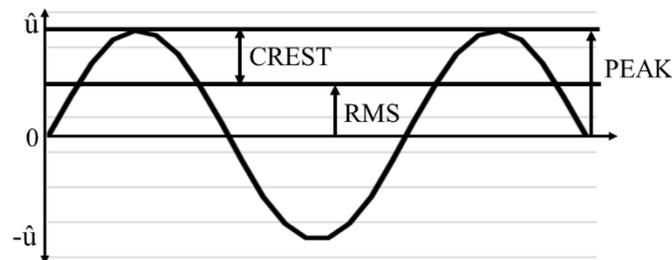


Abbildung 2.25: umdrehungssynchrone Kenngrößen der Zeitbereichs-Analyse

Quelle: Datenblatt TasAlyser, Rotas, modifiziert durch Ch. Strewe

der Crest-Wert, der das Verhältnis zwischen Peak- und RMS-Wert während einer Umdrehung beschreibt, besser für die Analyse. Anhand dieses Wertes kann man interpretieren, wie weit die Signalspitze aus dem Grundgeräusch heraustritt.

Für jeden Kanal wird das umdrehungssynchrone Zeitsignal im Anschluss mittels einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) zerlegt und ein Frequenzspektrum berechnet. Tritt eine Anregung im Zeitsignal beispielsweise 23-mal pro Sekunde auf, so erscheint im Frequenzspektrum eine Linie bei 23 Hz, d.h. man erhält aus einem Zeitsignal über eine Spektralanalyse das zugehörige Frequenzspektrum. Überträgt man die Spektralanalyse auf ein umdrehungssynchrones Zeitsignal, erhält man ein sogenanntes Ordnungsspektrum, in dem Anregungen als Vielfache der Grundordnung hervorgehoben werden. Betrachtet man beispielhaft das Ritzel der ersten Getriebestufe (Zähnezahl 23), ruft dieses aufgrund seiner Zähnezahl eine bestimmte Frequenz, die Zahneingriffsfrequenz, hervor, die im Frequenzspektrum eine Linie bei 23 Hz produziert. Analysiert man dagegen das umdrehungssynchrone Zeitsignal ergeben sich aufgrund der Zähnezahl 23 Anregungsimpulse pro Umdrehung, so dass im Ordnungsspektrum die 23. Ordnung als Linie erzeugt wird (Abbildung 2.26). In beiden Analysen werden auch Vielfache der Anregungsfrequenz bzw. -ordnung, hier z.B. 46 Hz bzw. die 46. Ordnung erscheinen. Das Ordnungsspektrums ist unabhängig von der Drehzahl und damit für die Analyse drehzahlabhängiger Phänomene vorteilhafter als das Frequenzspektrum.

Mittels Spektralanalyse und den genannten Kenngrößen erhält man immer einen auf die gesamte Messung bezogenen Einzahlwert, den Spektralwert. Dieser wird je nach Parametrierung der Auswertesoftware entweder als Minimal-, Maximal- oder gemittelter Wert ausgegeben. Der Spektralwert für charakteristische Ordnungen lässt sich damit leicht einem Grenzwert gegenüberstellen und bewerten.

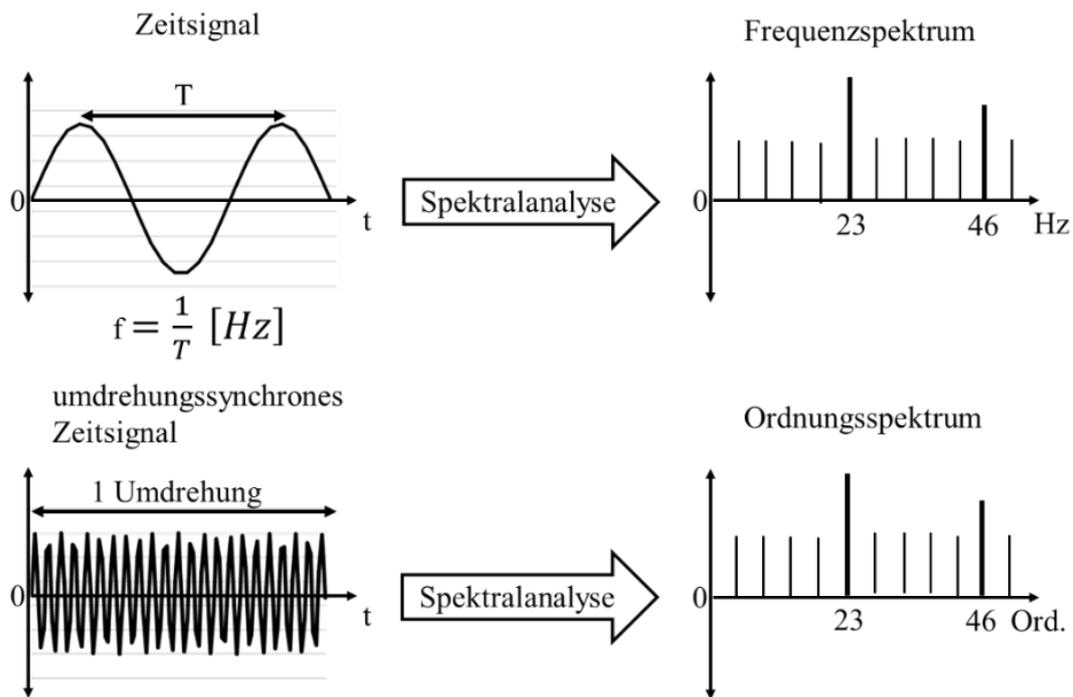


Abbildung 2.26: Ergebnis einer Spektralanalyse eines Zeitsignals und eines umdrehungssynchronen Zeitsignals

Da akustische Phänomene nicht immer über den gesamten Drehzahlbereich oder nur in bestimmten Betriebszuständen auftreten, ist der Spektralwert als alleiniges Bewertungskriterium nicht geeignet. Daher wird der jeweilige Spektralwert über eine Führungsgröße aufgetragen. Betrachtet man eine einzelne Ordnung, spricht man von einem Ordnungspegelverlauf. Betrachtet man den Verlauf eines gesamten Spektrums über einer Führungsgröße, erhält man ein sogenanntes Spektrogramm (Abbildung 2.27).

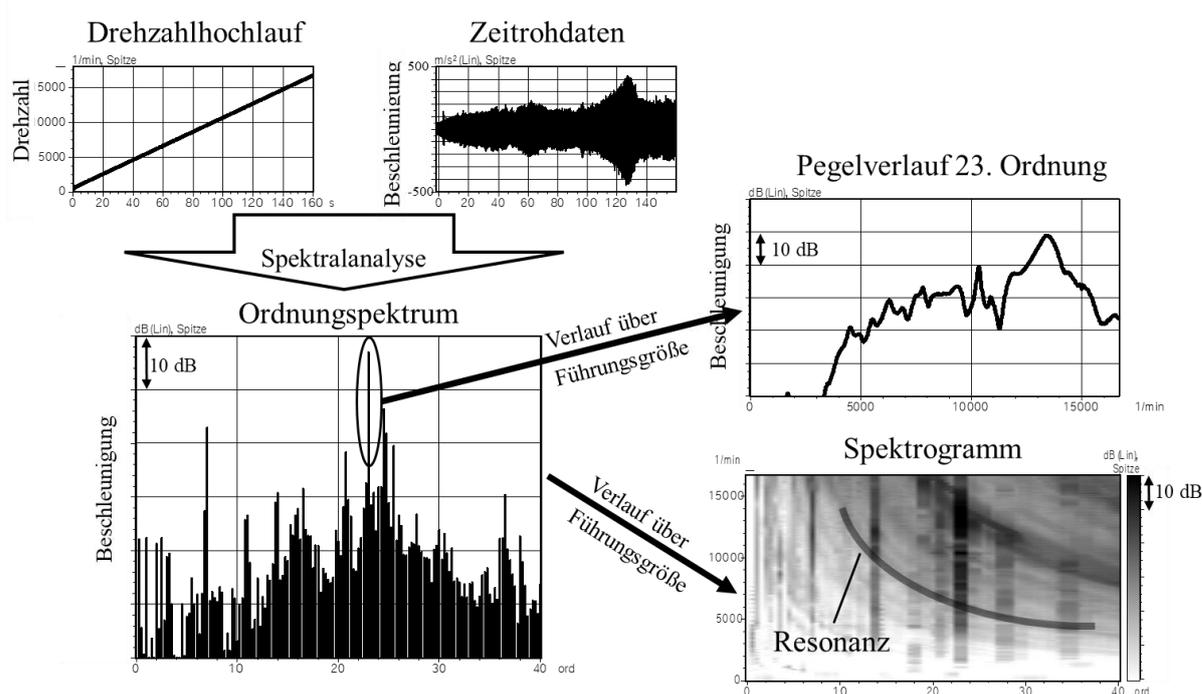


Abbildung 2.27: Teilschritte einer Ordnungsanalyse in der Signalauswertung

Aus den Zeitrohdaten wird mittels Spektralanalyse das Ordnungsspektrum erzeugt. Die 23. Ordnung sticht gegenüber den anderen Ordnungen hervor. Für die weitere Analyse ist es sinnvoll, den Spektralwert der 23. Ordnung über einer Führungsgröße, z.B. der Drehzahl, aufzutragen. So erhält man den Ordnungspegelverlauf der 23. Ordnung. Anhand der Führung über die Drehzahl ergibt sich ein dreidimensionales Diagramm, in dem die Pegelhöhe aus der Zeichenebene heraussteht. Dies erlaubt ebenfalls Rückschlüsse auf den Ordnungsverlauf. Zugleich lassen sich aber auch Bauteilresonanzen analysieren, die in der Regel anhand eines schmalen Frequenzbandes identifiziert werden können. Sie können für die Pegelüberhöhung einer oder mehrerer Ordnungen verantwortlich sein und zu akustischen Auffälligkeiten führen. Abbildung 2.28 fasst die Einzelschritte der Signalauswertung nochmals schematisch zusammen. Im Anschluss an die Signalauswertung werden die ermittelten Werte und Kurven mit definierten Grenzwerten verglichen, um zu entscheiden, ob der Prüfling fehlerfrei ist oder einen Mangel aufweist.

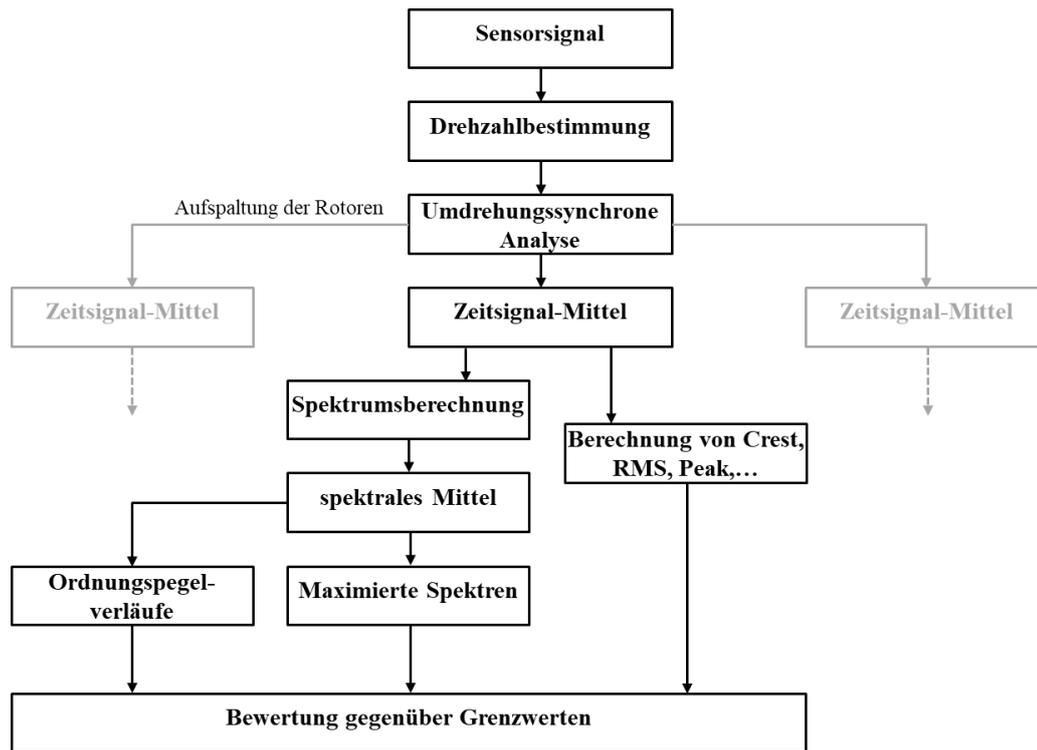


Abbildung 2.28: Schematischer Ablaufplan der Signalauswertung innerhalb der Analysesoftware
Quelle: Datenblatt TasAlyser, ROTAS, modifiziert durch Ch. Strewé

2.3.3. Herleitung und Anwendung eines Grenzwerts im Körperschall

Die Geräuschanalyse der EOL Prüfung ist erst beendet, wenn die erhobenen Daten (Einzahlkennwerte oder Kurven) mit definierten Grenzwerten verglichen und eine Entscheidung über die Qualität und damit den Verbleib des Prüflings getroffen wurde (Abbildung 2.29). Für die jeweiligen Prüfphasen, z.B. DR-S existieren individuelle Grenzen, deren Überschreiten in einer Fehlermeldung resultiert, die den Prüfling dann als „nicht in Ordnung“ deklariert. Schon ein einmaliges Überschreiten der Grenzwerte reicht hierfür aus.

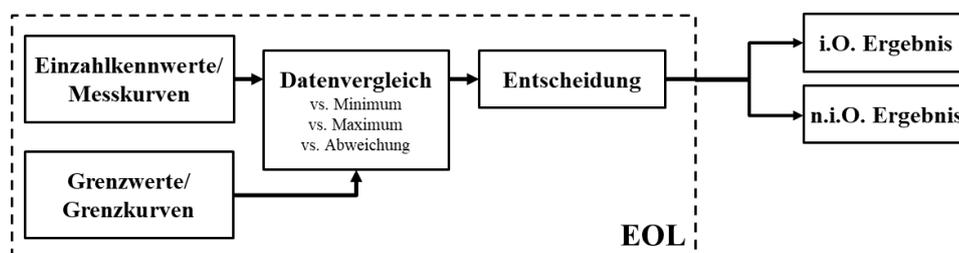


Abbildung 2.29: Datenbasierter Entscheidungsprozess der EOL Prüfung

Üblicherweise werden Maximalwerte als Grenzwerte herangezogen, aber grundsätzlich lässt das System auch eine Testung gegen Minimalwerte oder gegen eine Abweichung vom Zielwert zu. Man versucht, kommunale Grenzwerte, d.h. einen allgemeingültigen Grenzwert für alle Maschinentypen vorzugeben, aber die EOL Prüfung muss ebenso maschinenspezifische Grenzwertangaben zulassen, da z.B. Maschinentyp, Bauteile oder Übersetzungen variieren können. Man unterscheidet funktional-, festigkeits- und akustikrelevante Grenzwerte. Die beiden erstgenannten werden herangezogen, um zu testen, ob eine Maschine grundsätzlich fehlerfrei betrieben werden kann und ein festgelegtes Drehmoment- und Drehzahlniveau erreicht wird. Der akustische Grenzwert muss als Beschleunigungspegel aus dem Gesamtfahrzeug hergeleitet werden (Abbildung 2.30).

Für die Herleitung wird zunächst das Wind-Rollgeräusch im Innenraum für unterschiedliche Lastfälle (z.B. Vollastbeschleunigung, maximale Rekuperation) ermittelt. Diesem Innenraumpegel wird nach DIN 45681 zur Bildung eines Bewertungspegels ein Tonzuschlag zugerechnet.

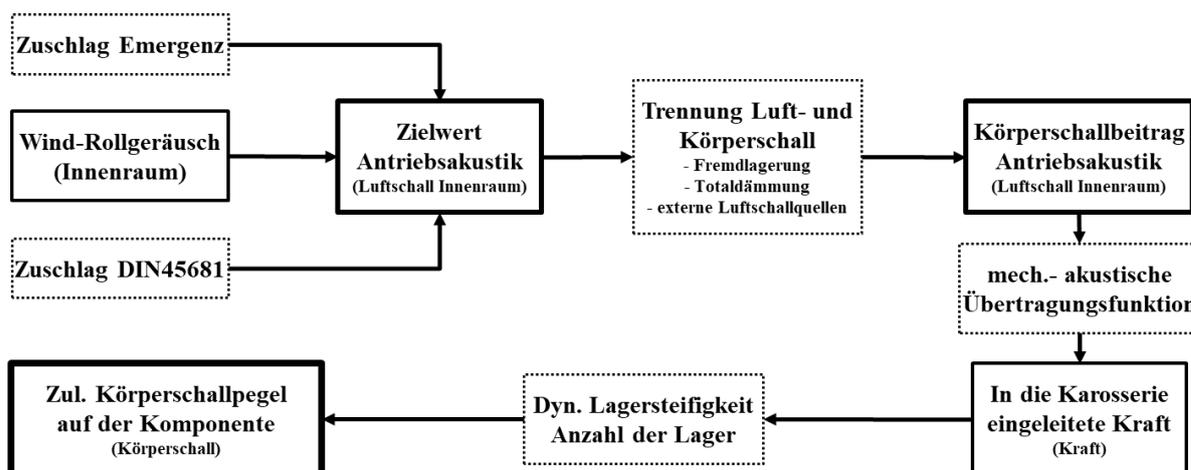


Abbildung 2.30: Teilschritte der Herleitung eines Körperschallzielwerts für eine Komponente

Quelle: internes Dokument der BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Um der Marktpositionierung des Produkts Rechnung zu tragen, wird zusätzlich die Emergenz (akustische Erlebbarkeit) einbezogen. Es wird beispielsweise zwischen unhörbar, dezent oder dominant unterschieden. Daraus ergibt sich ein weiterer Zuschlag auf das Wind-Rollgeräusch. Aus der Summe ergibt sich anschließend ein Zielwert des Antriebsgeräuschs im Innenraum, welcher die Basis zur Ermittlung eines zulässigen Körperschallpegels auf einer Antriebskomponente darstellt. In diesem Zielwert spiegeln sich aber alle vom Antrieb verursachten Luft- und Körperschallanteile unabhängig ihrer Ursache, so dass eine Auftrennung der Einzelkomponenten zur Identifizierung notwendig ist,

Dazu werden Methoden wie Totdämmung, außenstehende Luftschallquellen oder Fremdlagerung eingesetzt. Eine Totdämmung dazu dient Luftschallquellen zu ermitteln, während externe Lautsprecher zur Identifizierung von Luftschallpfaden in den Innenraum eingesetzt werden. Eine Fremdlagerung unterbindet den Körperschalleintrag der Antriebseinheit in die Karosserie. Dazu werden, unter Einhaltung der vorgegeben Einbaulage, alle Aggregatlager entfernt. So besteht das verbleibende Innenraumgeräusch ausschließlich aus dem Luftschallbeitrag. Gleichzeitig ist damit aber auch der Körperschallanteil im Innenraum bekannt [3].

Mittels einer Transferpfadanalyse (TPA) wird daraus die Kraftanregung an einer beliebigen Einleitstelle der Fahrzeugstruktur ermittelt. So lässt sich eine maximal zulässige Kraft festlegen, die von der EAM an den Lagerstellen in die Karosserie eingeleitet werden darf. Aufgrund der lokalen Trennung zwischen der Systemanregung und der Systemantwort, spricht man von einer akustisch-mechanischen Übertragungsfunktion [3] (Abbildung 2.31).



Abbildung 2.31: Schematische Darstellung einer akustisch-mechanischen Übertragung

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Aus Kraft und Lagerungskonzept der EAM lässt sich ein maximaler Beschleunigungspegel auf der Maschine errechnen. Dabei haben Anzahl und Grundform der Lager einen entscheidenden Anteil am akustischen Übertragungsverhalten. Die betrachtete EAM ist in den Hinterachsträger (HAT) integriert und über vier doppelt-elastische großvolumige Motorlager aus Elastomerwerkstoff entkoppelt (Abbildung 2.32).

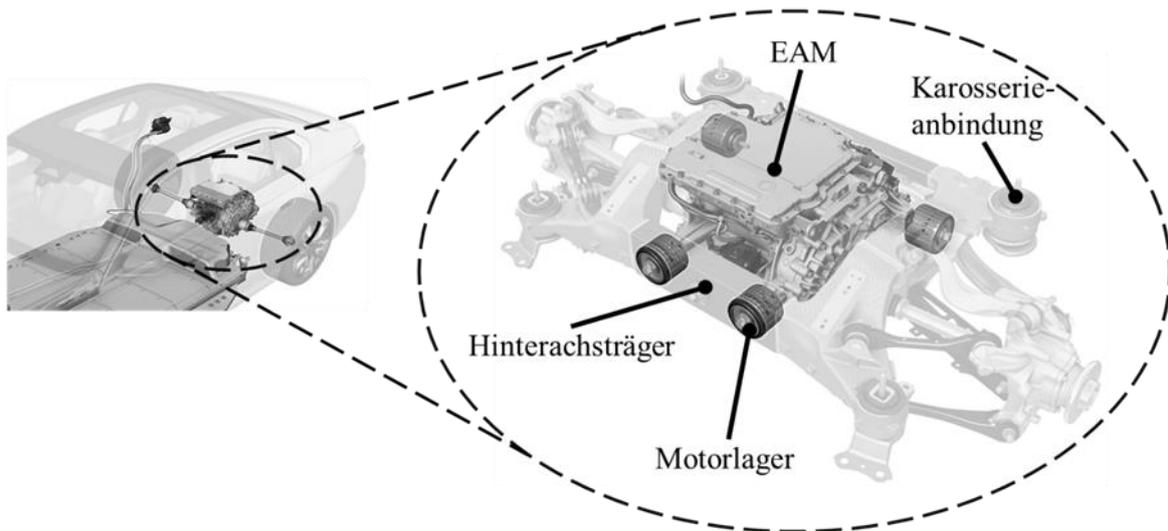


Abbildung 2.32: Integrations- und Entkopplungskonzept der EAM im Hinterachsträger (HAT)

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Der Lageraufbau erzeugt über innere Reibung eine Dämpfung, um eine Schwingungsisolierung zwischen der EAM und dem HAT zu erreichen. Der HAT ist wiederum über vier Punkte an die Karosserie angebunden, die ebenso über ein Elastomerlager von Anregungen entkoppelt ist. Damit gibt es zwei Entkopplungsebenen, um im Betrieb eine Übertragung der Anregung in den Innenraum zu verhindern.

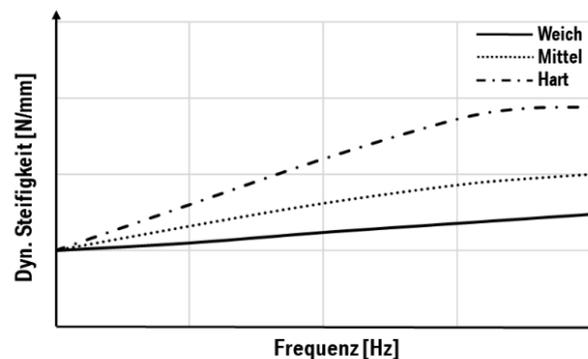


Abbildung 2.33: Dynamische Steifigkeit in Abhängigkeit vom Elastomer

Quelle: [36]

Beim Einsatz von Elastomer-Metall-Verbundelementen, ist neben der Geometrie auch das Material des Elastomers entscheidend. Dessen elastischen Eigenschaften hängen grundsätzlich stark von der Belastungsart, der Temperatur sowie dem Alter ab. Zusätzlich ist die Anregungsfrequenz für die Materialdämpfung und damit für die Übertragung entscheidend [37]. Mit zunehmender Frequenz nimmt die Dämpfung ab, d.h. die dynamische Steifigkeit nimmt zu, das Lager „verhärtet“ zunehmend (Abbildung 2.33).

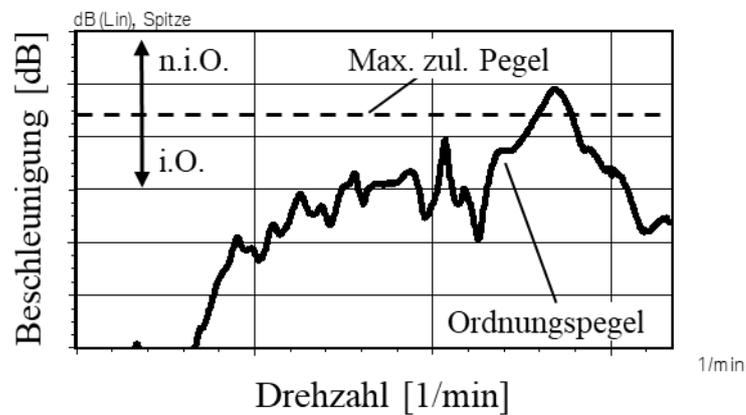


Abbildung 2.34: Beispiel Grenzwert für einen maximal zulässigen Ordnungspegel im Hochlauf

Über die ermittelten Kraftanregungen können zulässige Beschleunigungswerte bestimmt werden. Damit erhält man einen zulässigen Körperschallpegel, der beispielsweise auf relevante Ordnungen einer Antriebseinheit angewendet werden kann (Abbildung 2.34). Bei Einhaltung dieser Vorgaben sind im späteren Betrieb keine Beanstandungen zu erwarten.

3 Optimierung der End-of-Line Prüfung

Im folgenden Abschnitt wird über eine Problembeschreibung mit anschließender Analyse ein Verbesserungspotential für die aktuelle EOL Prüfung identifiziert. Die darüber abgeleiteten Optimierungsansätze werden gegenübergestellt und bewertet. Der Ansatz mit dem größten Potential wird anschließend detailliert untersucht und seine Umsetzung sowie die damit verbundenen Auswirkungen betrachtet.

3.1 Problembeschreibung

In der Entwicklungsphase eines Fahrzeugs aus dem Luxussegment beanstandeten die Freigabestellen ein tieffrequentes moduliertes Brummen bei konstanter Fahrgeschwindigkeit. Dieses Störgeräusch wurde sowohl auf der Fahrer- bzw. Beifahrerposition als auch im Fond wahrgenommen. Abbildung 3.1 a zeigt im genannten Betriebszustand einen an- und abschwellenden Pegel im Bereich um 30 Hz. Mittels eines Bandpasses wird der Frequenzbereich 29 bis 30 Hz gefiltert. Abbildung 3.1 b zeigt den dazugehörigen Schallpegel und dessen Modulation. Die Amplitudenschwankungen umfassen mehr als 10 dB(A). Der Frequenzbereich als auch die Modulationsfrequenz (ca. 1 Hz) identifizierten das Störgeräusch als Schwebegeräusch, d.h. im Innenraum überlagern sich zwei geringfügig unterschiedliche Frequenzen und führen zu einer Schwebung (Kap. 2.1.2). In der weiteren Analyse werden die beteiligten Anregungen und deren Übertragung ermittelt und untersucht.

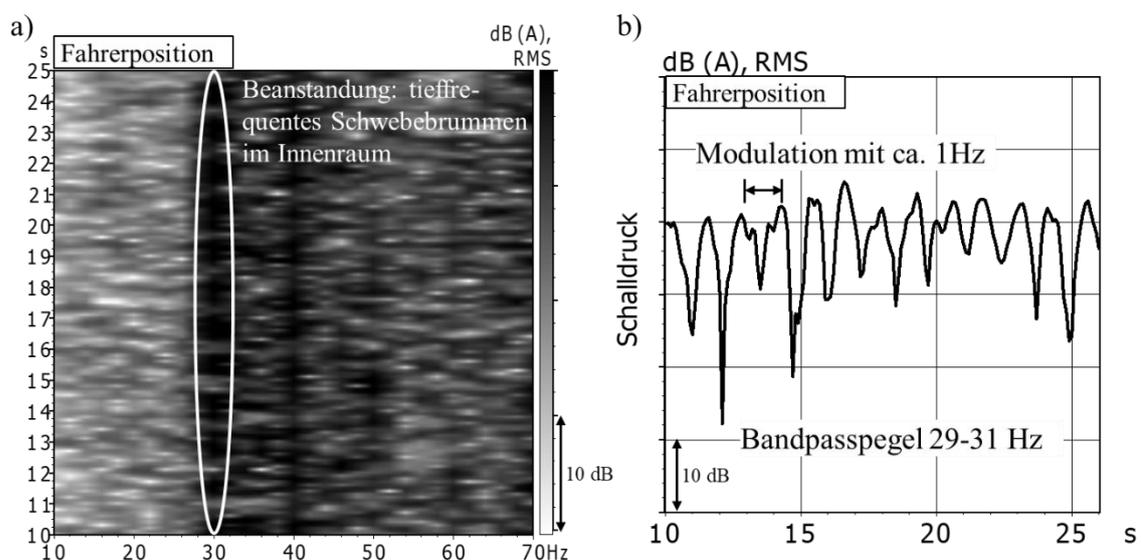


Abbildung 3.1: a) Beanstandung Schwebegeräusch im Innenraum als Wasserfalldiagramm; b) Modulation des kritischen Frequenzbereichs aufgrund einer Schwebung

3.1.1. Analyse Störgeräusch Schwebelbrummen im Fahrzeug

Für eine exakte Analyse des Störgeräusches muss das akustische Phänomen im Fahrzeug reproduziert und gemessen werden, so dass sich die Betriebsbedingungen, unter denen sich das Störgeräusch bemerkbar macht, möglichst genau ermitteln lassen. Hierzu wird ein beanstandetes Fahrzeug entsprechend der Problembeschreibung gefahren und bewertet. Abbildung 3.2 zeigt die Betriebsbedingungen, unter denen das beanstandete Schwebelbrummen auftritt. Zur Reproduktion des Schwebelbrummens wurde ein Fahrzeug mit knapp 80 km/h auf einem Erprobungsgelände gefahren. Um die diese Geschwindigkeit konstant zu halten, werden 20 Nm über das Fahrpedal angefordert. Dabei stellte sich eine Raddrehzahl von ca. 600 1/min und eine Maschinendrehzahl von ca. 5640 1/min ein. Die unter diesen Betriebsbedingungen auftretenden Anregungen aus der EAM und dem Fahrwerk werden als Körperschall über die Fahrzeugstruktur in den Innenraum übertragen und können über Mikrofone als Luftschall nachgewiesen werden.

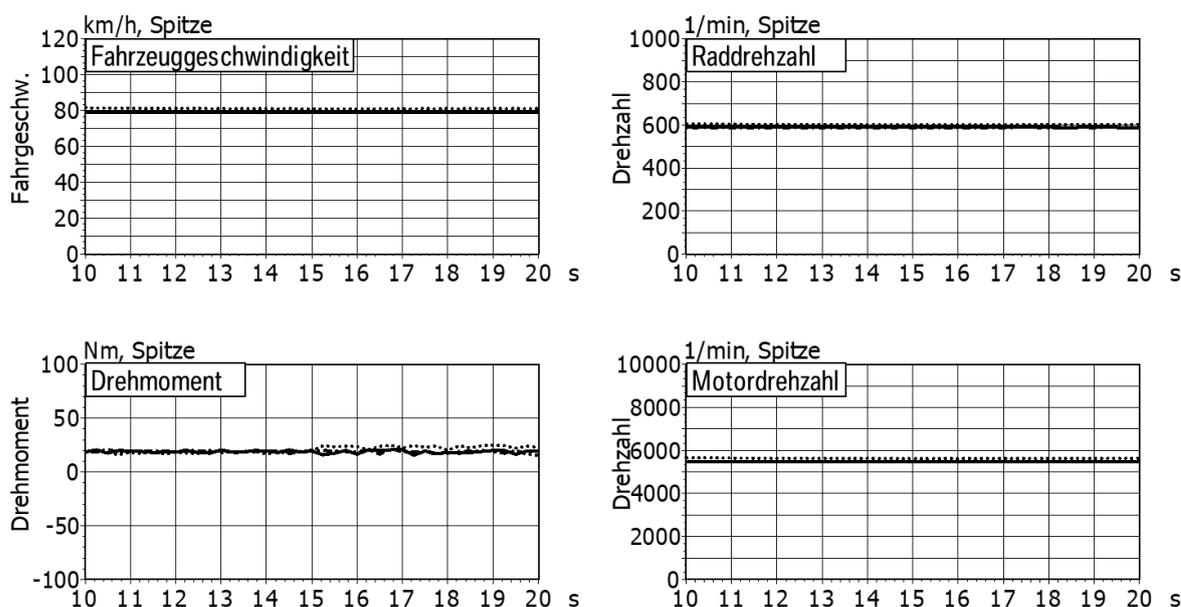


Abbildung 3.2: Betriebsbedingungen für die Erzeugung der Beanstandung Schwebelbrummen

Anhand der Messdaten der Innenraummikrofone auf der Fahrer- und Fondposition können die zwei sich überlagernden Ordnungen identifiziert werden (Abbildung 3.3). Dabei handelt es sich einerseits um die 3. Radordnung, die durch die Rad/Reifen Kombination hervorgerufen wird. Neben einer Unwucht bestimmen Toleranzen im Produktions- und Montageprozess die

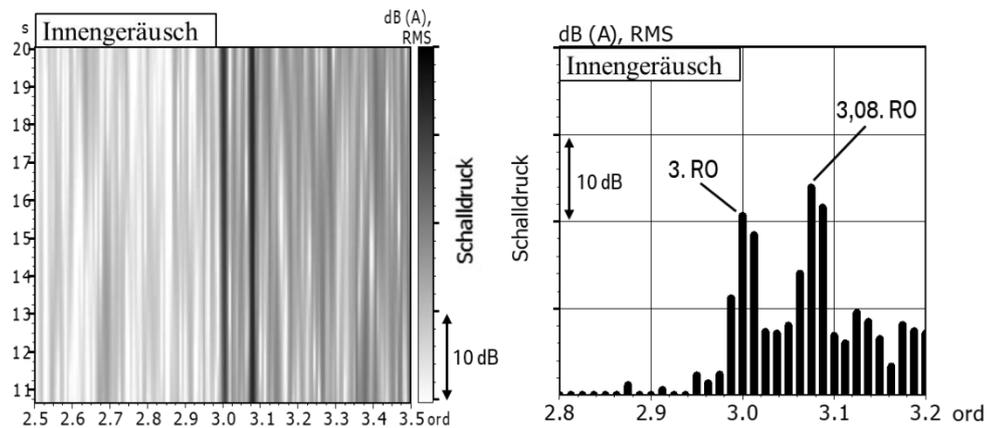


Abbildung 3.3: Identifizierte Ordnungen, die sich überlagern und im Innenraum zu einem Schwebegeräusch führen

Reifengleichförmigkeit (engl. Tire uniformity) und damit das Anregungsverhalten (Abbildung 3.4 links). Unregelmäßigkeiten in Kontur, Masseverteilung und Steifigkeit führen im Betrieb zu Schwankungen der Radial-, Tangential- und Lateralkräfte. Während eine Unwucht Radialkraftschwankungen (RKS) verursacht und einen Anregungsimpuls pro Radumdrehung (1. Radordnung) liefert, hat die Reifengleichförmigkeit meist Tangentialkraftschwankungen (TKS) zur Folge. Diese regen in den höheren Radordnungen an und werden über das Rad in das Fahrzeug eingeleitet (Abbildung 3.4 rechts). RKS und TKS lassen sich durch Veränderungen der Reifenparameter (z.B. Reifentyp, Wuchtgüte) beeinflussen.

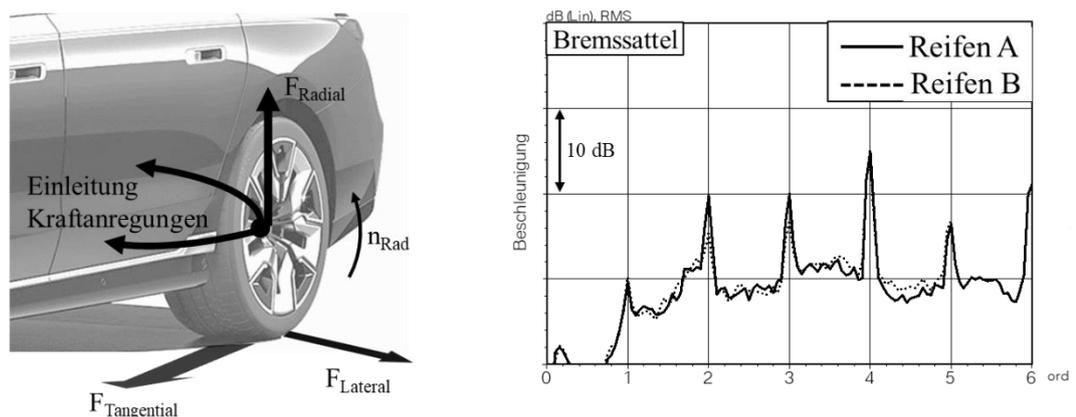


Abbildung 3.4: Ursachen für Krafterregungen aus der Reifenunwucht und -gleichförmigkeit

Quelle: BMW Group, [38]; modifiziert durch Ch. Stewé

Abbildung 3.5 zeigt die Anregung in der 3,08. Radordnung im Körperschall auf der EAM. Die Analyse der Raddrehzahl und der Ordnung hat ergeben, dass die Zwischenwelle des Getriebes ursächlich ist. Die Zahnräder der zweiten Getriebestufe, also der Getriebez Zwischenwelle und

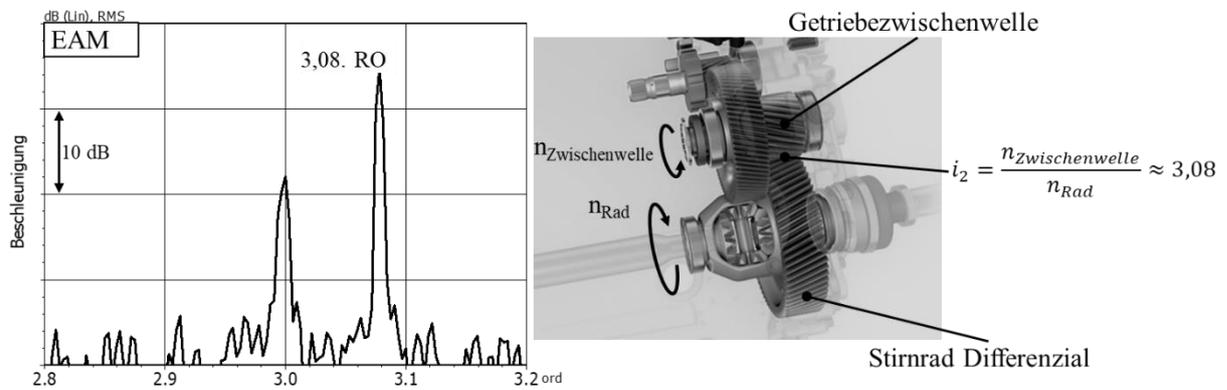


Abbildung 3.5: Anregung der 3,08. Radordnung durch die Zwischenwelle der EAM

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

dem Stirnrad des Differenzials, stehen im Übersetzungsverhältnis $i_2 \approx 3,08$. Dies sind die beiden beteiligten Schwebepartner. Trotz der zwei Entkopplungsebenen (Kap.2.3.3) werden diese Anregungen im Betrieb in den Innenraum übertragen. Dort überlagern sie sich und verursachen aufgrund des geringen Frequenzunterschieds ($\Delta f < 1$ Hz) im kritischen Betriebspunkt das Schwebenbrummen. Abbildung 3.6 gibt einen Überblick der analysierten Zusammenhänge.

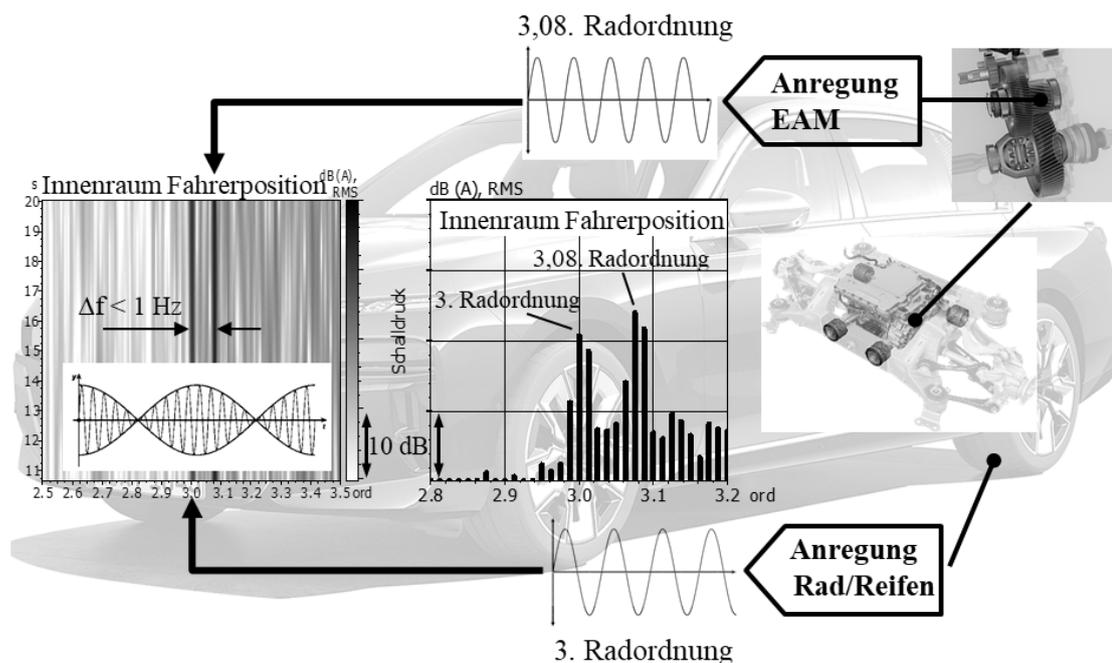


Abbildung 3.6: Übersicht der Analyseergebnisse der Beanstandung Schwebenbrummen

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

3.1.2. Auswirkungen der Zwischenwellenunwucht

Um den Beitrag der Zwischenwellenunwucht an der Entstehung des Schwebelrummens durch Einleitung von Anregungen zu analysieren und zu quantifizieren, wird ein Fahrzeug mit unterschiedlichen EAMs ausgerüstet und bei konstanter Fahrgeschwindigkeit vermessen. Jede zu vermessende EAM weist dabei eine andere Zwischenwellenunwucht auf. Das Störgeräusch wird vom Insassen als Luftschall im Innenraum sowohl subjektiv bewertet als auch objektiv über mehrere Mikrofone gemessen. Gleichzeitig werden die Anregungen, die durch die Zwischenwellenunwucht verursacht und ins Fahrzeuginnere eingeleitet werden, entlang des Übertragungspfades am Fahrzeug mittels an bestimmten Positionen sitzenden Beschleunigungsaufnehmern gemessen (Abbildung 3.7).

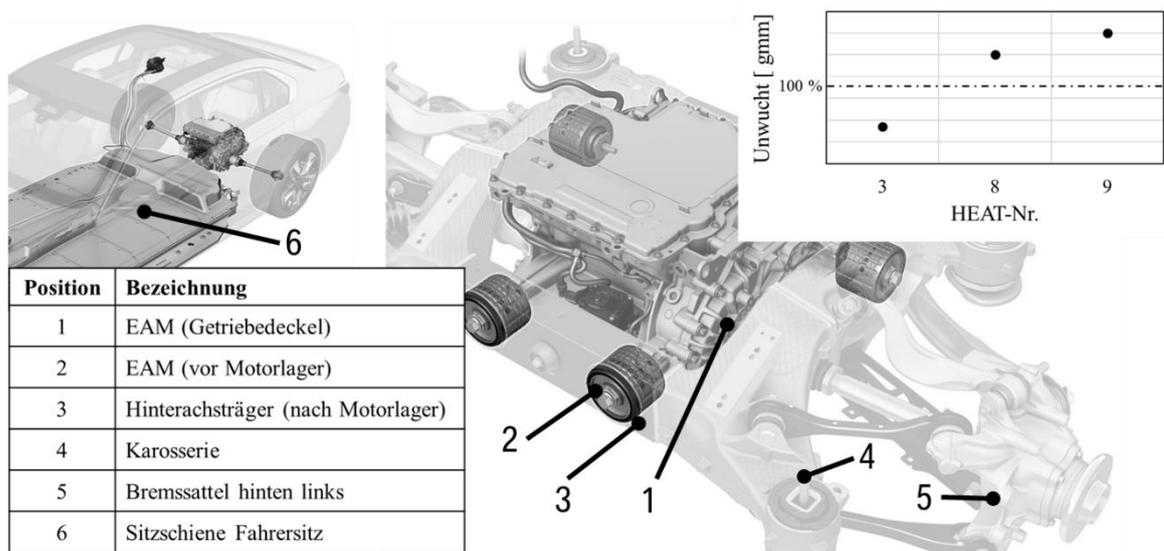


Abbildung 3.7: Messpositionen zur Analyse der Körperschallübertragung

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Abbildung 3.8 zeigt die aus EAM und Rädern in die Karosserie eingeleiteten Anregungen. Wie in Kap. 3.1.1 analysiert, dominiert im Bereich des Rades die 3. Radordnung, die nahezu keine Korrelation zur Zwischenwellenunwucht zeigt.

Auf der EAM weist der Pegel der 3,08. Radordnung hingegen ein direkt proportionales Verhältnis zur Unwucht der Zwischenwelle auf. Die Maschine mit der höchsten Unwucht (9) liefert den höchsten Ordnungspegel und umgekehrt. Das bestätigt den Einfluss der Zwischenwellenunwucht auf die Anregung der EAM.

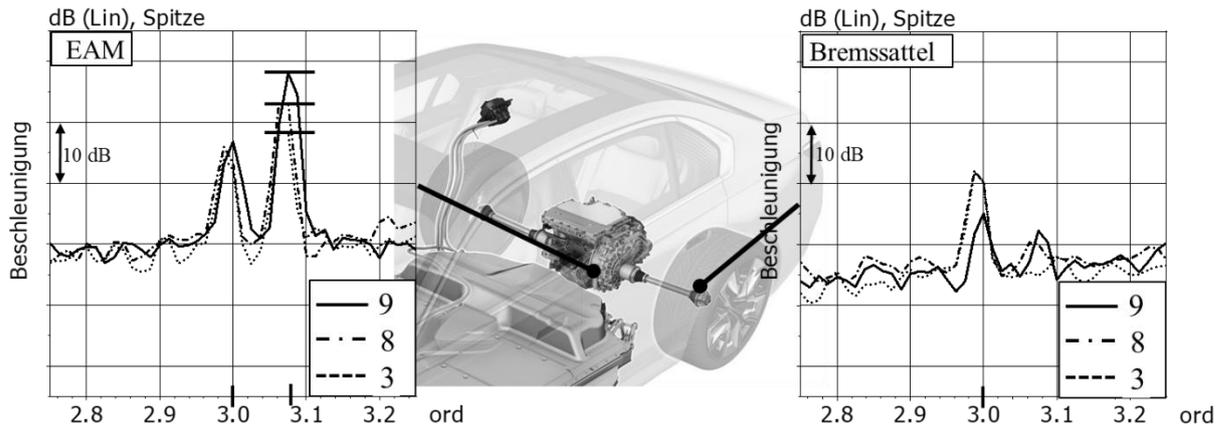


Abbildung 3.8: Systemanregungen aus der Antriebseinheit (EAM) und der Rad-Reifen-Kombination
 Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

Der Übertragungspfad (Abbildung 3.9) zeigt, dass die Pegel der beiden relevanten Ordnungen in Richtung Innenraum abnehmen. Die Isolation über Motor- und Karosserielagerung (Kap. 2.3.3) ist daher grundsätzlich wirksam, aber starke Anregungen werden nur zum Teil gedämpft und können deshalb trotzdem kritische Ordnungspegel im Innenraum hervorrufen.

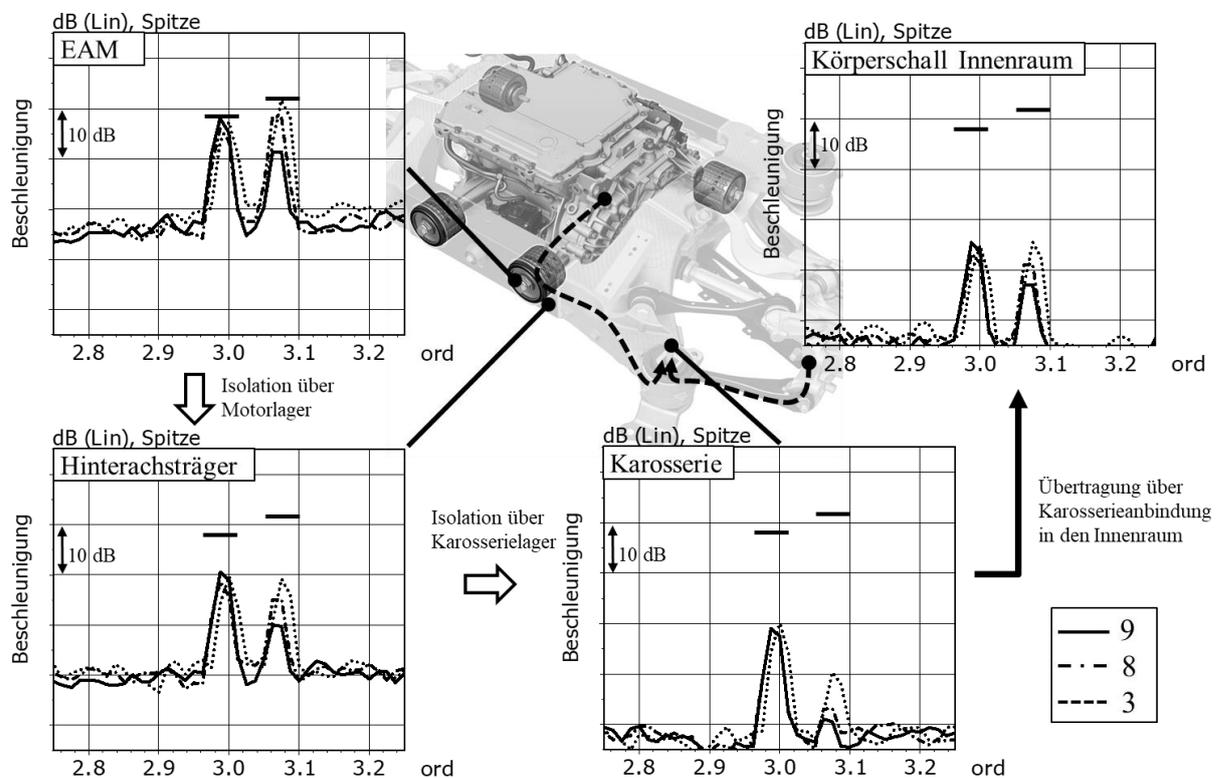


Abbildung 3.9: Systemantwort als Körperschall entlang des Übertragungspfad in den Innenraum
 Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

Um eine Beanstandung des Fahrzeugs zu verhindern, muss der Pegel der 3,08. Radordnung im Innenraum gesenkt werden. Folglich kann die Überlagerung der beiden Ordnungen nicht mehr wahrgenommen werden. Aufgrund der Proportionalität von Ordnungspegel und Unwucht, lässt sich aus der Höhe des Ordnungspegels die maximal zulässige Unwucht ableiten, die ein gerade noch akzeptables Ergebnis liefert (Abbildung 3.10).

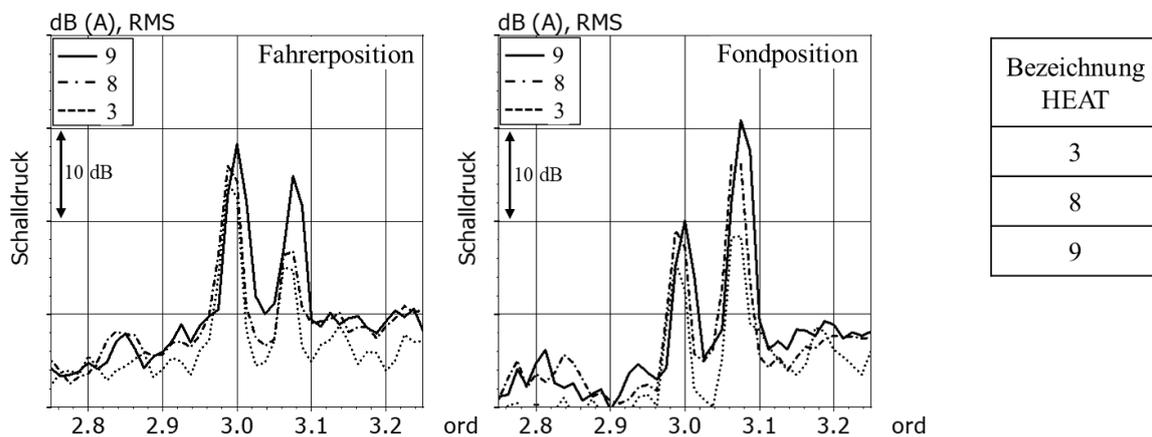


Abbildung 3.10: Einfluss der Zwischenwelleunwucht auf die 3. und 3,08. Radordnung im Fahrzeuginnenraum

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

Um diese Übertragung der Körperschallanregungen in den Messdaten der EOL Prüfung sichtbar zu machen, müssen die Messpositionen im Fahrzeug und in der Prüfeinrichtung möglichst identisch sein, um Einflüsse aus dem Schwingverhalten der dazwischenliegenden Strukturen zu vermeiden. Eine übereinstimmende Positionierung zwischen EOL und Fahrzeug ist allerdings in der Regel nicht möglich, da die Zugänglichkeit im Fahrzeug oftmals durch die Einbausituation stark eingeschränkt ist. In diesem Fall bietet sich der Getriebedeckel als Messposition des Sensors an (Abbildung 3.11 b).

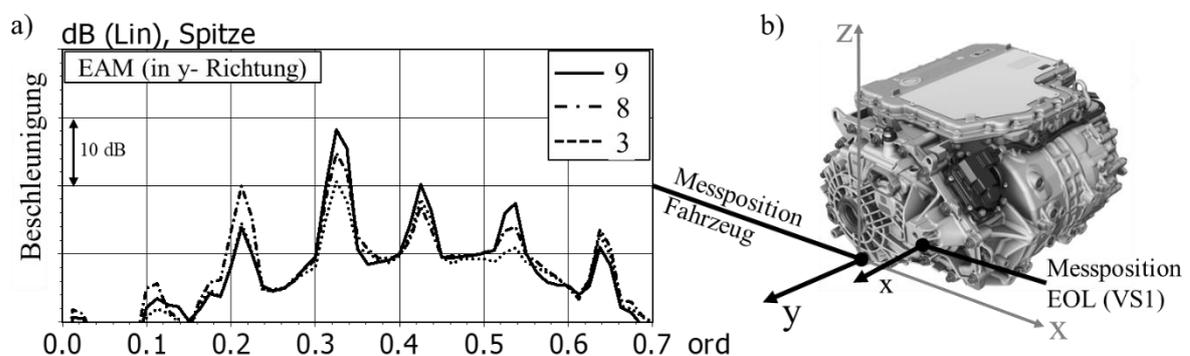


Abbildung 3.11: a) Anregung der EAM in Abhängigkeit der Zwischenwellenunwucht; b) Vergleich der Messpositionen zwischen Fahrzeug und EOL (VS1)

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewé

Im Gegensatz zur EOL Prüfung, bei der die Daten uniaxial erhoben werden, werden sie im Fahrzeug mit einem Tri-Achs-Beschleunigungsaufnehmer aufgezeichnet. In diesem lässt sich die Messrichtung des jeweiligen Sensors anhand des Koordinatensystems erkennen. Die Ergebnisse der y-Raumrichtung entsprechen den Beschleunigungen in axialer Richtung der Zwischenwelle (= x-Richtung der Messposition EOL). Somit stimmen Messposition und -richtung zwischen Fahrzeug und EOL nahezu überein und strukturelle Einflüsse sind auf ein Minimum reduziert. Da die EOL Prüfung nur die EAM prüft, wird das Sensorsignal für die Auswertung auf die Maschinendrehzahl bezogen. Aufgrund der gegebenen Übersetzungsverhältnisse spiegelt die 0,33. Motorordnung die Anregungen der Zwischenwelle wider.

$$o_{EAM} = \frac{o_{Rad}}{i_{ges}} = 0,33 \quad (3.1)$$

Da die 0,33. Motorordnung der 3,08. Radordnung entspricht, zeigt sich die gleiche Proportionalität von Pegelhöhe und Unwucht (Abbildung 3.11 a).

3.1.3. Analyse spezifischer Messdaten der EOL Prüfung zur Beurteilung der Fahrzeugtauglichkeit im Montageprozess

Um Beanstandungen aufgrund von Schwebelbrummen im späteren Kundenbetrieb zu vermeiden, müssen Maschinen, die ein potentielles Risiko darstellen, schon während des Montageprozesses identifiziert und aussortiert werden. Dazu werden Messdaten, die in einem der Teilabschnitte der EOL Prüfung erhoben werden, hinsichtlich der 0,33. Motorordnung analysiert. Aktuell werden die Daten der Messposition VS1 in der Drehzahlrampe DR-Z verwendet. Der ermittelte Pegelverlauf wird in einem definierten Drehzahlbereich mit einem vorgegebenen Grenzwert verglichen. Bei Überschreiten des Grenzwertes gilt die Prüfung als nicht bestanden, und die Maschine wird aussortiert.

Sobald die EAM in Serie produziert wird, liegen die EOL Messdaten der im Fahrzeug bewerteten Maschinen zur Analyse vor. Abbildung 3.12 zeigt die Pegelverläufe der bewerteten Maschinen. Derzeit betrachtet man in der EOL Prüfung den Bereich zwischen 7000 1/min und 8500 1/min. Der Pegelverlauf weist charakteristisch eine Abhängigkeit zur Zwischenwellenunwucht auf. Die Pegelüberhöhung ist ausgeprägter, je größer die Zwischenwellenunwucht ist.

Liegt der maximale Ordnungspegel im betrachteten Bereich oberhalb des definierten Grenzwerts, gilt die EOL Prüfung als nicht bestanden, und die Maschine wird dem weiteren Montageprozess entzogen.

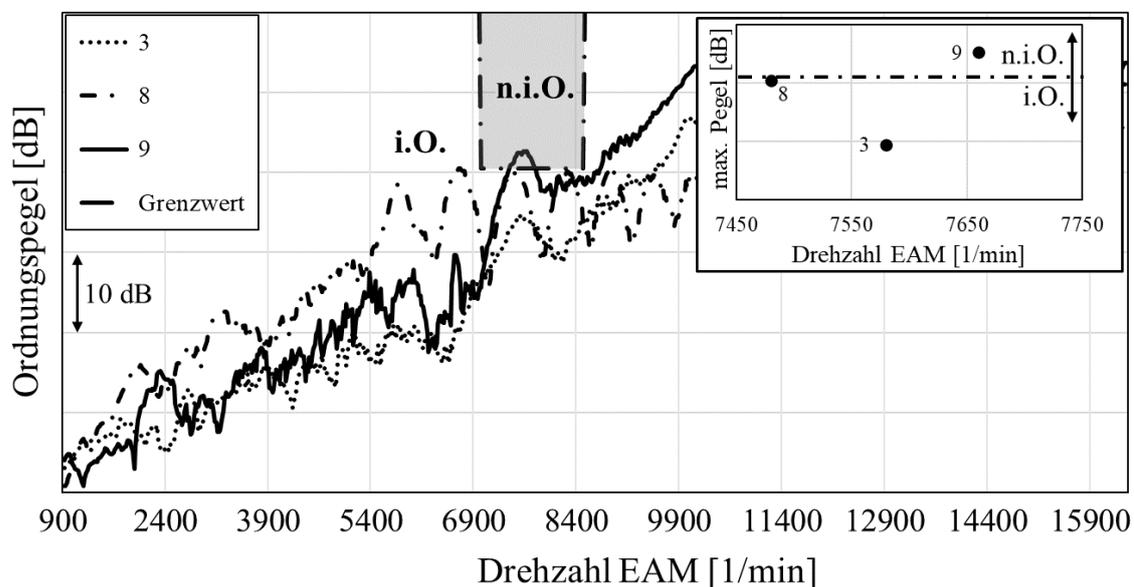


Abbildung 3.12: Ordnungspegelverlauf DR-Z der Sensorposition VS1

Liegt der Ordnungspegel unterhalb des Grenzwerts besteht die Maschine die EOL Prüfung, und es wird keine Beanstandung aufgrund Schwebelbrummen erwartet. Maschine 3 würde somit die EOL Prüfung bestehen, wohingegen Maschine 9 als „nicht in Ordnung“ identifiziert werden würde (Abbildung 3.12). Die Auslieferung dieser EAM an einen Kunden wird so verhindert. Maschine 8 weist einen maximalen Pegel knapp unterhalb des Grenzwertes auf und würde somit die EOL Prüfung ebenfalls bestehen.

Bei der akustischen Bewertung im Fahrzeug liegt sie allerdings auf nahezu gleichem Niveau wie Maschine 9 (Abbildung 3.13). Das ist qualitativ nicht ausreichend, so dass die Maschine nicht freigegeben werden darf.

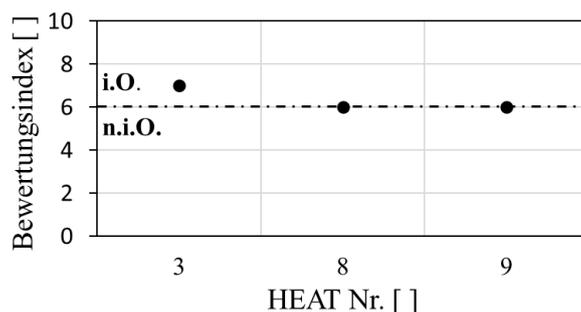


Abbildung 3.13: Fahrzeugbewertung der untersuchten Maschinen anhand der BI-Skala

Diese Ergebnisse zeigen, dass die Trennschärfe des Prozesses nicht ausreichend ist und Potential für Optimierung bietet.

3.2 Entwicklung und Bewertung einer Optimierung

Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Optimierungsansätze innerhalb einer EOL Prüfung vorgestellt und auf ihre Umsetzbarkeit geprüft. Der so ermittelte beste Ansatz wird anschließend dem heutigen Stand gegenübergestellt und sein Potential und seine Umsetzung erläutert.

3.2.1. Gegenüberstellung der Optimierungsansätze

Im Montagewerk werden verschiedene Varianten und Ausführungen der aktuellen EAM gefertigt, die entsprechend geprüft werden müssen. Um Wirtschaftlichkeit zu gewährleisten, wurde ein EOL Prüfkonzept entwickelt, das die Prüfung verschiedener EAM-Varianten und zugleich eine kongruente Datenauswertung ermöglicht.

Die für die Bewertung herangezogenen Ordnungspegelverläufe werden mittels einer Software (Kap. 2.3.2) berechnet und ausgewertet. Eine Änderung in der Datenauswertung lässt sich ohne Zusatzaufwände umsetzen und kann parallel zum aktuellen Stand validiert werden. Die Optimierung der Datenauswertung der EOL Prüfung bietet daher Potential, durch eine Verbesserung eine Reduzierung von Kundenbeanstandungen zu erzielen, ohne die Wirtschaftlichkeit negativ zu beeinflussen. Sie hat somit den höchsten Stellenwert in der Betrachtung (Abbildung 3.14).

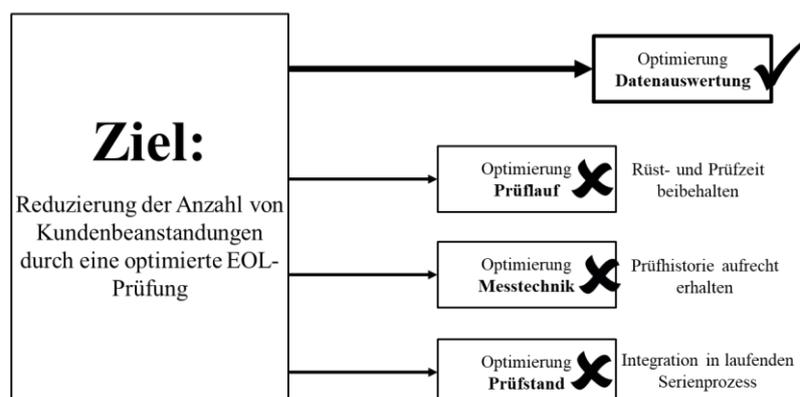


Abbildung 3.14: Optimierungsansätze der EOL Prüfung zur Reduzierung von Kundenbeanstandungen

Prinzipiell bietet die EOL Prüfung weitere Optimierungsmöglichkeiten, die allerdings durch mehrere Gegebenheiten eingeschränkt werden (Abbildung 3.14). Durch die Integration der EOL Prüfung in den laufenden Serienprozess, ist eine Adaption der Prüflinie, ohne Zusatzaufwand und das Risiko den aktuellen Prozess zu beeinträchtigen, nicht möglich. Das schließt auch die Integration eines zusätzlichen Beschleunigungssensors ein, der zusätzlich noch die Rüst- und Prüfzeiten und damit die Fertigungskosten steigert und somit nicht wirtschaftlich ist. Weiterhin beeinträchtigt eine Veränderung der Messtechnik und -position die Vergleichbarkeit der Daten und die Aussagekraft der existierenden Prüfstatistiken.

3.2.2. Optimierungsansatz Datenauswertung

Der Vergleich der Messprotokolle der EOL Prüfung unterschiedlicher EAMs ist die Basis für die Optimierung der Datenauswertung der Anregungen, die durch die Zwischenwellenunwucht verursacht werden. Neben den in Kap. 3.1.2 genannten Maschinen wurden die Daten von sechs weiteren Maschinen ausgewertet. Abbildung 3.15 zeigt eine Übersicht aller betrachteten Maschinen und ihrer Zwischenwellenunwuchten. Sie sind aufsteigend nach ihrer Unwucht nummeriert. Da Maschine 3 in der Prüfung auf Schwebelbrummen als unauffällig eingestuft wurde, ist auch für Maschinen mit einer geringeren Zwischenwellenunwucht (Maschinen 1 und 2) keine Beanstandung zu erwarten. Diese beiden Maschinen werden im Weiteren zu Maschine 1 zusammengefasst und als Referenz herangezogen. Maschine 6 wird als Grenzmuster (Kap. 3.2.3) definiert und mit 100% referenziert.

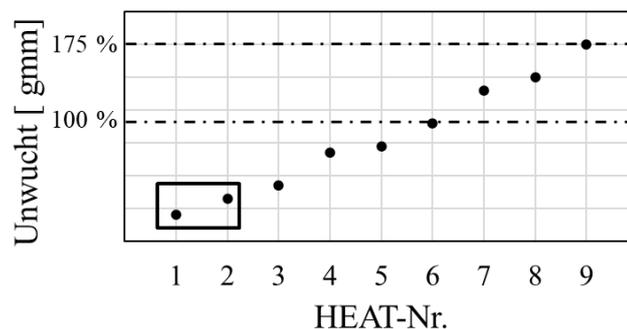


Abbildung 3.15: Übersicht der ausgewerteten EAMs mit den dazugehörigen Unwuchten

Die Beschleunigungen auf dem Maschinengehäuse werden von beiden Sensoren VS1 und VS2 uniaxial gemessen (Kap. 2.3.1). Abbildung 3.16 zeigt ihre Messpositionen und -richtungen. VS2 sitzt auf dem Statorgehäuse und erfährt hauptsächlich radiale Beschleunigungen aufgrund

der rotierenden Bauteile. Im Vergleich zu VS1 ist VS2 weit vom Einbauort der Zwischenwelle entfernt, so dass die erhobenen Messdaten stärkeren Einflüssen durch Strukturresonanzen unterliegen. Die beiden Messpunkte werden auf ihre Tauglichkeit zur Bewertung der Pegelverläufe und damit der Einleitung von Anregungen, die durch die Zwischenwellenunwucht verursacht werden, untersucht.



Abbildung 3.16: Vergleich von Messposition und Messrichtung der beiden EOL -Messpunkte

Quelle: BMW Group, modifiziert durch Ch. Strewe

Bewertung Messposition Sensor VS1 und VS2

Sensor VS1 liegt stirnseitig auf dem Getriebedeckel und damit in direkter Nachbarschaft zur Zwischenwelle, so dass bei den mit ihm erhobenen Messdaten grundsätzlich wenig Einflüsse durch Strukturresonanzen zu erwarten sind. Die Zwischenwelle ist über zwei angestellte Kegelrollenlager in X-Anordnung gelagert (Abbildung 3.17). Die Radialkraft, die aus Schrägverzahnung und Unwucht resultiert, wird durch dieses Lagerungskonzept in nach außen gerichtete Axialkräfte aufgeteilt [39]. Beim Zusammenbau werden Welle und Lager über eine im Getriebedeckel eingesetzte Tellerfeder axial vorgespannt. So werden die Anregungen der Zwischenwelle auf den Getriebedeckel übertragen und vom Sensor VS1 direkt und nahezu unbeeinflusst erfasst.

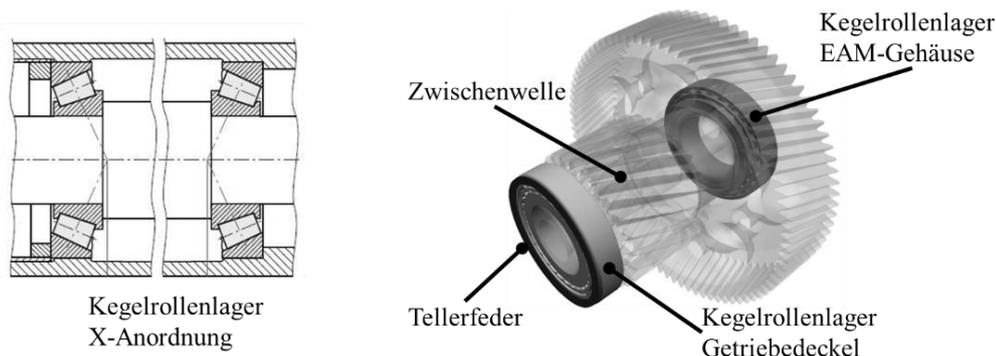


Abbildung 3.17: Kegelrollenlager in angestellte Lagerung in X-Anordnung, Rechts: Lagerungskonzept der Zwischenwelle der EAM

Quelle: [39], BMW Group; modifiziert durch Ch. Strowe

Abbildung 3.18 zeigt den Ordnungsverlauf der 0,33. Motorordnung am Sensor VS2 während der Drehzahlrampe DR-Z. Im Bereich um 7700 1/min zeigt sich einerseits eine Pegelüberhöhung, die eine Abhängigkeit zur Unwucht der Zwischenwelle aufweist. Andererseits deutet der Pegelverlauf auf eine Resonanz hin. Die Pegelmaxima bestätigen dies, da sie sich teilweise überlagern. Die Streubreite zwischen minimaler und maximaler Unwucht liegt bei etwa 8 dB. Daraus resultiert eine zu geringe Trennschärfe, um eine Entscheidung zu treffen.

Ab 9900 1/min steigen die Ordnungspegel stetig an und die Trennschärfe zwischen den verschiedenen EAMs nimmt zu. Die Pegelverläufe zeigen in diesem Bereich eine Welligkeit, die auf schmalbandige Strukturresonanzen schließen lässt. Bei rund 14600 1/min wird ein Maximum erreicht und anschließend beginnen die Pegel wieder zu fallen. In dieser sinkenden Flanke tritt nur der Pegelverlauf der Maschine 9 deutlich hervor. Bei Maschinen mit geringeren Unwuchten überlagern sich die Pegelverläufe größtenteils und folglich ist die Trennschärfe

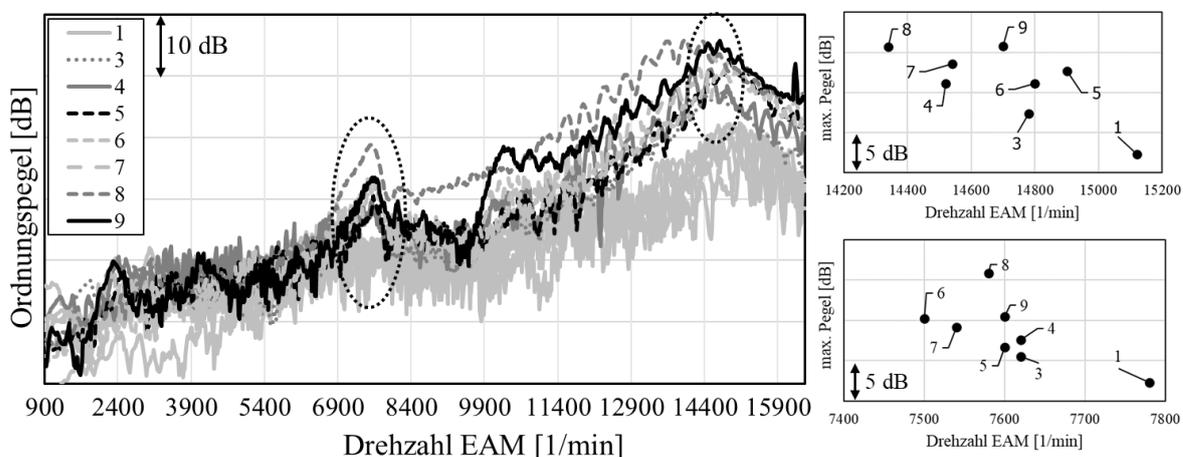


Abbildung 3.18: Pegelverlauf 0,33 Motorordnung in der Zugrampe für den Messpunkt VS2

gering. Um zu gewährleisten, dass im Fahrzeug kein Schwebelrummen auftritt, müsste ein zulässiger Grenzwert des Ordnungspegels sehr niedrig gewählt werden. Das hätte eine erhöhte Ausfallrate und damit einhergehende Kosten zur Folge.

Die Pegelverläufe in den beiden genannten Drehzahlbereichen deuten auf die Resonanz einer Struktur hin, die zwischen der Anregungseinleitung und dem Messpunkt liegt. Das Schwingverhalten der Struktur führt dazu, dass sie sich bei entsprechender Anregung aufschwingt. Folglich entstehen sehr hohe Beschleunigungen, wodurch der Ordnungspegel im Bereich einer Resonanz zunächst stark ansteigt und dann wieder abfällt. Maschine 8 zeigt ein stark abweichendes Resonanzverhalten. Um eine systematische Ursache, z.B. eine fehlerhafte Aufspannung auszuschließen, muss sie einer Wiederholprüfung zugeführt werden.

Die Aussagekraft über die Anregungen aus der Zwischenwelle ist daher bei den mittels VS1 erhobenen Daten höher als die, der mittels VS2 erhobenen Daten. Deshalb werden die Daten des VS1 für die verschiedenen Teilabschnitte der EOL Prüfung basierend auf der 0,33. Motorordnung untersucht.

Messdaten des Sensors VS1 bei der EOL Prüfung

Aus Maschinendrehzahl und Übersetzungsverhältnis lässt sich der rechnerische Kraftverlauf einer Unwucht in Abhängigkeit der Zwischenwellendrehzahl ermitteln (Abbildung 3.19). Nach Gleichung 2.2 (Kap. 2.2.2) besteht ein quadratischer Zusammenhang zwischen einer Unwuchtkraft und der Rotordrehzahl, weshalb die Anregungskräfte und folglich auch die Ordnungspegel mit der Drehzahl steigen. Daraus resultierende Anregungen lassen sich besser über eine Drehzahlrampe analysieren. Bereiche konstanter Drehzahl (KF-Z, KS-S) eignen sich in der Regel besser, um impulsartige Anregungen zu detektieren.

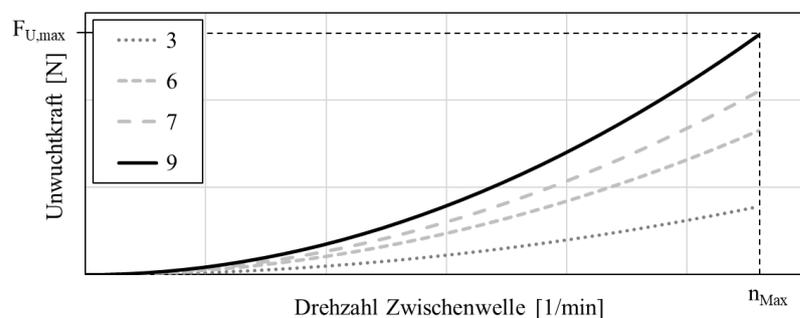


Abbildung 3.19: Resultierende Kraft verschiedener Unwuchten in Abhängigkeit der Drehzahl der Zwischenwelle

Die höchsten Anregungskräfte und damit auch die höchsten Ordnungspegel sind beim Drehzahlmaximum einer Rampe zu erwarten. Folgende Drehzahlrampen (Abbildung 2.22) wurden untersucht:

- LL-S
- LL-Z
- DR-Z
- DR-S

Drehzahlrampe LL-S und LL-Z

Abbildung 3.20 zeigt den Ordnungspegelverlauf während der lastlosen Drehzahlrampe LL-S an der Messposition VS1. Eine Abhängigkeit des Pegelverlaufs zur Zwischenwellenunwucht ist nicht erkennbar. Gleiches gilt für die Rampe LL-Z. Beide Messabschnitte sind daher nicht für eine fehlerfreie Bewertung geeignet und bieten kein Potential für eine Optimierung.

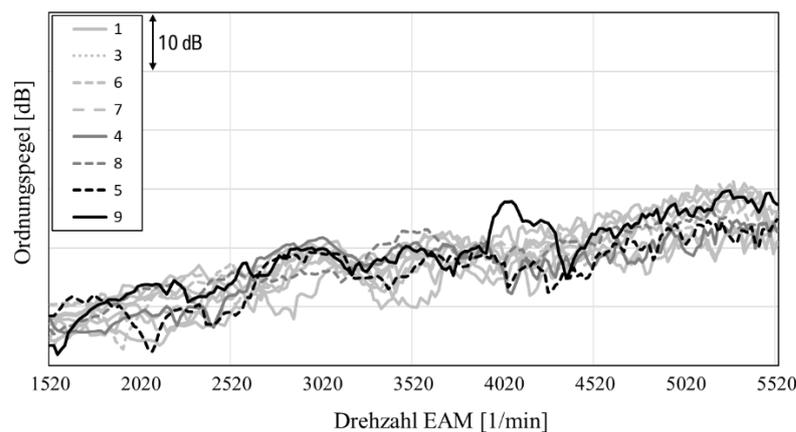


Abbildung 3.20: Pegelverlauf der 0,33 Motorordnung im Abschnitt LL-S für den Messpunkt VS1

Drehzahlrampe DR-Z (Zuglast)

Im Messabschnitt DR-Z wird die höchste Drehzahl angefahren, so dass auch die höchsten Ordnungspegel erwartet werden. Das derzeitige Bewertungsfenster liegt im Drehzahlbereich zwischen 7000 1/min und 8500 1/min, in dem sich ein Zusammenhang mit der Zwischenwellenunwucht darstellt (Abbildung 3.21). Allerdings ist der Kurvenverlauf in diesem Bereich erneut charakteristisch für ein Resonanzverhalten und eine Bewertung des Ordnungspegel ist zu vermeiden. Erweitert man den Drehzahlbereich wird bei rund 10500 1/min nochmals ein Resonanzband durchfahren, in dem eine Bewertung der Ordnungspegel nicht sinnvoll ist.

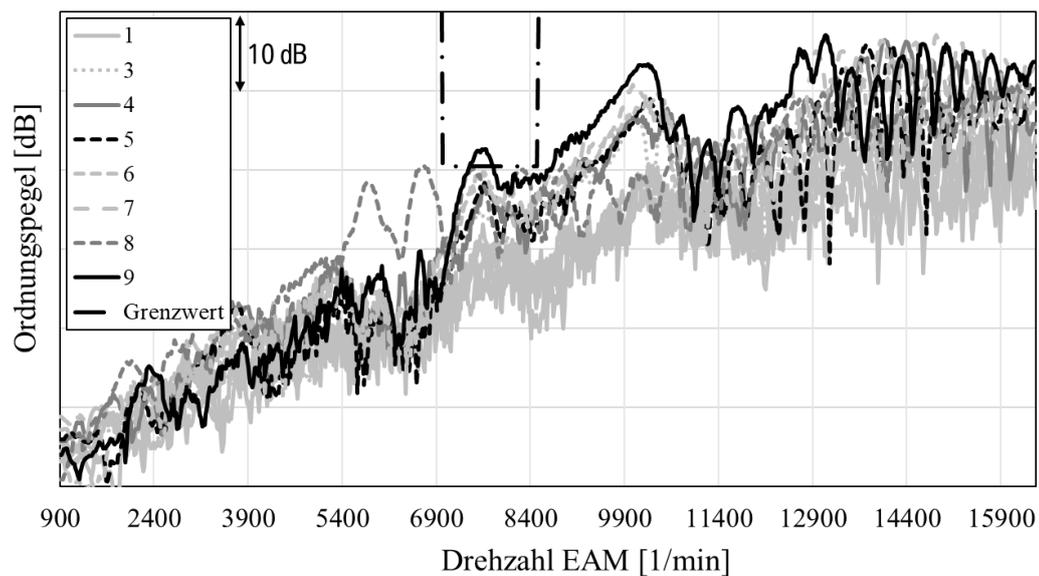


Abbildung 3.21: Pegelverläufe der 0,33. Motorordnung in der Zugrampe

Ab einer Drehzahl von 11000 1/min sind regelmäßig starke Einbrüche zu verzeichnen. Diese sind ebenfalls auf Strukturresonanzen zurückzuführen und machen eine sinnvolle Bewertung der 0,33. Motorordnung in diesen Drehzahlbereichen unmöglich.

Durch die Tatsache, dass diese Rampe mit hohem Moment (Abbildung 2.22) gefahren wird, unterscheiden sich die Betriebsbedingungen gegenüber denen der Beanstandung (Abbildung 3.2) deutlich. Dadurch sind hier überwiegend Anregungen aus der Getriebeverzahnung, dem Elektromotor sowie dem Inverter zu erwarten (Kap. 2.3.1).

Der Pegelverlauf der Maschine 8 zeigt, analog zum Messpunkt VS2, ein stark abweichendes Verhalten in der 0,33. Motorordnung.

Drehzahlrampe DR-S (Schublast)

Die Ordnungspegel der Rampe DR-S zeigen Pegelüberhöhungen bei den niedrigen Drehzahlen 3000 und 4600 1/min (Abbildung 3.22). Allerdings herrscht keine Proportionalität von Ordnungspegel und zunehmender Zwischenwellenunwucht, denn bei Drehzahl 4800 1/min zeigt Maschine 9 mit der größten Unwucht den geringsten Ordnungspegel. Auch hier sind, wie in den zuvor beschriebenen Rampen, Strukturresonanzen für die Pegelüberhöhungen verantwortlich, und eine fehlerfreie Auswertung ist in diesem Bereich nicht möglich.

Ab Drehzahl 6000 1/min zeigt sich die Proportionalität der Größe der Unwucht zum Ordnungspegel. Die Ordnungspegel für Maschine 1 beginnen sich aufzutrennen, verlaufen aber ab rund 8500 1/min asymptotisch. Die Ordnungspegel der Maschinen 3 bis 9 steigern sich

hingegen bis zur maximalen Drehzahl. Maschine 9 mit der größten Unwucht zeigt auch hier den höchsten Ordnungspegel. Im Vergleich zu Maschine 1 (Referenzunwucht) ergibt sich eine Pegeldifferenz von 15,4 dB. Die Maschinen 4 bis 6 mit mittlerer Zwischenwellenunwucht weisen eine Differenz von mindestens 7 dB auf. Auch in diesem Messabschnitt zeigt Maschine 8 einen abweichenden Verlauf und bestätigt die zuvor erhobenen Ergebnisse.

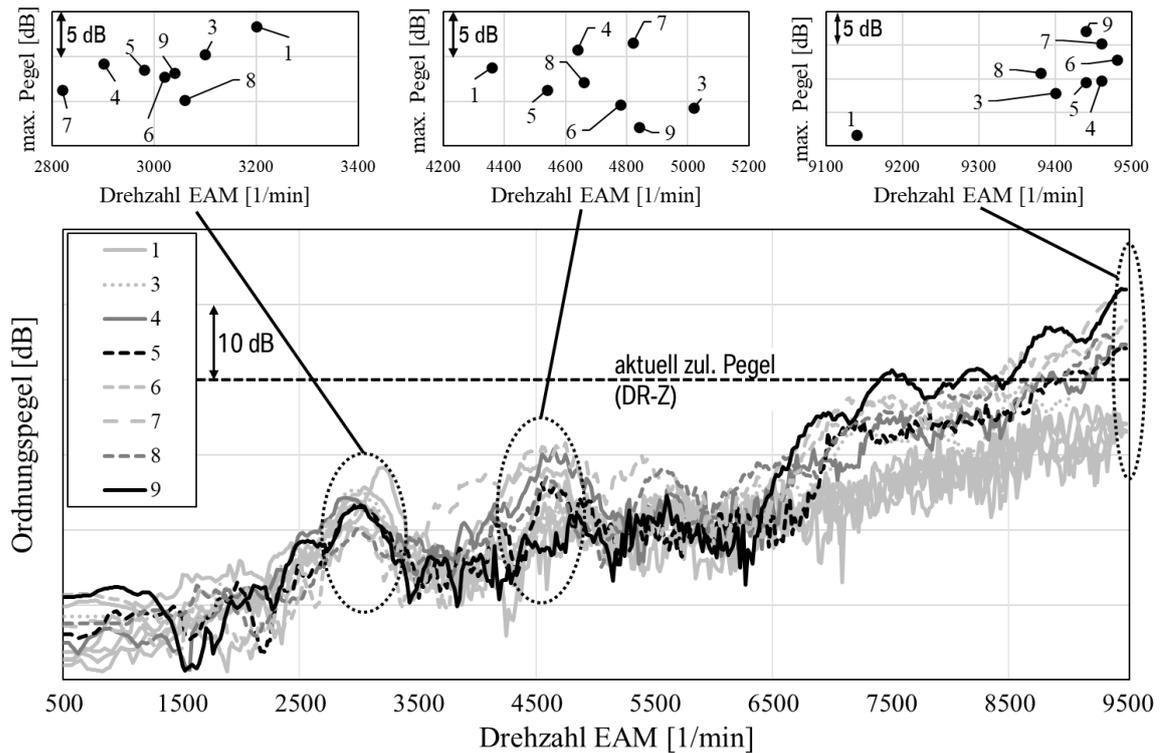


Abbildung 3.22: Ordnungspegelverlauf im Abschnitt DR-S am Messpunkt VS1

Vergleich der Drehzahlrampen DR-S und DR-Z

Beide Drehzahlrampen werden bei einem konstanten Drehmoment gefahren, wobei sich das Drehmoment zwischen Schub und Zug unterscheidet (Abbildung 2.22). Der Vergleich der Ordnungspegel einzelner Maschinen zeigt, dass das Anregungsverhalten auf annähernd gleichem Niveau liegt (Abbildung 3.23).

Die Ordnungspegel der Schubrampe liegen tendenziell oberhalb der Pegel der Zugrampe. Daraus ist zu schließen, dass die Anregungen der Zwischenwellenunwucht bei geringerer Last eher hervortreten. Je höher die Last, desto mehr werden die Anregungen der EAM durch die Verzahnung und desto weniger durch die Unwucht bestimmt.

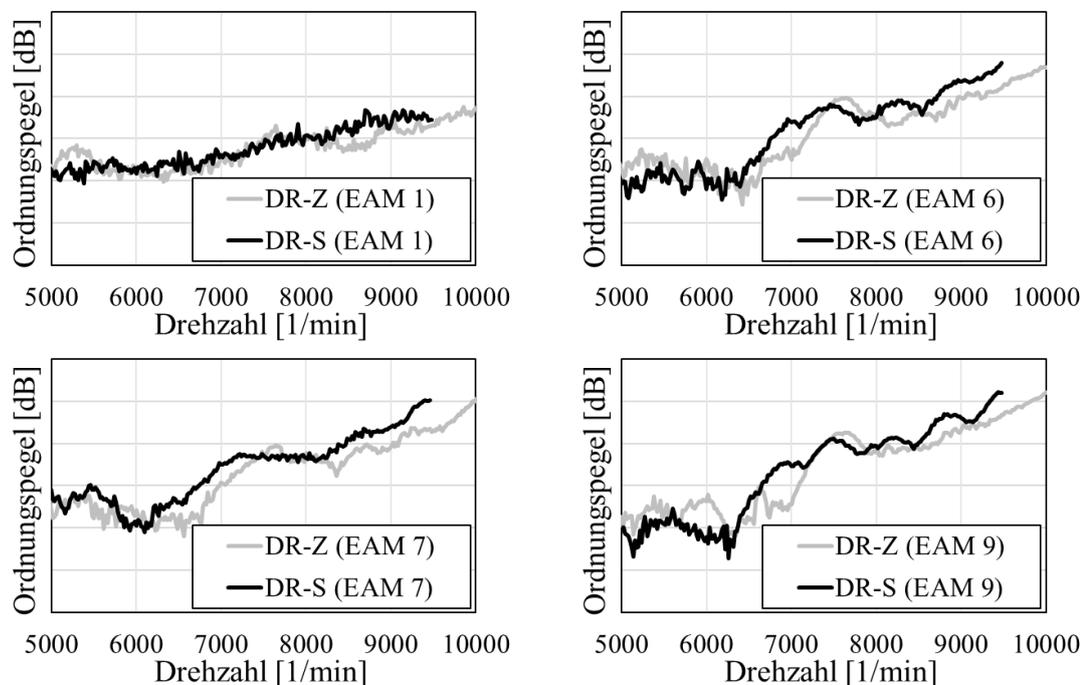


Abbildung 3.23: Vergleich Ordnungspegel verschiedener Maschinen im Zug und Schub

Um eine Unwucht zu bewerten, soll zum einen die Pegeldifferenz zwischen einer minimalen und einer maximalen Unwucht möglichst groß sein, zum anderen soll sich der Ordnungspegel proportional zur Unwucht verhalten.

Abbildung 3.24 zeigt den Vergleich der Pegeldifferenzen über der Drehzahl in den Messabschnitten DR-S (Schublast) und DR-Z (Zuglast) bezogen auf die Referenzmaschine (EAM 1). Im Abschnitt DR-S bietet die Streuung der Pegelmaxima im Bereich der maximalen Drehzahl eine gute Trennschärfe zwischen den verschiedenen Maschinen. Das lässt die Definition eines

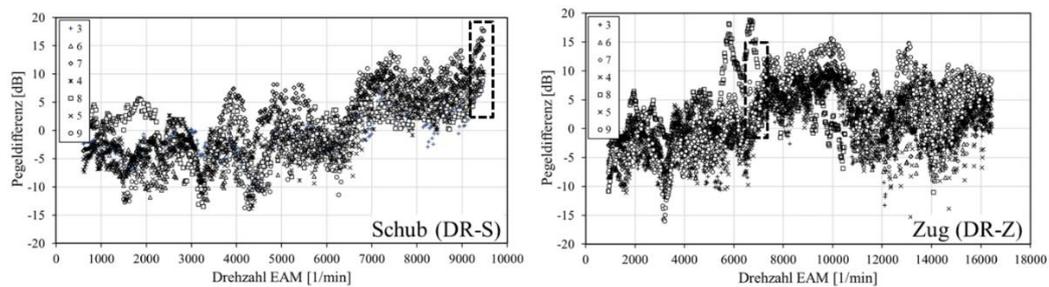


Abbildung 3.24: Gegenüberstellung Pegeldifferenz über Maschinendrehzahl für DR-S und DR-Z

Grenzwertes zur Bewertung der maximal zulässigen Zwischenwellenunwucht zu.

Im Abschnitt DR-Z hingegen zeigt sich im Messbereich 7000-8500 1/min nur eine geringe Streuung der Pegel der verschiedenen Maschinen, so dass die Definition eines Grenzwertes hier fehlerhafte Entscheidungen nach sich ziehen kann. Die geringe Streuung ist Folge der Auswertung der Pegeldifferenzen in einem Bereich, der durch Strukturresonanzen beeinflusst wird. Die gemessenen Körperschallpegel werden mehr vom Schwingverhalten der Maschine als von der Unwucht der Zwischenwelle bestimmt.

Der direkte Vergleich der beiden markierten Drehzahlbereiche veranschaulicht, dass die Pegeldifferenzen in der Schubrampe grundsätzlich größer sind als unter Zug (Abbildung 3.25).

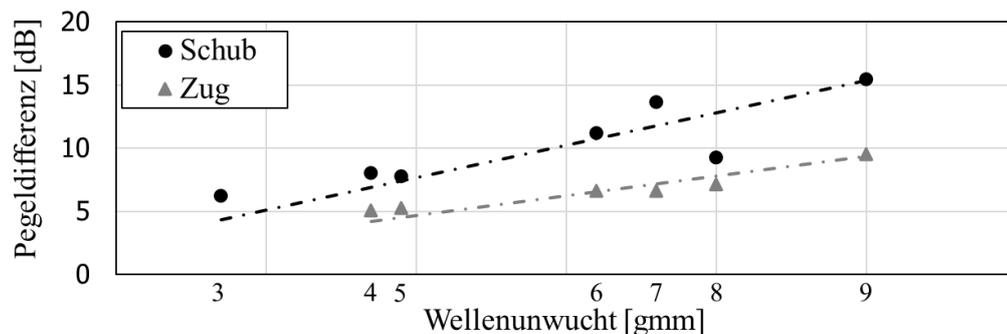


Abbildung 3.25: Vergleich der Pegeldifferenzen zwischen DR-Z und DR-S

Die Steigung der Ausgleichsgeraden für den Abschnitt DR-S ist steiler. Dies beruht auf dem physikalischen Zusammenhang der anliegenden Unwucht und der Drehzahl (Abbildung 3.26). Die Drehzahl des Auswertungsbereichs im Abschnitt DR-S liegt rund 500 1/min höher als die

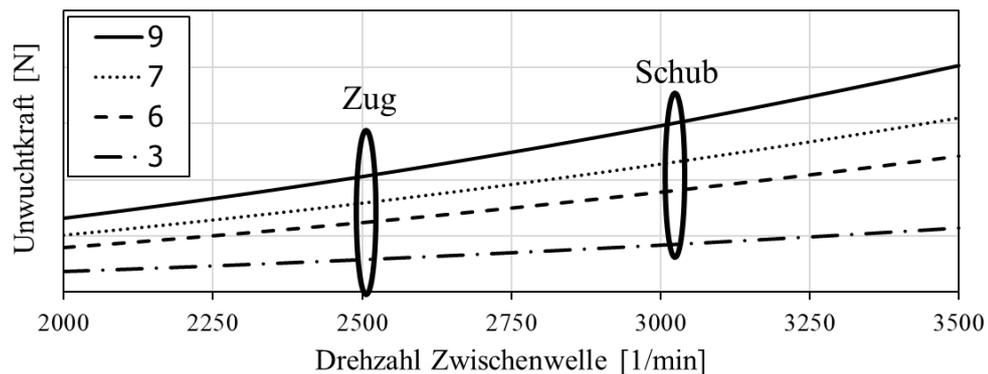


Abbildung 3.26: Gegenüberstellung der Drehzahlbereiche in denen die Pegelabstände ermittelt werden

des Auswertebereichs des Abschnitts DR-Z. Daher sind auch die Grundanregungen der Zwischenwelle, die über die Lagerung in die Struktur eingeleitet werden, größer. Dieses Verhältnis ist stabil und reproduzierbar und liefert ein Ergebnis, das nicht durch Resonanzen beeinflusst ist. Der Messabschnitt DR-S ist daher dem Messbereich DR-Z überlegen.

3.2.3. Definition einer neuen Grenzkurve

Für die Bewertung der EOL Prüfung wird ein Grenzbereich analog der aktuellen Umsetzung eingeführt. Die Lage des neuen Drehzahlbereichs wird dadurch bestimmt, dass der Bereich der maximalen Drehzahl abgedeckt werden muss (Abbildung 3.27).

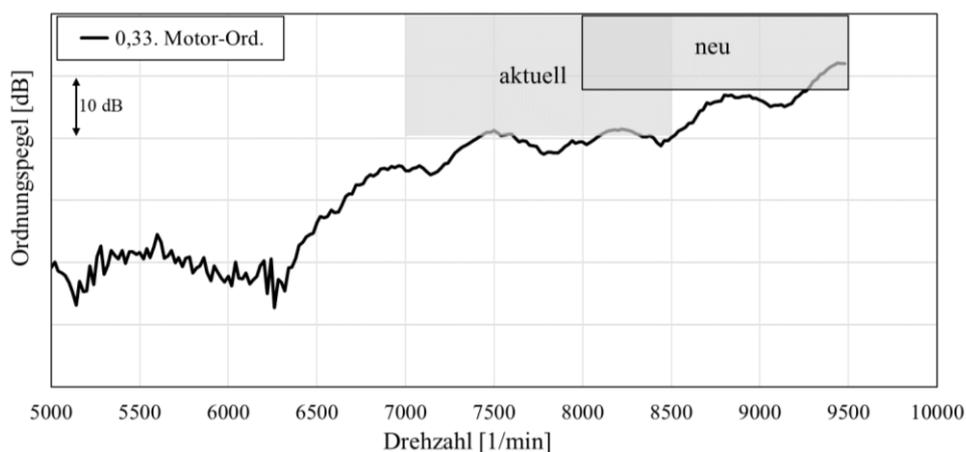


Abbildung 3.27: Darstellung des neuen Auswertebereichs in der Schubrampe

Grundsätzlich ist ein Drehzahlbereich einem Grenzwert bei einer definierten Drehzahl vorzuziehen. Dadurch werden Fertigungs- und Montageabweichungen beachtet. Bereiche, die keine Relevanz für das spätere akustische Verhalten im Fahrzeug haben, werden hingegen nicht

betrachtet. Diese Bewertungsform ermöglicht es, nur Maschinen mit potentielltem Risiko zielgerichtet dem Montageprozess zu entziehen. Abbildung 3.28 zeigt den Streubereich der maximalen Pegelwerte. Daraus geht hervor, dass der zu bewertende Drehzahlbereich mindestens ein Breite von 500 1/min umfassen muss.

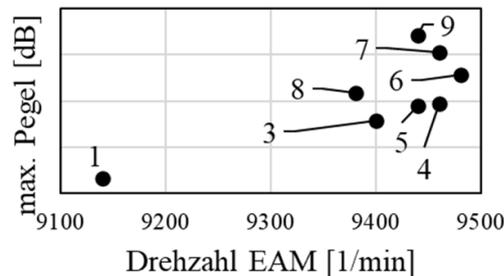


Abbildung 3.28: Drehzahlstreuung der Pegelmaxima in der Schubrampe (DR-S)

Abbildung 3.29 zeigt den Ordnungspegelverlauf der Maschinen 1-9 in der Rampe DR-S im Bereich 7000 1/min bis 9500 1/min. Bevor die Definition einer Grenzkurve erfolgen kann, muss ermittelt werden, wieviel Unwucht auf der Zwischenwelle gerade noch zulässig ist. Bei der Bewertung des akustischen Verhaltens verschiedener Zwischenwellenunwuchten im Fahrzeugversuch, wurde Maschine 6 mit dem Prädikat „gerade noch akzeptabel“ bewertet. Damit gilt ihr Maximalpegel als Richtwert für die EOL Prüfung. Er gilt ab einer Drehzahl von 8000 1/min, um Fertigungs- und Montagestreuungen abzudecken (Abbildung 3.29).

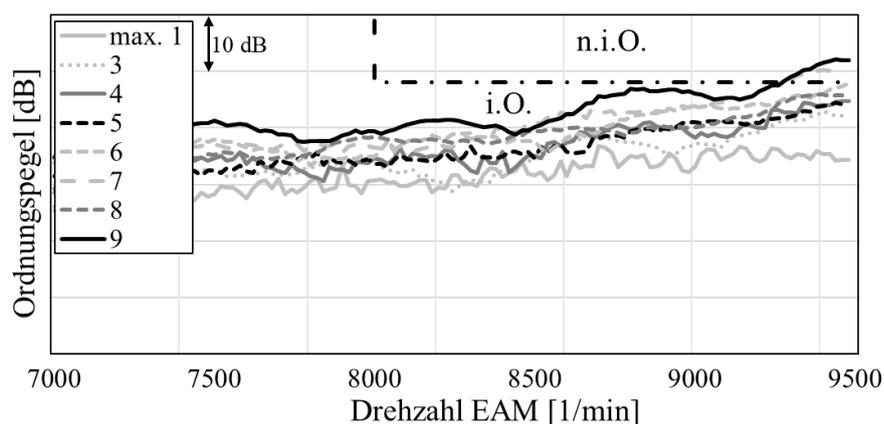


Abbildung 3.29: Mögliche Grenzwertkurve für die Bewertung der 0,33 MO im DR-S

Maschine 7 und 9 übersteigen die Grenzkurve und werden durch die EOL Prüfung aussortiert. Für Maschine 8 ist die Bewertung nicht eindeutig, so dass eine erneute Prüfung erforderlich ist, um ein aussagekräftiges Ergebnis zu bekommen. Alle Maschinen, deren Pegel unterhalb der

Grenze liegen, tragen kein Risiko für eine Beanstandung. Diese Maschinen werden dem nächsten Montageschritt zugeführt.

3.3 Implementierung und Auswirkung

Der folgende Abschnitt stellt dar, wie sich die Einführung der neuen Auswertemethodik in den Prozessschritt EOL Prüfung auswirkt. Zunächst wird die Korrelation zwischen den Prüfergebnissen und der Kundenwahrnehmung betrachtet und dann wird auf die Auswirkungen auf den Produktionsprozess eingegangen.

3.3.1. Reduzierung Kundenbeanstandungen

Die Implementierung der optimierten Datenauswertung lässt sich grundsätzlich im laufenden Serienprozess durchführen. Um die Entscheidung zu treffen, ob eine Maschine ein potentielles Risiko im Kundenbetrieb darstellt, reicht eine einmalige Fehlererkennung aus. Das heißt eine redundante Prüfung ist nicht erforderlich und die verbesserte Bewertungsmethodik kann den aktuellen Stand ersetzen.

In Anbetracht der durchgeführten Fahrzeugbewertung (Abbildung 3.30) wird für Maschine 7 eine Bewertung analog Maschine 9 erwartet. Maschine 7 besteht allerdings nach heutigem Stand die EOL Prüfung und fällt erst in einer angeschlossenen Qualitätsprüfung im Fahrzeug auf und wird aussortiert. Die Implementierung der neuen Methode erkennt diese Maschine schon während der EOL Prüfung und sortiert sie aus. Damit wird ein Einbau in ein Fahrzeug verhindert.

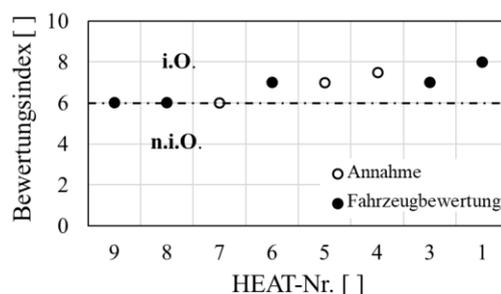


Abbildung 3.30: Übersicht der Fahrzeugbewertungen (BI) der untersuchten Maschinen

Durch die physikalisch begründete Verschiebung des Drehzahlbereichs, die der neuen Methodik zu Grunde liegt, erhöht sich die Trennschärfe für die Entscheidungsfindung. Das hat

ein weniger fehlerhaftes Ergebnis der EOL Prüfung zur Folge und bedeutet, dass Maschinen mit dem EOL Prädikat „in Ordnung“ im Fahrzeug keine Kundenbeanstandung hinsichtlich Schwebelbrummen hervorrufen. So verbessert sich die ausgelieferte Qualität, was sich in der Folge auch in der Kundenzufriedenheit widerspiegelt. Die damit verbundene positive Produktassoziation ist unter den Umständen, dass neben den traditionellen Fahrzeugherstellern auch viele neue Fabrikate in den Markt drängen, ein wichtiger Faktor, um einerseits Neukunden zu akquirieren und andererseits Markentreue bei Bestandskunden zu schaffen.

3.3.2. Auswirkung auf Prozesskennzahlen

Neben der Kundenzufriedenheit führt die erhöhte Ablieferqualität der produzierten EAMs auch zu verbesserten internen Qualitätszahlen. Die verbesserte Trennschärfe durch die optimierte Auswertemethodik reduziert die Anzahl der falsch detektierten Maschinen. Es werden nur Maschinen mit einem Ordnungspegel oberhalb des definierten Grenzwerts aussortiert, für die ein Beanstandungsrisiko besteht. Durch diese Früherkennung und das Aussortieren werden außerdem unnötige und aufwendige Nacharbeitsschritte vermieden.

Nachdem die Bewertung der Ordnungspegel in der optimierten Methodik nicht in einem Resonanzbereich erfolgt, reduziert sich die Wahrscheinlichkeit einer Fehlerkennung, d.h. eine Maschine, die in einem Fahrzeug kein Schwebelbrummen verursachen würde, wird von der EOL Prüfung aussortiert. Damit reduziert sich der von der EOL verursachte Ausschuss und die damit verbundenen Kosten.

4 Zusammenfassung und Ausblick

In der Entwicklungsphase eines Fahrzeugs mit einem rein elektrischen Antrieb wurde im internen Freigabeprozess ein Störgeräusch bemängelt und damit die Produktqualität als nicht ausreichend eingestuft. Die Messdatenanalyse hat ergeben, dass im Innenraum zwei Ordnungen auftreten, deren Frequenzunterschied gering ist ($\Delta f < 1$ Hz). Nachdem für Schallwellen grundsätzlich das Superpositionsprinzip gilt, überlagern sich die beiden Grundsicherungen. Das menschliche Gehör kann diesen geringen Frequenzunterschied nicht auflösen und nimmt die Überlagerung als eine Schwingung mit an- und abschwelliger Amplitude, genannt Schwebung, wahr. Beim Kunden äußert sich die Schwebung als Störgeräusch.

Ursächlich sind einerseits Anregungen der Karosserie im Fahrbetrieb über die Räder und Reifen, andererseits erfolgt eine Anregung über die elektrische Antriebsmaschine. Der 3. Radordnung (Reifengleichförmigkeit) überlagert sich die 3,08. Radordnung, die aufgrund der anliegenden Übersetzungsverhältnisse der Zwischenwelle des Getriebes zuzuordnen ist. Es wurden unterschiedliche Zwischenwellenunwuchten mittels Fahrzeugbewertung untersucht und ihr Einfluss auf das Störgeräusch bestätigt.

Um die ausgelieferte Qualität und damit die Kundenzufriedenheit zu steigern, hat sich in der Automobilindustrie eine EOL Prüfung als Standard etabliert. Bei dieser allgemeinen Funktionsprüfung wird auch die Akustik, in Form einer Körperschallmessung, bewertet. Dazu wird über zwei Beschleunigungsaufnehmer auf dem Maschinengehäuse das Schwingverhalten der EAM während des Prüflaufs dokumentiert und ausgewertet. Über charakteristische Ordnungspegelverläufe (Zusammenhang zwischen einer Anregungs- und einer Drehfrequenz) können entsprechende Störgeräuschursachen detektiert werden. So lassen sich potentiell akustisch auffällige Maschinen frühzeitig im Montageprozess erkennen und ausschleusen.

Schon heute wird die Anregung der Zwischenwelle hinsichtlich ihres Potentials für Schwebelbrummen bewertet. Dazu wird der maximale Pegelwert einer EAM in einem definierten Drehzahlfenster mit einem zulässigen Grenzwert verglichen. Liegt der Pegel oberhalb des Grenzwertes wird diese Maschine aussortiert. Damit hilft die heutige Ausführung der EOL Prüfung, die Zahl der Kundenbeanstandungen wegen Schwebelbrummen zu reduzieren.

Um die EOL Prüfung zusätzlich zu verbessern, wurden zunächst verschiedene Optimierungsansätze der EOL Prüfung hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit bewertet. Die

Bewertung ergab, dass ausschließlich eine Optimierung der Datenauswertung unter den gegebenen Umständen wirtschaftlich sinnvoll ist.

Für diese Optimierung der Datenauswertung wurden zunächst die Messdaten der unterschiedlichen Teilabschnitte der EOL Prüfung für mehrere Maschinen für zwei prädefinierte Messpositionen gegenübergestellt. Der Vergleich bestätigte, dass sich der Messpunkt auf dem Getriebedeckel (VS1) aufgrund von Lage und Messrichtung besser eignet, Anregungen, die durch eine Zwischenwellenunwucht verursacht werden, zu beurteilen. Abschnitte mit konstanter Drehzahl wurden ausgeschlossen, da sie besser geeignet sind, impulsartige Anregungen zu erkennen.

Die Darstellung der Pegelverläufe anhand der erhobenen Daten zeigte eine regelmäßige Abhängigkeit zur Unwucht der Zwischenwelle. Ein spitzzulaufender Verlauf deutet häufig ein Resonanzverhalten der Struktur an. In diesem Bereich wird der Pegel überhöht und kann stark streuen, daher sollte eine Pegelbewertung innerhalb dieses Bereichs vermieden werden.

Aufgrund der physikalischen Zusammenhänge gilt, dass eine auf Unwucht basierende Anregung proportional zur Drehzahl ist. Ein entsprechendes Verhalten ist auch für den Ordnungspegel zu erwarten. Deshalb wurden Bereiche der maximalen Drehzahl in den Teilabschnitten der EOL Prüfung untersucht.

Die Zugrampen, die annähernd bis zur maximalen Maschinendrehzahl gefahren werden, zeigen keine bewertbaren Pegelverläufe. Es überwiegen Strukturresonanzen, die keine Grenzwertbetrachtung zulassen.

Nur die schubbelastete Drehzahlrampe im Bereich der maximalen Drehzahl weist ein Verhalten auf, das die Bedingungen für eine objektive Bewertung erfüllt. Sie zeigt die höchste Korrelation zwischen Pegelmaximum und Zwischenwellenunwucht. Der Vergleich mit dem heutigen Standard zeigt außerdem, dass die maximalen Pegel in der schubbelasteten Drehzahlrampe grundsätzlich höher liegen, und die Pegeldifferenzen zwischen Referenzmaschine und betrachteten Grenzmustern größer sind. Des Weiteren wird der Pegel in diesem Bereich nicht durch schmalbandige Resonanzen beeinflusst, daher wird die Zwischenwellenunwucht in diesem Bereich bewertet.

Anhand einer Fahrzeugbewertung wurde dann eine maximal zulässige Unwucht der Zwischenwelle ermittelt. Der sich daraus ergebende maximal zulässige Körperschallpegel dient als Grenzwert der EOL Prüfung. Die veränderte Auswertung bedingt aufgrund der besseren Trennschärfe eine weniger fehlerbehaftete Entscheidungsfindung durch die EOL Prüfung. So reduziert sich die Anzahl der Kundenbeanstandungen aufgrund von Schwebelbrummen, und die

Kundenzufriedenheit steigt. Weiterhin werden in der Produktion nur noch Maschinen mit potentiellm Beanstandungsrisiko durch die EOL Prüfung aussortiert, so dass sich die Ausfallquote reduziert.

Ausblick:

Die anhand dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse werden derzeit weiter untersucht. Um den Einsatz im Serienprozess zu gewährleisten, muss geprüft werden, wie sich der Pegelverlauf in der gewählten Drehzahlrampe bei Erhöhung der Drehzahl verhält. Anhand der vorliegenden Daten kann keine zuverlässige Aussage getroffen werden, ob der Pegelverlauf nicht doch resonanzbehaftet ist. Hier können Messungen mit einem erweiterten Drehzahlbereich Aufschluss geben.

Weiterhin muss gezeigt werden, dass die Auswertemethodik auf allen Prüflinien gleichermaßen einsetzbar ist und reproduzierbare Ergebnisse liefert. Hierfür sollte eine Messreihe mit einer Maschine, die mit definierter Unwucht aufgebaut ist, auf den verschiedenen Prüflinien durchgeführt werden.

Da sich die Entstehung eines Störgeräusches aufgrund einer Bauteilunwucht weder auf eine Variante der EAM noch auf die Zwischenwelle des Getriebes beschränkt, muss untersucht werden, ob sich die Ergebnisse dieser Arbeit auf andere Varianten der EAM übertragen lassen. Ebenso wird derzeit bewertet, für zukünftige Entwicklungen eine Wuchtgüte vorzuschreiben. Damit lassen sich varianten- oder entwicklungsbedingte Änderungen z.B. des Gewichts oder unterschiedliche Maximaldrehzahlen umsetzen, ohne dass eine Beeinträchtigung der Akustik zu erwarten ist.

5 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Prinzip einer EOL Prüfung.....	2
Abbildung 1.2: Bedeutung Fahrzeugakustik für den Kunden	4
Abbildung 1.3: Zusammensetzung der Geräuschemissionen eines Fahrzeugs	5
Abbildung 1.4: Übersicht der Konzeptabhängigkeit der Akustik (FWD = Vorderrad-Antrieb)	5
Abbildung 1.5: Vergleich der gängigen Betriebsbereiche von konventionellen und elektrischen Motoren.....	6
Abbildung 1.6: Außengeräuschpegel einer Anfahrtsituation (PHEV = Plug-In Hybrid Electric Vehicle)	7
Abbildung 1.7: Teilschritte einer End-of-Line Prüfung	9
Abbildung 1.8: Nachgeschaltete Prozesse einer EOL Entscheidung	9
Abbildung 1.9: Einflussgrößen bei der Konzeption einer EOL Prüfung	10
Abbildung 1.10: Problemstellung Kundenbeanstandung bei positivem EOL Ergebnis	11
Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Geräuschentwicklung	14
Abbildung 2.2: Überlagerung f_s zweier Grundschwingungen f_1 und f_2	15
Abbildung 2.3: Superposition zweier harmonischer Schwingungen mit den Grundfrequenzen f_1 und f_2	16
Abbildung 2.4: Grundschwingungen und Schwebung im Frequenzspektrum; Rechts: Prinzipielle Veranschaulichung der Einhüllenden einer Schwebefrequenz f_s	16
Abbildung 2.5: Schematische Darstellung eines elektrischen Antriebs	17
Abbildung 2.6: Rekuperationsbereich eines Elektrofahrzeugs	17
Abbildung 2.7: Hauptkomponenten einer elektrischen Antriebseinheit der BMW Group	18
Abbildung 2.8: Ursachen für den Charakter der Akustik einer EAM.....	19
Abbildung 2.9: Wälzlageraufbau und Bezeichnung der Überrollfrequenzen	20
Abbildung 2.10: Getriebe einer elektrischen Antriebseinheit der BMW Group.....	21
Abbildung 2.11: Anregungsmechanismen und ihre Auswirkungen auf die Geräuschcharakteristik eines Getriebes	22

Abbildung 2.12: Zahneingriff zweier Zahnräder mit den Zähnezahlen Z_1 und Z_2 ; Rechts: Zahneingriffsfrequenz und deren Harmonische im Ordnungsspektrum	22
Abbildung 2.13: Wirkkette der Körperschallübertragung innerhalb eines Getriebes	23
Abbildung 2.14: Darstellung statischer, unsymmetrischer und dynamischer Unwucht.....	24
Abbildung 2.15: Resultierende Unwuchtkraft in Abhängigkeit der Drehzahl	24
Abbildung 2.16: Zusammenhang zwischen Rotations- und Anregungsfrequenz	25
Abbildung 2.17: Körperschallanregungen und -übertragung in den Innenraum.....	26
Abbildung 2.18: Teilprozessschritte einer EOL Prüfung	27
Abbildung 2.19: Physikalischer Zusammenhang zwischen Schwingweg s , -geschwindigkeit v und -beschleunigung a	28
Abbildung 2.20: Schematische Darstellung der taktilen Zustellung des Beschleunigungsaufnehmers	29
Abbildung 2.21: Kontaktpunkte der Körperschallmessung während der EOL Prüfung.....	29
Abbildung 2.22: Prüfprofil der EOL Prüfung	30
Abbildung 2.23: Umdrehungssynchrone Analyse des Geräuschanalyse-Systems ROTAS der Fa. Discom	31
Abbildung 2.24: Ermittlung der umdrehungssynchronen Zeitsignale unterschiedlicher Rotoren	32
Abbildung 2.25: umdrehungssynchrone Kenngrößen der Zeitbereichs-Analyse.....	33
Abbildung 2.26: Ergebnis einer Spektralanalyse eines Zeitsignals und eines umdrehungssynchronen Zeitsignals	34
Abbildung 2.27: Teilschritte einer Ordnungsanalyse in der Signalauswertung	35
Abbildung 2.28: Schematischer Ablaufplan der Signalauswertung innerhalb der Analysesoftware	36
Abbildung 2.29: Datenbasierter Entscheidungsprozess der EOL Prüfung.....	36
Abbildung 2.30: Teilschritte der Herleitung eines Körperschallzielwerts für eine Komponente	37
Abbildung 2.31: Schematische Darstellung einer akustisch-mechanischen Übertragung	38
Abbildung 2.32: Integrations- und Entkopplungskonzept der EAM im Hinterachsträger (HAT).....	39
Abbildung 2.33: Dynamische Steifigkeit in Abhängigkeit vom Elastomer	39

Abbildung 2.34: Beispiel Grenzwert für einen maximal zulässigen Ordnungspegel im Hochlauf.....	40
Abbildung 3.1: a) Beanstandung Schwebelbrummen im Innenraum als Wasserfalldiagramm; b) Modulation des kritischen Frequenzbereichs aufgrund einer Schwebung	41
Abbildung 3.2: Betriebsbedingungen für die Erzeugung der Beanstandung Schwebelbrummen	42
Abbildung 3.3: Identifizierte Ordnungen, die sich überlagern und im Innenraum zu einem Schwebelbrummen führen.....	43
Abbildung 3.4: Ursachen für Kraftanregungen aus der Reifenunwucht und -gleichförmigkeit	43
Abbildung 3.5: Anregung der 3,08. Radordnung durch die Zwischenwelle der EAM.....	44
Abbildung 3.6: Übersicht der Analyseergebnisse der Beanstandung Schwebelbrummen.....	44
Abbildung 3.7: Messpositionen zur Analyse der Körperschallübertragung.....	45
Abbildung 3.8: Systemanregungen aus der Antriebseinheit (EAM) und der Rad-Reifen-Kombination.....	46
Abbildung 3.9: Systemantwort als Körperschall entlang des Übertragungspfad in den Innenraum	46
Abbildung 3.10: Einfluss der Zwischenwelleunwucht auf die 3.und 3,08. Radordnung im Fahrzeuginnenraum.....	47
Abbildung 3.11: a) Anregung der EAM in Abhängigkeit der Zwischenwellenunwucht; b) Vergleich der Messpositionen zwischen Fahrzeug und EOL (VS1)	47
Abbildung 3.12:Ordnungspegelverlauf DR-Z der Sensorposition VS1	49
Abbildung 3.13: Fahrzeugbewertung der untersuchten Maschinen anhand der BI-Skala	49
Abbildung 3.14: Optimierungsansätze der EOL Prüfung zur Reduzierung von Kundenbeanstandungen	50
Abbildung 3.15: Übersicht der ausgewerteten EAMs mit den dazugehörigen Unwuchten.....	51
Abbildung 3.16: Vergleich von Messposition und Messrichtung der beiden EOL -Messpunkte	52
Abbildung 3.17: Kegelrollenlager in angestellte Lagerung in X-Anordnung, Rechts: Lagerungskonzept der Zwischenwelle der EAM	53
Abbildung 3.18: Pegelverlauf 0,33 Motorordnung in der Zugrampe für den Messpunkt VS2	53
Abbildung 3.19: Resultierende Kraft verschiedener Unwuchten in Abhängigkeit der Drehzahl der Zwischenwelle	54

Abbildung 3.20: Pegelverlauf der 0,33 Motorordnung im Abschnitt LL-S für den Messpunkt VS1	55
Abbildung 3.21: Pegelverläufe der 0,33. Motorordnung in der Zugrampe	56
Abbildung 3.22: Ordnungspegelverlauf im Abschnitt DR-S am Messpunkt VS1	57
Abbildung 3.23: Vergleich Ordnungspegel verschiedener Maschinen im Zug und Schub	58
Abbildung 3.24: Gegenüberstellung Pegeldifferenz über Maschinendrehzahl für DR-S und DR-Z	59
Abbildung 3.25: Vergleich der Pegeldifferenzen zwischen DR-Z und DR-S	59
Abbildung 3.26: Gegenüberstellung der Drehzahlbereiche in denen die Pegelabstände ermittelt werden	60
Abbildung 3.27: Darstellung des neuen Auswertebereichs in der Schubrampe	60
Abbildung 3.28: Drehzahlstreuung der Pegelmaxima in der Schubrampe (DR-S)	61
Abbildung 3.29: Mögliche Grenzwertkurve für die Bewertung der 0,33 MO im DR-S	61
Abbildung 3.30: Übersicht der Fahrzeugbewertungen (BI) der untersuchten Maschinen	62

6 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Übersicht gängiger Störgeräuschbezeichnungen.....	13
Tabelle 2.2: Zuweisung zwischen physikalischen Attributen und akustischen Phänomenen..	13
Tabelle 2.3: Einfluss der Elektrifizierung auf Komponenten des Antriebstrangs.....	14
Tabelle 2.4: Zehnstelliges Bewertungssystem (BI-Skala).....	27

7 Formelverzeichnis

(2-1) Berechnung der Exzentrizität nach dem Schwerpunktsatz.....	23
(2-2) Berechnung der resultierenden radialen Kraft aufgrund einer Unwucht.....	24
(2-3) Berechnung der Ordnung als Zusammenhang aus Anregungs- und Drehfrequenz	25
(2-4) Berechnung des Schalldruckpegels	25

8 Literaturverzeichnis

- [1] KAMPKER, Achim (Hrsg.); VALLÉE, Dirk (Hrsg.); SCHNETTLER, Armin (Hrsg.): *Elektromobilität : Grundlagen einer Zukunftstechnologie*. 2. Auflage. Berlin : Springer Vieweg, 2018
- [2] DEUTSCHER BUNDESTAG: *Abgas- und Geräuschgrenzwerte für Kraftfahrzeuge - Historische Entwicklung* (2019) – Überprüfungsdatum 2022-04-06
- [3] ZELLER, Peter; ANDREAS, Enderich (Mitarb.); FASTL, Hugo (Mitarb.); KERBER, Stefan (Mitarb.); HOBELSBERGER, Josef (Mitarb.); JEBASINSKI, Rolf (Mitarb.); KLERK, Dennis de (Mitarb.); MOOSMAYR, Tobias (Mitarb.); SAEMANN, Ernst-Ulrich (Mitarb.) : *Handbuch Fahrzeugakustik : Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. 3rd ed. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2018 (ATZ/MTZ-Fachbuch Ser)
- [4] GENUIT, Klaus (Hrsg.): *Sound-Engineering im Automobilbereich : Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Heidelberg : Springer, 2010
- [5] OFFICE, Publications: *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 - (2014) – Überprüfungsdatum 2022-08-14*
- [6] ALBERS, Albert ; FISCHER, Jan ; BEHRENDT, Matthias ; LIESKE, Dirk: *Messung und Interpretation der Wirkkette eines akustischen Phänomens im Antriebsstrang eines Elektrofahrzeugs*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014), Nr. 3, S. 68–75 – Überprüfungsdatum 2022-04-07
- [7] P. GENENDER ; K. WOLFF ; G. JUNG ; G. EISELE: *Antriebsakustik von Hybrid- und Elektrofahrzeugen* (2010) – Überprüfungsdatum 2022-04-08
- [8] ULZ, Alexander ; GRAF, Bernhard ; PRIESTNER, Christoph ; MEHRGOU, Mehdi: *Kriterien für die NVH-Entwicklung von elektrischen Antriebseinheiten*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 123 (2021), 7-8, S. 26–33 – Überprüfungsdatum 2022-04-07
- [9] TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.); GUTZMER, Peter (Hrsg.); PFUND, Thomas (Hrsg.): *Elektrifizierung des Antriebsstrangs : Grundlagen - vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb*. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2019 (ATZ/MTZ-Fachbuch)
- [10] NHTSA: *Code of Federal Regulations : Section § 571.141 - Standard No. 141; Minimum Sound Requirements for Hybrid and Electric Vehicles*, S. 1–12 – Überprüfungsdatum 2022-04-09
- [11] SCHWANBECK, Johannes: *Entwicklung einer End-of-Line Körperschallprüfung für elektrische Antriebseinheiten : Diplomarbeit* (2020) – Überprüfungsdatum 2022-05-28
- [12] KAMPKER, Achim: *Elektromobilproduktion*. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2014

-
- [13] WERNER, Marc ; WAGNER, Christoph ; KREUZER, Thomas ; BAUER, Robert: *End-of-Line-Prüfung von Verbrennungsmotoren auf hochdynamischen Prüfständen*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (2015) – Überprüfungsdatum 2022-05-28
- [14] ARNDT, Randolf ; BARON, Eugen ; POLACEK, Rüdiger ; KROHN, Nils: *Korrelation Verzahnungsgeräusch Getriebe zwischen Fahrzeug und EOL-Prüfstand* (2015) – Überprüfungsdatum 2022-05-28
- [15] BERGER, Volker ; WILBERTZ, Axel ; MEYER, Ingo: *Körperschall Im End-Of-Line-Test Von Doppelkupplungsgetrieben*. In: *ATZproduktion* 3 (2010), 5-6, S. 24–27 – Überprüfungsdatum 2022-05-28
- [16] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*. 10. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2015 (VDI-Buch)
- [17] ZELLER, Peter (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik : Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch ; mit 43 Tabellen*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009 (Aus dem Programm Kraftfahrzeugtechnik)
- [18] GRIMM, Anna ; DOLL, Claus ; HACKER, Florian ; MINNICH LUKAS: *Nachhaltige Automobilwirtschaft - Strategien für eine erfolgreiche Transformation* (2020) – Überprüfungsdatum 2022-04-17
- [19] GENEDER, Peter ; STEFFENS, Christoph: *Akustik im Motorenbau*. Vorlesungsunterlagen (2013) – Überprüfungsdatum 2022-07-25
- [20] GUICKING, Dieter: *Schwingungen : Theorie und Anwendungen in Mechanik, Akustik, Elektrik und Optik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2016 (Lehrbuch)
- [21] DOPPELBAUER, Martin: *Grundlagen der Elektromobilität : Technik, Praxis, Energie und Umwelt*. Wiesbaden, Heidelberg : Springer Vieweg, 2020 (Lehrbuch)
- [22] MEIER, Uwe ; STÜBBE, Oliver: *Elektrotechnik zum Selbststudium : Grundlagen und Vertiefung*. 1. Auflage 2022. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2022
- [23] WIRTH, Rainer: *Maschinendiagnose an Industriegetrieben : Teil II: Signalidentifikation in der Praxis*. In: *Sonderdruck aus Antriebstechnik* 37 (1998), Nr. 11, S. 77–81 – Überprüfungsdatum 2022-06-19
- [24] FRANKE, Dieter: *Wälzlagerdiagnose an Maschinensätzen : Diagnose und Überwachung von Wälzlagerfehlern und -schäden*. 1. Auflage 2022. Berlin : Springer Berlin, 2022
- [25] SANZENBACHER, Sabine: *Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen*. Universität Stuttgart. Dissertation – Überprüfungsdatum 2022-09-22
- [26] NEUBAUER, Philipp: *Konzeption und Auslegung von geräuschoptimierten inäquidistanten Verzahnungen* (2019) – Überprüfungsdatum 2022-07-28
- [27] BERGER, Joachim: *Dynamik : Mit zahlreichen Beispielen*. Braunschweig : Vieweg, 1998 (Viewegs Fachbücher der Technik Bd. 3)
- [28] NGUYEN-SCHÄFER, Hung: *Numerische Auslegung von Wälzlagern*. Berlin : Springer Vieweg, 2017
- [29] PISCHINGER, Stefan ; STOFFELS, Harald ; STEFFENS, Christoph ; AYMANN, Richard ; STOHR, Rémi ; ATZLER, Martin: *Akustische Auslegung von Abgasturboladern*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 3, S. 238–245 – Überprüfungsdatum 2022-07-31

-
- [30] SINAMBARI, Gholam Reza ; SENTPALI, Stefan: *Ingenieurakustik : Physikalische Grundlagen, Anwendungsbeispiele und Übungen*. 6., überarbeitete Auflage. Wiesbaden, Heidelberg : Springer Vieweg, 2020 (Lehrbuch)
- [31] PFLÜGER, Martin ; BRANDL, Franz ; BERNHARD, Ulrich ; FEITZELMAYER, Karl: *Fahrzeugakustik*. Wien : Springer, 2010 (Der Fahrzeugantrieb)
- [32] ALBRECHT, Marc: *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens* (2005) – Überprüfungsdatum 2022-07-10
- [33] DYLLA, Simon: *Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe* (2009) – Überprüfungsdatum 2022-07-10
- [34] MÖSER, Michael (Hrsg.): *Körperschall-Messtechnik*. Berlin, Germany, Heidelberg : Springer Vieweg, 2018 (Fachwissen Technische Akustik)
- [35] DISCOM INDUSTRIELLE MESS- UND PRÜFTECHNIK GMBH: *ROTAS Geräuschanalyse-System : Handbuch und Einführung* (2015) – Überprüfungsdatum 2022-06-12
- [36] ERSOY, Metin (Hrsg.); GIES, Stefan (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch : Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten - Komponenten - elektronische Systeme - Fahrerassistenz - autonomes Fahren - Perspektiven*. 5. Auflage. Wiesbaden, Heidelberg : Springer Vieweg, 2017 (ATZ/MTZ-Fachbuch)
- [37] HOFFMANN, Ralf ; KLIE, Walter: *Hochfrequenzprüfstand für Aggregatlager in der Fahrzeugakustik* (2010) – Überprüfungsdatum 2022-06-15
- [38] SCHLECHT, Albert: *Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit von Kraftfahrzeug Vorderachsen* – Überprüfungsdatum 2022-09-22
- [39] WITTEL, Herbert ; SPURA, Christian ; JANNASCH, Dieter: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 25. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2021
- [40] Süddeutsche Zeitung (2021): *Mehr als 20 Staaten wollen Verkauf von Verbrenner-Autos beenden*, in: Onlineportal der Süddeutsche Zeitung GmbH,
<https://www.sueddeutsche.de/wirtschaft/verbrennungsmotor-klimakonferenz-in-glasgow-cop26-1.5460494>
- [41] BMW Group (2021): *BMW GROUP SETS THE TONE AT COP26.*, Onlineportal der BMW Group, <https://www.bmwgroup.com/en/news/general/2021/cop26-glasgow-2021.html>
- [42] Generation Strom (2019): *800V – Wofür man die doppelte Spannung braucht*, in: Onlineportal Generation Strom, ursprünglich erschienen im Magazin „Elektroautomobil“ Ausgabe 1/2019
<https://generationstrom.com/2019/04/01/800v-wofuer-man-die-doppelte-spannung-braucht/>

A. Anhang

Anhang 1: Konzept- und Fehlerbewertung der BMW Group

BI	Beurteilung Konzept
10	Fzg. /techn. Lösung herausragend , die technischen Lösungen begeistern
9	Fzg. /techn. Lösung ausgezeichnet , die technischen Lösungen überzeugen
8	Fzg. /techn. Lösung sehr gut und erzeugt Zufriedenheit, Erwartungen werden mvoll erfüllt
7	Fzg. /techn. Lösung gut , irritiert in einzelnen/seltenen Fällen/Situationen/Verhalten
6	Fzg. /techn. Lösung erfüllt Erwartungen nicht vollständig , ist nur befriedigend
5	Fzg. /techn. Lösung führt zu Unzufriedenheit , erschwerter Kaufentscheidung oder kritischem Medienfeedback
4	Fzg. /techn. Lösung führt mangelhaft , führt zu Enttäuschung , Kundenablehnung oder negativem Medienfeedback
3	Fzg. /tech. Lösung verursacht Verögerung , ist ungenügend , führt zu negativer Kaufentscheidung und negativem Medienfeedback
2	Fzg. /techn. Lösung verursacht extreme Verögerung
1	Fzg. /techn. Lösung hat Sicherheitsmängel bzw. erfüllt konformitätsrelevante Anforderungen nicht

BI	Beurteilung Fehler
8	100% Fehlerfreiheit
7	Geringe Abweichung vom Sollzustand sind festzustellen
6	Fehler wird vom Kunden erkannt und erzeugt Missfallen
5	Fehler wird beim nächsten Werkstattaufenthalt bemängelt
4	Fehler führt zu einem außerplanmäßigen Werkstattaufenthalt
3	Werkstatt wird sofort aufgesucht
2	Panne/Liegenbleiber zu erwarten, Androhung rechtlicher Schritte/Veröffentlichung
1	Produktsicherheit/-konformität betroffen, Ausfall sicherheitsrelevanter Systeme, sicherheits- / zulassungsrelevante Systeme betroffen

Anhang 2: Datenblatt Körperschallsensor BKS03

Körperschallsensor BKS 03



Juli 2006

Grundlagen der Konstruktion

Der BKS03 verwendet den MMF Ladungs-Sensor KS91D mit einer Empfindlichkeit von 2.4 pC/g. Ein ICP- Sensor von MMF KS91E mit 10mV/g steht ebenfalls zur Verfügung. Alternativ kann der B&K Sensor 4393 verwendet werden. Dieser hat eine Empfindlichkeit von 3.1 pC/g.

Die Sensoren sind mit einem Gewicht von 1,7 g sehr leicht und haben einen oberen Frequenzbereich von 16.5 kHz.

Der Sensor wird auf einem superweichen Silikonball montiert und kontaktiert den Prüfling mit der Oberseite seines Gehäuses. Zur Vermeidung von Erdungsschleifen ist auf der Oberseite ein Stahlplättchen elektrisch isoliert aufgebracht.

Durch das geringe Gewicht, die vergleichsweise große Auflage und die dämpfende Eigenschaft des Gummiballs ist die Kontaktresonanz zum Prüfling stark reduziert.

Die beiden Abbildungen zeigen Übertragungsfunktionen des BKS03 im Vergleich zu einem fest aufgeklebten Sensor B&K 4384 auf einem Getriebe. Bei Abbildung A wurde der Sensor direkt auf den Referenzsensor aufgedrückt, bei Abbildung B in ca. 2 cm Abstand auf das Getriebe. Abbildung A zeigt den linearen Frequenzgang bei gleicher Anregung. In Abb. B geht notwendigerweise die Übertragungsfunktion zwischen zwei Punkten auf der Getriebeoberfläche ein. Auch hier ist keine typische Kontaktresonanz zu erkennen.

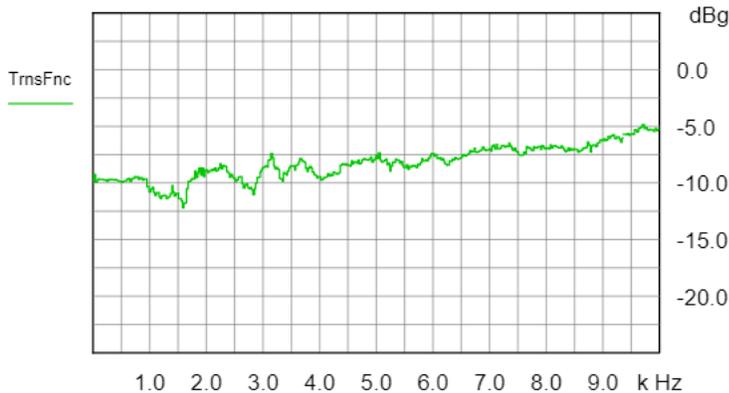


Abb. A. Übertragungsfunktion zu Referenzsensor. BKS03 auf den Referenzsensor aufgedrückt.

Resonanzfreie Übertragung.

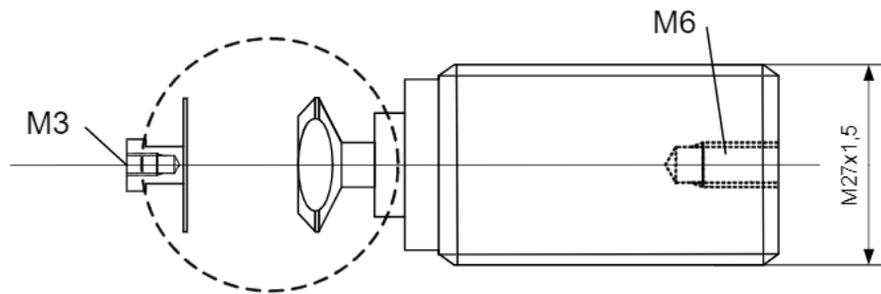
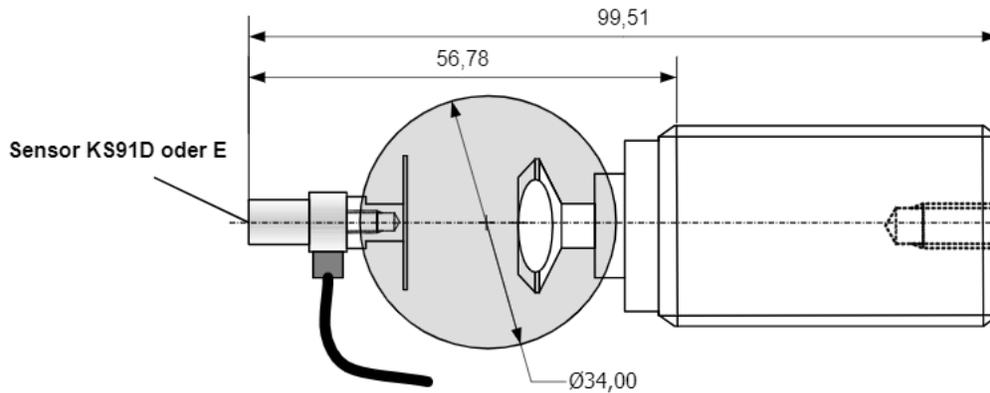


Abb. B. Übertragungsfunktion zu Referenzsensor. BKS03 in der Nähe Des Referenzsensors auf das Getriebegehäuse aufgedrückt.

Übertragungsfunktion zwischen den Punkten der Gehäuseoberfläche wird sichtbar. Keine typischen Kontaktresonanzen.



Technische Zeichnung BKS03



DIS COM Tel=0551/548330 Fax=0551/5483343 gez.:J. Lorenz	Körperschallsensor BKS03		
	MATERIAL:	Aluminium/Silikon	
	MASSTAB 1:1	2009-03-03	ZEICHN.NR. 090303-02
			BLATT 1 von 1



Technische Daten BKS03

Empfindlichkeit:

- KS91D ~ 2.4 pC/g
- KS91E ~ 10 mV/g
- B&K4393 ~ 3.1 pC/g

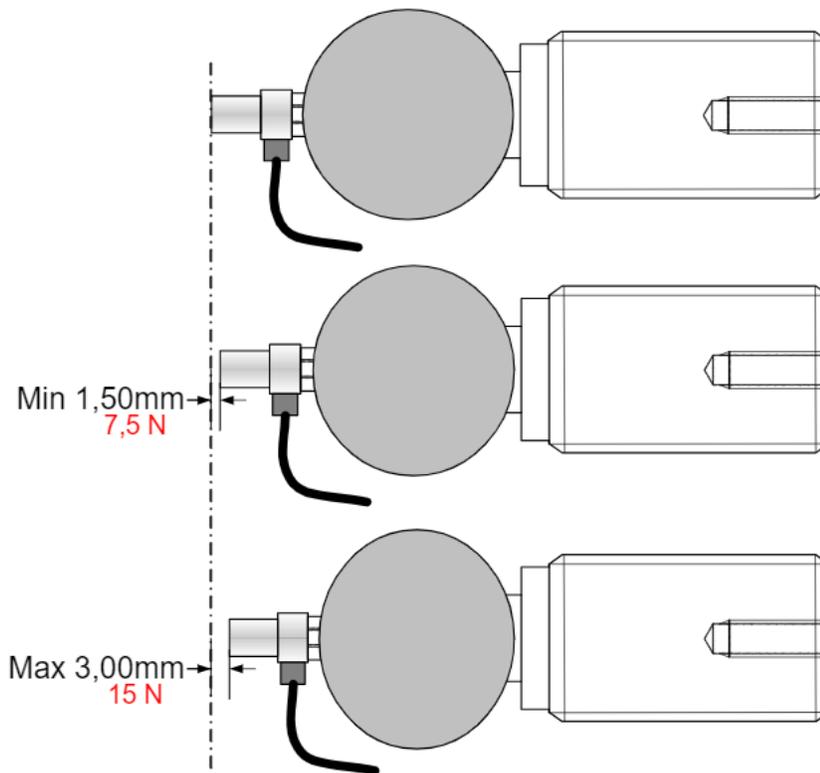
Oberer Frequenzbereich: bis ca. 8 kHz

Weitgehende Resonanzfreiheit durch geringes Gewicht von 1,7 g und Dämpfung durch Silikonball.

Gleicht Oberflächenrauheit durch flexible Silikonführung aus.

An Rotas-Systeme anschließbar:

- KS91E direkt mit ICP- Versorgung
 - KS91D mit Ladungsverstärkern z.B.: PCB422E- Reihe
- Anzugs- Drehmoment des Sensors: min. 0,3 Nm max. 1 Nm
Axiale Belastung des Silikonballs in Zugrichtung: 15 N
Vorspannung des Sensors am Prüfling:
min. 1,5 mm max. 3mm
Entspricht einer Anpresskraft von 7,5-15 N



KS91D		<ul style="list-style-type: none"> ■ Subminiatur-Ladungsaufnehmer ■ elektrisch isolierte ringförmiger Messfläche aus Edelstahl, zum Antasten des Messobjekts ■ Sensorsystem liegt direkt gegenüber der Messfläche - für optimalen Frequenzgang 	Einheit	Bemerkung
Piezsystem		Scherprinzip		
Spannungsübertragungsfaktor	B_{ua}	$2,7 \pm 10 \%$	pC/g	
Messbereich	a_+ / a_-	± 4000	g	
Bruchbeschleunigung	a_{max}	8000	g	übernommen
Resonanzfrequenz	f_r	> 50	kHz	
Querrichtungsfaktor	T_{90max}	< 5	%	
Keramikkapazität	C_i	200	pF	
Ausgang		Ladungsausgang		
Isolationswiderstand	R_{iso}	> 1	$G\Omega$	
Verhalten gegenüber Umgebungseinflüssen				
Arbeitstemperaturbereich	T_{min}/T_{max}	-20 / 120	$^{\circ}C$	
Temperaturkoeffizient	$TK(B_{ua})$	$T < 23^{\circ}C$	+0,06	%/K
		$T > 23^{\circ}C$	+0,10	%/K
Temperatursprungempfindlichkeit	b_{aT}	-	ms^{-2}/K	
Magnetfeldempfindlichkeit	b_{aB}	-	ms^{-2}/T	
Mechanische Daten				
Abmessungen	$\varnothing / h / b$	7,8 / 11 / 11,6		
Masse ohne Kabel	m	1,8 g		
Kabelanschluss		radial		
Befestigung	am Messkopf	Kleben / Antasten		
	am Boden	M3		
elektrischer Anschluß		Subminiatur M3		
Gehäusematerial	Sensor/Messkopf	Aluminium eloxiert / Edelstahl		
Schutzgrad/Isolation		Messkopf elektrisch isoliert		

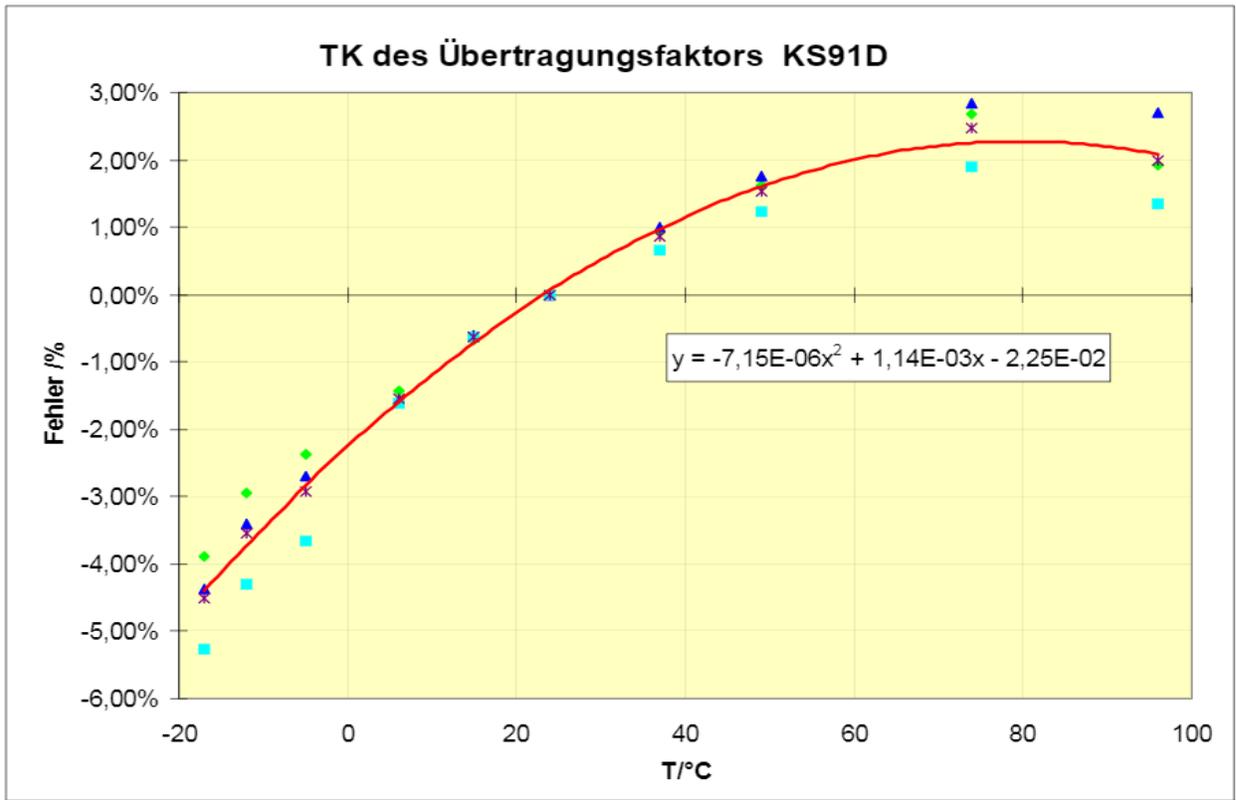


Abbildung 1 Temperaturverhalten KS91E / 04005

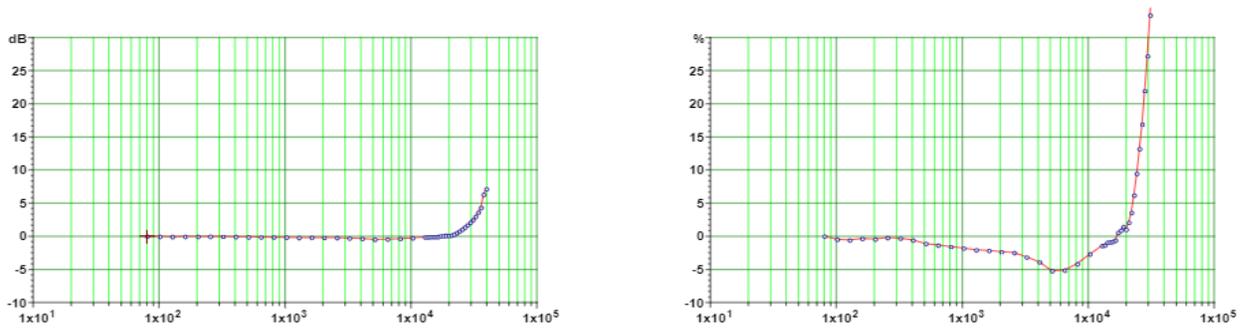


Abbildung 2 Frequenzgang KS91D / 04002 - Ankopplung an Messfläche mit Sekundenkleber

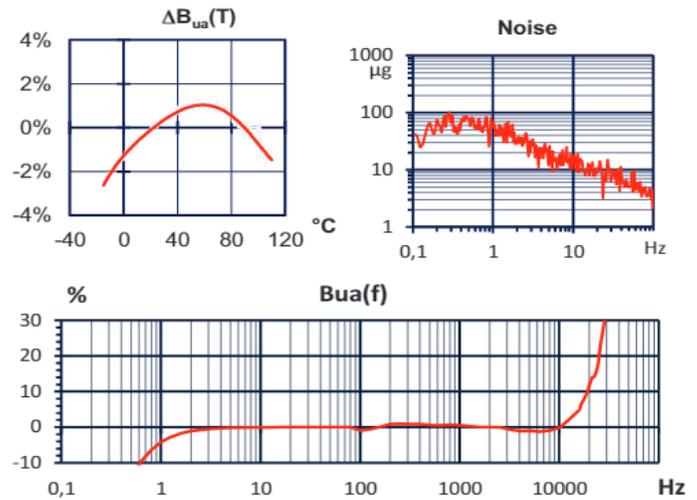
KS91E (Vers. 09/12)

geringes
Rauschen
geringer TK
ab 0,3 Hz

- ICP®-Subminiaturaufnehmer mit ringförmiger Tastfläche
- geringer TK(B_{ua})
- geringes Rauschen
- Isolierte Tastfläche aus Edelstahl



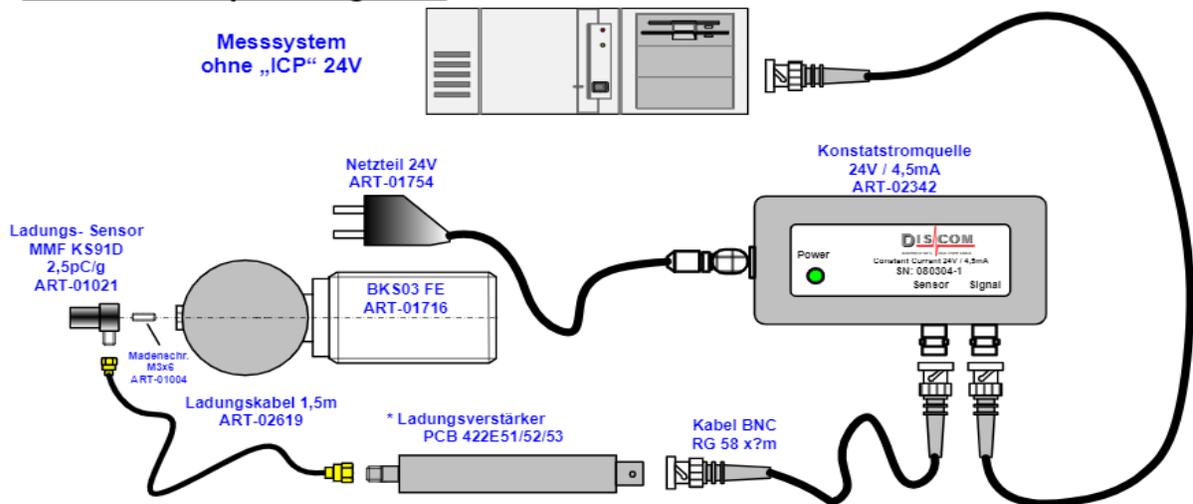
- ICP®-Subminiature accelerometer with ring-shaped probe
- Low TK(B_{ua})
- Low noise level
- Insulated probe made of stainless steel



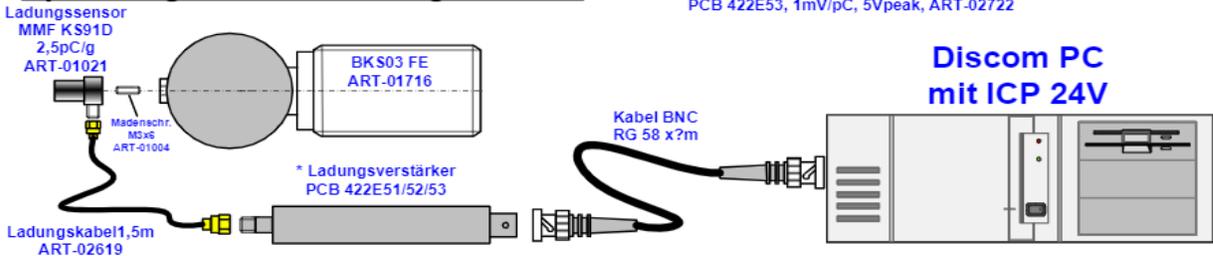
Arbeitstemperaturbereich	T _{min} /T _{max}	-30 / 120	°C
Piezosystem • Piezo design		Scherprinzip • Shear design	
Spannungsübertragungsfaktor • Voltage sensitivity	B _{ua}	10 ± 10%	mV/g
Linearer Frequenzgang (am Messkopf) • Linear frequency range (on the probe)	±3dB ±10% ±5%	0,3... 30.000 0,6... 18.000 0,9... 15.000	Hz
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f _r	> 50 (+25dB)	kHz
Messbereich • Range	a ₊ / a ₋	±600	g (pk)
Bruchbeschleunigung • Destruction limit	a _{max}	8000	g (pk)
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	G _{90max}	< 5	%
Keramikkapazität • Ceramic Capacitance	C _i	200	pF
Ausgang • Output		ICP®-kompatibel • ICP® compatible	
Konstantstromversorgung • Constant current supply	I _{CONST}	2..20	mA
Arbeitspunktspannung • Output bias voltage	U _{BIAS} @4mA; @25°C @Tmin - Tmax	12..14 ± 10	V %
Nichtlinearität • Total harmonic distortions	THD @a ₊ /a ₋	2	%
Ausgangsimpedanz • Output resistance	r _a @4mA	< 60	Ω
Untere Grenzfrequenz • Low cut-off frequency	f _{ug} -3dB	0,3	Hz
Störgrößen • Environmental characteristics			
Eigenrauschen • Residual noise	a _{n,RMS} (0,5 .. 20k) Hz a _n @0,1 Hz @1 Hz @10 Hz @100 Hz	< 3 100 60 15 6	mg µg/√Hz
Temperaturkoeffizient der Empfindlichkeit • Temperature coefficient of sensitivity	TK(Bua) @T=(-30..20)°C @T=(20..60)°C @T=(60..120)°C	0,07 0,05 ±0,02	%/K
Temperatursprungempfindlichkeit • Temperature transient sensitivity	b _{aT}	2	ms ⁻² /K
Magnetfeldempfindlichkeit • Magnetic field sensitivity	b _{aB}	4,5	ms ⁻² /T
Mechanische Daten • Mechanical data			
Abmessungen • Dimensions	∅ / h	7,8 / 11 / 11,6	mm
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	1,6	g
Gehäusematerial • Case material		Aluminium / Edelstahl • Stainless steel	
Kabelanschluss • Cable connection		radial	
Kontaktbuchse • Socket		Subminiatur M3 • Subminiature M3	
Befestigung • Mounting	Messkopf • probe Boden • base	adhesive / antasten • touch M3	
Schutzgrad / Isolation • Protection grade / Insulation		- / Isolierter Messkopf • insulated probe	
Anschlusszubehör • Connection Accessories	054 / 013 / 013T / 017 / 016 + 051/x		
Befestigungszubehör • Mounting Accessories	002 / (021 / 106 / 129 / 108 / 130)		
Passende Messgeräte • Suitable Electronics	M28 / M32 / M68 / M208 / M12 / M302 / M312		
Bestellinformation • Ordering Information	KS91E: Aufnehmer mit B _{ua} ±10% • Sensor with B _{ua} ±10%		



**Ersatzteile für Messsysteme
ohne „ICP“ Spannung 24V:**

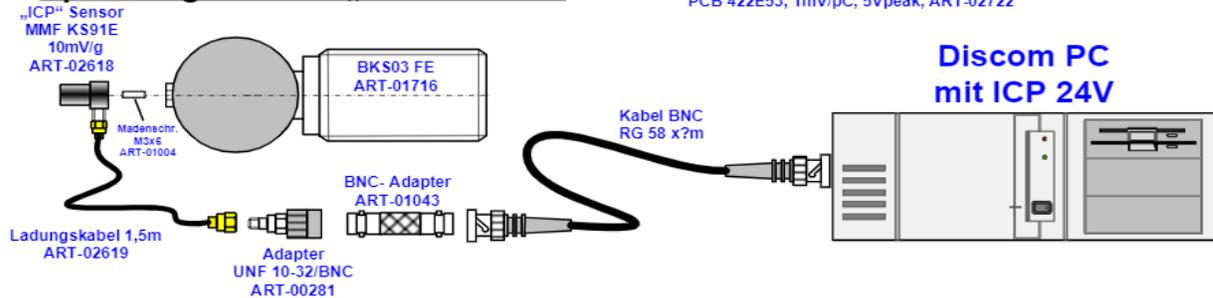


**Ersatzteile für Messsysteme mit „ICP“
Spannung 24V und Ladungssensor:**



* Ladungsverstärker:
PCB 422E51, 100mV/pC, 5Vpeak, ART-02801
PCB422E52, 10mV/pC, 5Vpeak, ART-02730
PCB 422E53, 1mV/pC, 5Vpeak, ART-02722

**Ersatzteile für Messsysteme mit „ICP“
Spannung 24V und „ICP“ Sensor:**



* Ladungsverstärker:
PCB 422E51, 100mV/pC, 5Vpeak, ART-02801
PCB422E52, 10mV/pC, 5Vpeak, ART-02730
PCB 422E53, 1mV/pC, 5Vpeak, ART-02722

Ersatzteile Spezialanfertigung Bosch:



Zubehör alle Systeme:



<p>Industrielle Meß- und Prüftechnik</p>	<p>Tel=+49/551/548330 Fax=+49/551/5483343 37073 Göttingen Germany</p>	<p>BKS03 Systeme Rev.1</p>	<p>ZEICHN.NR.: 120320-02</p>
	<p>Entwurf: J. Lorenz</p>	<p>Projekt: Alle projekte</p>	<p>Datum: 2012-03-20</p>
			<p>Blatt: 1 von 1</p>