



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Dissertation

Analyseverfahren auf Bauteil- und Systemebene zur Bewertung von Gummi- Metall-Lagern in Bezug auf Fahrkomfort und Fahrdynamik

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der technischen Wissenschaften (Dr. techn.)

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Jens Kemna, M.Sc.

Mat.Nr.: 1429000

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl

Institut für Mechanik und Mechatronik



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, Januar 2018

Jens Kemna



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Kurzfassung

Elastomerbauteile im Fahrwerk eines Kraftfahrzeugs werden neben der gezielten Optimierung des Eigenlenkverhaltens und der Erhöhung der Fahrstabilität im Rahmen der Elastokinematik zunehmend zur Steigerung des Fahrkomforts eingesetzt. Im Vergleich zur Erstausslegung ihrer Eigenschaften, wie Steifigkeit und Dämpfung, verhalten sich diese über Laufzeit aber nicht unbedingt konstant, sondern unterliegen etlichen Einflüssen, die divergierende Auswirkungen haben können.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Zusammenhänge, welche für das statische und dynamische Verhalten von Gummi-Metall-Bauteilen über der Zeit und unter verschiedensten Einflüssen (thermisch, chemisch und geometrisch) verantwortlich sind. Um eine optimale und robuste Auslegung des Fahrwerks betreffend der Auswahl von Bauarten konventioneller Fahrwerkslager und der Mischungen ausfindig zu machen und die Toleranzgrenzen demnach einschränken zu können, werden Bauteile sowie deren Elastomerwerkstoff gleichermaßen hinsichtlich ihrer Eigenschaften analysiert. Auf Basis der Erkenntnisse der Bauteil- und Werkstoffuntersuchungen wird letztlich ein Fahrwerkslagerkonzept erarbeitet, welches die Funktionseigenschaften über der Zeit, der Temperatur und äußeren Betriebslasten konstant und verschleißresistent ausführt. Des Weiteren werden die Auswirkungen und Wechselwirkungen der veränderlichen Elastomerlagereigenschaften über der Zeit sowohl auf das dynamische Achsverhalten im komfortrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz als auch auf objektive Kenngrößen des Gesamtfahrzeugs hinsichtlich der Fahrdynamik und des Fahrkomforts untersucht.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abstract

Besides the optimisation of handling properties and improvement of yaw stability, elastomer components are increasingly used in automobile suspensions to improve vehicle ride comfort. However, material properties of an elastomer component, such as stiffness and damping, may not be constant over operational time.

In this thesis, interrelations, which are responsible for the static and dynamic behavior of elastomer-metal-components over time and under various influences (thermal, chemical and geometrical) are described. To identify an optimal and robust chassis design, regarding the selection of the type of a conventional bushing and the material blend, but also to be able to restrict tolerance limits, bushings as well as their elastomer material are analyzed with respect to their properties. Based on these insights, a new bushing concept is introduced, which may show constant properties over time, for various temperature and operating loads, and resistance against deterioration. Furthermore, effects and interactions of varying bushing properties over time are examined regarding the dynamic behavior of the chassis in the comfort-relevant frequency range from 0 to 30 Hz, as well as objective criteria for overall vehicle assessment concerning dynamics and ride comfort are addressed.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung Entwicklung Fahrwerk Achsen und Fahrwerkkonzepte der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG in Weissach.

Mein ausdrücklicher Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl der TU Wien sowie Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann für die immerwährende Unterstützung, die fachlichen und persönlichen Ratschläge und vor allem das geschenkte grundlegende Vertrauen. Ferner danke ich Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Sabine Seidler für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Einen ebenfalls herzlichen Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr.-Ing. Alexander Zschocke der Porsche AG für die Zusammenarbeit sowie die hilfreichen Anregungen und die konstruktive Kritik bei der Erstellung der Arbeit. Ebenso danke ich Herrn Rainer Elstro, der durch seine vielen wertvollen Anregungen wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Meinen ehemaligen und jetzigen Abteilungs- und Gruppenleitern Herrn Georg Wahl, Herrn Peter Mevißen, Herrn Norbert Schote und Herrn Peter Steinkirchner möchte ich danken, dass sie mir die Durchführung dieser Arbeit ermöglicht haben und mir immer den notwendigen Freiraum zur Bearbeitung der Promotion gelassen haben. Letztendlich blicke ich auf ein erstklassiges Arbeitsklima, das ich während meiner gesamten Zeit in der Abteilung EFA3 erlebt habe, zurück und bedanke mich bei allen Kollegen im Entwicklungszentrum Weissach, mit denen ich während dieser Zeit zusammenarbeiten durfte.

Danken möchte ich außerdem meinen Wiener Doktorandenkollegen Christoph Zauner, Fabian Mutter und Mathias Ganzner sowie dem gesamten Porsche Doktorandennetzwerk, die mich im Rahmen der Dissertation begleitet und moralisch unterstützt haben. Des Weiteren gilt mein Dank den Diplomanden, die durch ihre Arbeit ebenfalls einen Beitrag geleistet haben.

Für ihre Unterstützung und nachsichtige Geduld in jeder Phase der Arbeit, gilt abschließend ein ganz besonderer Dank meinen Großeltern, Eltern, meinem Bruder, meiner Freundin sowie allen, die mich im familiären und privaten Umfeld bei der Durchführung der Arbeit begleitet haben.

Weissach, im Januar 2018

Jens Kemna



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
Formelzeichen, Abkürzungen, Indizes	xi
1 Einleitung	1
2 Stand der Forschung	5
3 Ziele und Aufbau der Arbeit	13
4 Langzeitverhalten von Elastomerlagern unter verschiedenen Einflüssen nach Vulkanisation	15
4.1 Aufbau und Eigenschaften von Gummi-Metall-Lagern im Fahrwerk	15
4.1.1 Bestandteile von Kautschukmischungen und deren Vernetzung	18
4.1.2 Quasistatisches und entropieelastisches Materialverhalten von Elastomeren.....	23
4.1.3 Temperatur- und Zeitabhängigkeit der Eigenschaften	30
4.2 Analyse des Langzeitverhaltens von Fahrwerkslagern auf Bauteilebene	34
4.2.1 Beschreibung der Untersuchungsgegenstände	35
4.2.2 Vorgehensweise und Einflussparameter der Untersuchung	36
4.2.3 Prüfung der quasistatischen und dynamischen Lagereigenschaften mittels einer servohydraulischen Prüfmaschine	39
4.2.4 Ergebnisse ohne Vorspannung gelagerter Prüflinge unter dem Einfluss unterschiedlicher Vernetzungssysteme	49
4.2.5 Ergebnisse unter Vorspannung gelagerter Prüflinge.....	51
4.2.6 Bewertung und Fazit der Bauteilversuche	60
4.3 Charakterisierung der Werkstoffeigenschaften der analysierten Fahrwerkslager	61
4.3.1 Prüfung der quasistatischen mechanischen Eigenschaften	62
4.3.2 Prüfung der viskoelastischen Eigenschaften	65
4.3.3 Prüfung der Relaxation und Retardation	69
4.3.4 Interpretation und Korrelation der Materialeigenschaften mit den Bauteilergebnissen	72
4.4 Ableitung eines über der Zeit robusten Lagerdesigns	73

5	<i>Erfassung und Analyse des dynamischen Achsverhaltens unter Berücksichtigung des Langzeitverhaltens von Elastomerlagern am Beispiel einer Mehrlenker-Hinterachse</i>	77
5.1	Beschreibung und Aufbau des Prüfstandes	77
5.1.1	Vorstellung des Prüfstands	77
5.1.2	Beschreibung der betrachteten Achse und deren Adaptierung auf dem Prüfstand	80
5.1.3	Verwendete Messtechnik	82
5.2	Experimentelle Untersuchungen und Auswertung	83
5.2.1	Versuchsprogramm zur dynamischen Messung von Achsen	83
5.2.2	Voruntersuchung bezüglich der Reproduzierbarkeit der Prüfstandergebnisse	85
5.2.3	Einfluss des Langzeitverhaltens der Elastomerlager auf das Übertragungsverhalten der Achse in Vertikal-, Longitudinal- und Querrichtung	86
5.2.4	Diskussion der Ergebnisse	91
5.3	Numerische Simulation	94
5.3.1	Übersicht zu Fahrwerkslagern in der Literatur	94
5.3.2	Modellvalidierung	97
5.3.3	Einfluss der Modellgenauigkeit der Elastomerlager auf das Ergebnis der Systemebene Achse	98
5.4	Zusammenfassung und Bewertung der Wechselwirkungen von Elastomerlagereigenschaften und der Subsystemebene Achse	100
6	<i>Einflussanalyse der sich über der Zeit veränderten Lagereigenschaften auf das Gesamtfahrzeugverhalten</i>	103
6.1	Definition der Manöver und Kenngrößen zur objektiven Beurteilung von Gesamtfahrzeugeigenschaften	103
6.1.1	Fahrdynamische Manöver und deren Kenngrößen	103
6.1.2	Objektive Charakterisierung von Gesamtfahrzeugschwingungen	105
6.2	Messung und Auswertung von Gesamtfahrzeugkenngrößen	106
6.2.1	Fahrdynamische Analyse anhand objektiver Kennwerte	108
6.2.2	Auswertung fahrwerksrelevanter Schwingungen infolge stochastischer und transienter Anregungen	113
6.3	Beurteilung der Einflussnahme über der Zeit und Fazit	120
7	<i>Zusammenfassung und Ausblick</i>	121
7.1	Zusammenfassung	121
7.2	Ausblick	123
	Literaturverzeichnis	125

Anhang	133
A1. Achsprüfprogramm nach Haberzettl [57; 129; 130; 138]	133
A2. Weitere Ergebnisse der Frequenz- und Amplitudensweeps der Achsprüfung	134
A3. Modellparameter der verwendeten Gummilagermodelle	136
Lebenslauf	139



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Formelzeichen, Abkürzungen, Indizes

a_0	m/s^2	Beschleunigungs-Bezugswert (10^{-6})
a^2	$(m/s^2)^2$	Quadrat des Effektivwerts der Beschleunigung
A_0	mm^2	gebundene Oberfläche
A_f	mm^2	freie Oberfläche
A_p	mm^2	Probenquerschnitt
A_w	Nmm	Hysteresefläche
a_y	m/s^2	Querbeschleunigung
ABM		Advanced Bushing Model
AFM		Atomic Force Microscope
ALZ		Anlieferzustand
b	mm	Breite des Elastomerlagers
β	$^\circ$	Schwimmwinkel
BIC		Best-in-class
BR		Polybutadien-Kautschuk
C	N/mm	Hauptfedersteifigkeit
C^*	N/mm	komplexe Steifigkeit
CAD		computer-aided design
C_α	$N/^\circ$	Schräglaufsteifigkeit
$C_{av,h}$	$N/^\circ$	Achsschräglaufsteifigkeit vorne, hinten
C_{axial}	N/mm	Axialsteifigkeit
C_{dyn}	N/mm	dynamische Steifigkeit
C_{radial}	N/mm	Radialsteifigkeit
C_{stat}	N/mm	statische Steifigkeit
C_t	$Nm/^\circ$	Torsionssteifigkeit
CfK		carbonfaserverstärkter Kunststoff
d_i		Anzahl an Messpunkten
D		Dämpfungsmaß
δ	$^\circ$	Verlustwinkel
δ_H	$^\circ$	Lenkradwinkel

DFT		Diskrete Fourier Transformation
DMA		Dynamisch-mechanische Analyse
DMS		Dehnungsmessstreifen
DOF		Degrees of freedom
DVR		Druckverformungsrest
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
E _A	Nm	aufgewendete Energie
EG	°/g	Eigenlenkgradient
E _R	Nm	zurückgewonnene Energie
ε		Dehnung
ε _R		Reißdehnung
E*	N/mm ²	komplexes Elastizitätsmodul
E _r	N/mm ²	rechnerisches Elastizitätsmodul
EBZ		Einbauzustand
EPST		Elastomerprüfstand
ET	mm	Einpresstiefe
EV		Efficient-Vulcanisation System
f	Hz	Frequenz
F̂	N	Kraftamplitude
F _{ss}	N	Spitze-Spitze Wert Kraft
FIPS		Fahrwerks-Identifikations-Prüfstand
G	N/mm ²	Schubmodul
G'	N/mm ²	Speichermodul (Realteil)
G''	N/mm ²	Verlustmodul (Imaginärteil)
G*		komplexer Modul der Zugbeanspruchung
GPS		Global Positioning System
η	Ns/m ²	Viskosität
h ₀	mm	ursprüngliche Höhe der unbelasteten Probe
h _{gummi}	mm	Gummihöhe
h _p	mm	Fallhöhe des Pendels
h _R	mm	Rückprallhöhe
HA		Hinterachse

HS		Hochschwefel System
I_{zz}	kgm^2	Gierträgheitsmoment
K		Formfaktor nach Göbel [1]
k_f		Formkennwert nach Göbel [1]
K&C		Kinematic & compliance
l	mm	Radstand
L_a	db	Beschleunigungspegel
l_0	mm	Probenlänge
$l_{v,h}$	mm	Längsabstand zwischen Schwerpunkt und VA, HA
LNL		Linear/Non-Linear elastomeric model
m	kg	Masse
MKS		Mehrkörpersimulation
M_t	Nm	Torsionsmoment
μ		Poissonzahl (Querkontraktionszahl)
μ_M		Mittelwert
NBR		Nürburgring
NR		Natural Rubber
NVH		Noise, Vibration and Harshness
OxTS		Oxford Technical Solutions
PASM		Porsche Active Suspension Management
P2P		Peak-to-Peak Wert
phr		Parts per Hundred Rubber
PG		Prüfgelände
PWM		Pulsweitenmodulation
r	%	Wiederholbarkeit
$r_{1,2}$	mm	Radien von Innen- und Außenhülse
RES		Radersatzsystem
RMS		Root Mean Square (quadratischer Mittelwert)
RPE	%	Rückprallelastizität
RT		Raumtemperatur
\hat{s}	mm	Dehnungsamplitude
SG	$^{\circ}/g$	Schwimmwinkelgradient

s_{ss}	mm	Spitze-Spitze Wert Weg
σ	N/mm ²	Spannung
σ_{α}	mm	Reifeneinlauflänge
σ_{max}	N/mm ²	Zugfestigkeit
σ_{St}		Standardabweichung
σ_y		laterale Achssteifigkeit
Semi-EV		Semi-Efficient Vulcanisation System
t	s	Zeit
T	°C	Temperatur
tan δ		Verlustfaktor
T_g	°C	Glasübergangstemperatur
TSSR		Temperature Scanning Stress Relaxation
v	km/h	Geschwindigkeit
VA		Vorderachse
W_{Diss}	Nm	dissipierte Energie/Verlustarbeit
W_{el}	Nm	gespeicherte (elastische) Energie
WLF		William-Landel-Ferry-Gleichung
φ	°	Verdrehwinkel
x	mm	Wegamplitude
x_i		Messwert an der Stelle i
$\dot{\psi}$	°/s	Gierwinkelgeschwindigkeit, Gierrate
ω	1/s	Kreisfrequenz
ω_e	1/s	Eigenkreisfrequenz
$\omega_{e,D}$	1/s	gedämpfte Eigenkreisfrequenz
ZSB		Zusammenbau

1 Einleitung

Neben immer kürzer werdenden Entwicklungszyklen und ansteigendem Wettbewerbsdruck unter den Fahrzeugherstellern und Lieferanten wachsen die Ansprüche der Kunden an das Fahrverhalten moderner Sportwagen stetig. [2] Während in der Vergangenheit noch das Hauptaugenmerk auf fahrdynamischen Eigenschaften, wie beispielsweise der Querbesehleunigung oder gar der Rundenzeit, lag, tritt heute zunehmend die Forderung nach einer Verbesserung des Fahrkomforts in den Vordergrund. Insbesondere bei sehr leistungsstarken Krafftfahrzeugen im Premiumsegment sind heutzutage eine uneingeschränkte Alltagstauglichkeit und der damit verbundene Schwingungskomfort sicherzustellen, ohne jedoch die geforderte Fahrzeugdynamik negativ zu beeinflussen. [3] Ferner besteht der Premium-Anspruch, die Bauteileigenschaften robust zu entwickeln, das heißt über der Zeit möglichst gleichbleibend und verschleißresistent auszuführen. Die Fähigkeit eines Fahrzeugs diese Spreizung mit meist divergierenden Anforderungen an die Radführung bestmöglich darzustellen und so ein breites Kundenspektrum anzusprechen, stellt für die Fahrwerksentwicklung eine große Herausforderung dar.

Der Fahrkomfort und die Fahrdynamik eines Fahrzeugs werden, abgesehen von dem Verbrennungsmotor und dem Antriebstrang als Schwingungs- und Geräuschquelle, vorwiegend durch das Fahrwerk beeinflusst. [4] Die radführenden Bauteile übertragen als Verbindungsglied zwischen Fahrzeugaufbau und Reifen sowohl die vom Reifen induzierten hochfrequenten Schwingungen als auch die Unebenheiten der Fahrbahn in den Fahrgastraum. [5] Einen wesentlichen Beitrag zum Übertragungsverhalten liefern dabei die Feder- und Dämpferabstimmung, sowie die geometrischen Abmessungen, Massen und Trägheitsmomente der Radaufhängung. [6] Daneben spielen im Fahrwerk aber auch Gummi-Verbundbauteile, welche den Radträger mit den Fahrwerkslenkern und der Karosserie verbinden, eine tragende Rolle bei der Übertragung fahrbahnerregter Schwingungen, welche in den Bereich NVH (Noise, Vibration and Harshness) eingeordnet werden können.¹ Die Schwingungen und Geräusche werden dabei in Abbildung 1-1 hinsichtlich ihrer Frequenz und Herkunft unterschieden und den Kategorien Noise, Vibration und Harshness zugeordnet. [7]

Die Elastomerbauteile, mit teils komplexen Geometrien, ermöglichen baugruppenweise eine hohe Funktionsintegration auf vergleichsweise geringem Bauraum. [8] Durch sie wird versucht, das Schwingungsverhalten gezielt zu beeinflussen und für die Fahrzeuginsassen störende Geräusche und Vibrationen, die durch den Antrieb oder Straßenunebenheiten entstehen, durch den Elastomerwerkstoff weitestgehend zu isolieren und/oder zu dämpfen. Zudem ermöglichen die Gummi-Metall-Komponenten als Teil der Elastokinematik definierte Bewegungen und beeinflussen damit kontrolliert Reifenkräfte sowie -momente. [4] Gerade dies steht jedoch oftmals in jenem Spannungsfeld einer einerseits nachgiebigen, weich anfedernden Radaufhängung und einer andererseits exakten, steifen Radführung. Daher ergibt sich lediglich ein sehr schmales Zielgebiet für die Kinematik- und Elastokinemikaus-

¹ NVH umfasst die Gesamtheit aller auftretenden akustischen und mechanischen Schwingungen und ihre subjektive Wahrnehmung durch die Fahrzeuginsassen. [7]

legung der Radführung, um die Spezifikationen hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrdynamik zu erfüllen. [7]

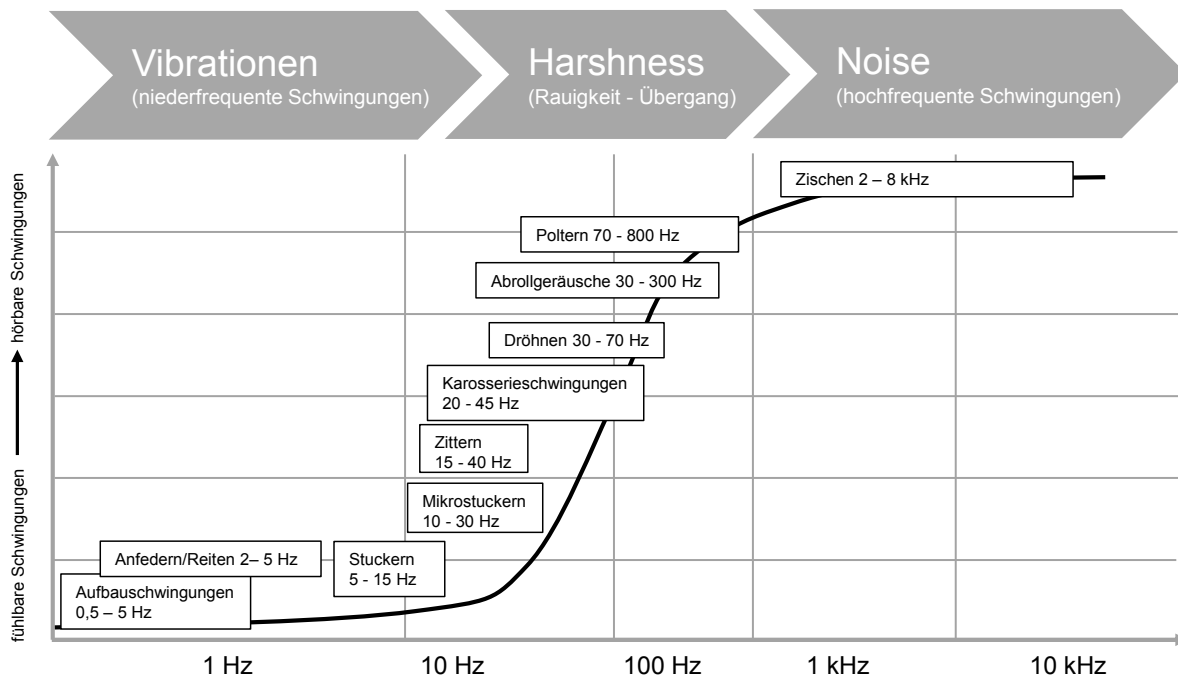


Abbildung 1-1: Zusammenhang zwischen der Schwingungsfrequenz und der Wahrnehmung als Vibration, Rauigkeit und Geräusch nach [7]

Zugleich stellen die Werkstoffeigenschaften der Gummi-Verbundbauteile eine komplexe Aufgabe für die numerische Beurteilung und Vorauslegung von Fahrwerkssystemen in den frühen Entwicklungsphasen dar. [8] Während durch die Annahme linearer Elastizität die Elastokinematik und das Handling-Verhalten (niederfrequente Vorgänge) mit der rechnergestützten Simulation gut vorhersagbar sind, ist weiterhin die Zielsetzung der Fahrzeugentwicklung eine Verbesserung der Simulationsgüte hochfrequenter Vorgänge zu erreichen. [4] Das Problem derartiger simulativer Modelle ist dabei oftmals das nichtlineare mechanische Werkstoffverhalten von Elastomerlagern, welches abhängig von der Art der Anregung, dem Einfluss durch die Umgebung und der Belastungshistorie ist (siehe Abbildung 1-2). So sind neben dem nichtlinearen Federungs- und Dämpfungsverhalten weiterhin fertigungs- und werkstoffbedingte Streuungen der mechanischen Eigenschaften sowie Effekte der Materialalterung infolge von Schädigungsmechanismen zu beachten. Zudem ist die Beurteilung des Verhaltens im Betrieb wesentlich. [8]

Daher ist es ebenso notwendig das schwingungstechnische Übertragungsverhalten der Elastomerlager als Einzelbauteil der Radaufhängung für sich, wie auch in ihrem Verbund mit der Achse genau zu analysieren und zu modellieren, um diese gezielt auslegen und aufeinander abstimmen zu können. Zur reproduzierbaren Untersuchung der Systeme sowie deren Einzelkomponenten im höherfrequenten Bereich bedarf es außerdem moderner Prüfstände sowie geeigneter Mess- und Prüfstandsverfahren. Anhand der Messergebnisse können dann auch Daten abgeleitet werden, welche für die Validierung und Verifizierung des Modells benötigt werden. [5]

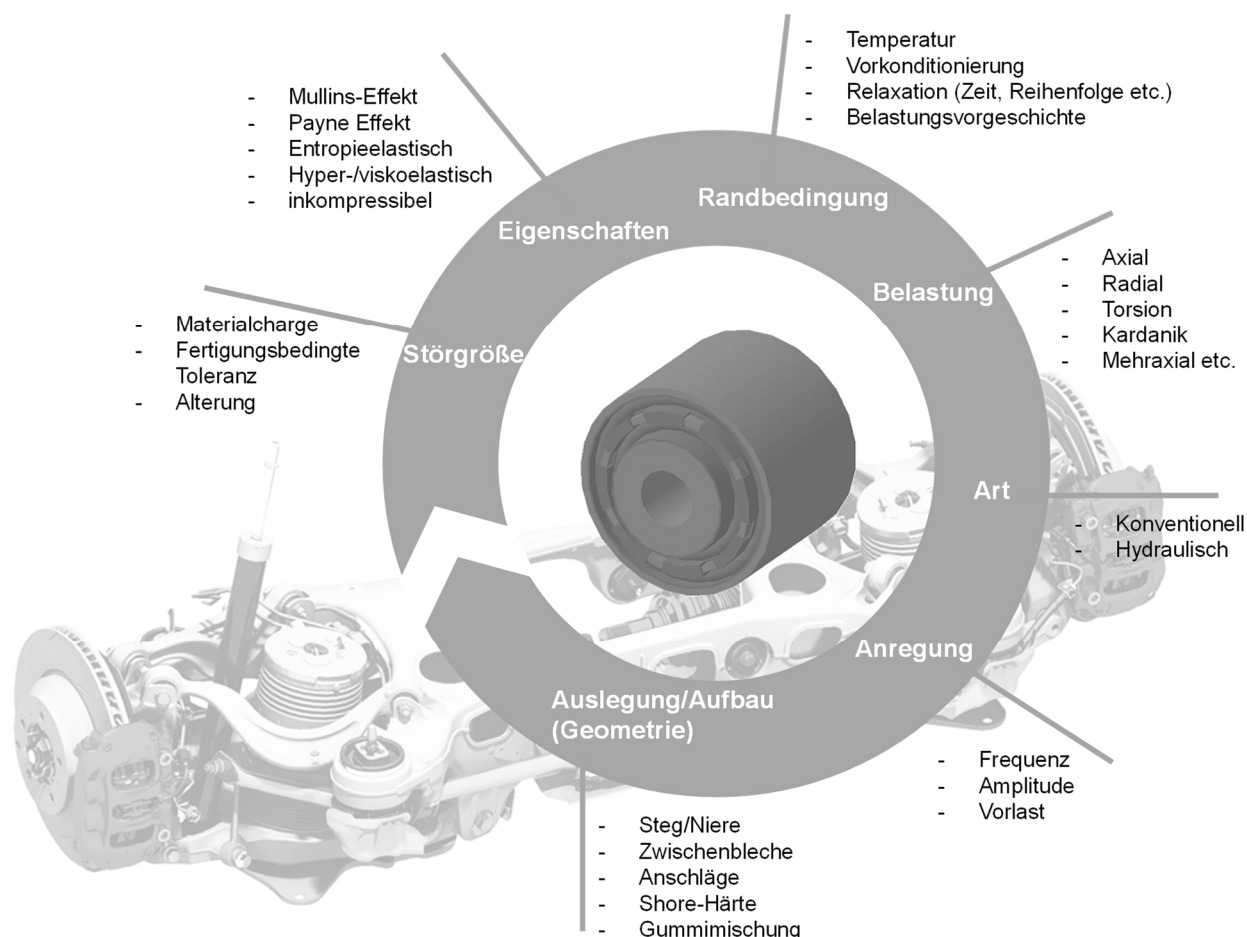


Abbildung 1-2: Übersicht der Eigenschaften und Einflussgrößen von Elastomerlagern

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Zusammenhänge, welche für das statische und dynamische Verhalten von Gummi-Metall-Bauteilen über der Zeit und unter verschiedensten Einflüssen (thermisch, chemisch und geometrisch) verantwortlich sind. Um eine optimale und robuste Auslegung des Fahrwerks betreffend der Auswahl von Bauarten konventioneller Fahrwerkslager und deren Mischungen ausfindig zu machen und die Toleranzgrenzen demnach einschränken zu können, werden Bauteile sowie deren Elastomerwerkstoff gleichermaßen hinsichtlich ihrer Eigenschaften analysiert. Des Weiteren ist es das Ziel die Auswirkungen und Wechselwirkungen der veränderlichen Elastomerlagereigenschaften über der Zeit sowohl auf das dynamische Achsverhalten im komfortrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz als auch auf objektive Kenngrößen des Gesamtfahrzeugs hinsichtlich der Fahrdynamik und des Fahrkomforts experimentell und simulativ zu untersuchen.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

2 Stand der Forschung

Elastomerbauteile im Fahrwerk werden neben der gezielten Optimierung des Eigenlenkverhaltens und der Erhöhung der Fahrstabilität im Rahmen der Elastokinematik zunehmend zur Steigerung des Fahrkomforts eingesetzt. Im Vergleich zur Erstausslegung ihrer Eigenschaften, wie Steifigkeit und Dämpfung, verhalten sich diese über der Laufzeit aber nicht unbedingt konstant, sondern unterliegen etlichen Einflüssen, die divergierende Auswirkungen haben können.

Dieses Kapitel vermittelt einen Überblick über bisherige Forschungsarbeiten, deren Schwerpunkt in der experimentellen und theoretischen Analyse von Gummi-Metall-Lagern und deren Wechselwirkungen mit komfortrelevanten und fahrdynamischen Fahrwerkeigenschaften liegen. Die Grundlagen für das Werkstoffverhalten des Elastomers hinsichtlich der Fahrwerkslager sowie deren wichtigsten Eigenschaften und Ersatzmodelle werden in Kapitel 4.1 und 5.3.1 vorgestellt.

Die Analyse der Eigenschaften von Elastomerlagern, wie beispielsweise der Alterung sowie der Einflüsse von Zeit, Temperatur und Beanspruchung, und deren Auswirkungen auf das Fahrverhalten lassen sich ausgehend vom Werkstoff über das Bauteil und die Subsystemebene Achse bis hin zum Gesamtfahrzeug unterteilen.

Bereits für den Mischungsaufbau stellt Keller [9] fest, dass sich der Füllstoff als wesentlicher Parameter und wichtigste Einflussgröße auf die nichtlineare dynamische Steifigkeit des Vulkanisats erweist. Der Grad der Nichtlinearität wird dabei durch den Füllgrad und die Füllstoffzusammensetzung beeinflusst. Bezogen auf das dynamische Verhalten erhält nach Coveney et al. [10] das gefüllte Elastomervulkanisat dadurch eine höhere Dämpfung als ungefüllte Werkstoffe, mit einer geringeren Frequenzabhängigkeit von Steifigkeit und Verlustwinkel. Die Untersuchung des Einflusses verschiedener konventioneller und modifizierter Füllstoffe bezüglich ihrer Wechselwirkungen mit der Kautschukmatrix und der elastomerverstärkenden Eigenschaften von Ziegler [11] ergibt, dass die Oberfläche des Füllstoffs den höchsten Beitrag zur Verstärkung besitzt. Zudem kann durch die Modifizierung der Oberfläche mit Silanen die Dispersion der Mischung verbessert werden, da mit der Erhöhung der Füllstoff-Polymer-Wechselwirkungen die Füllstoff-Füllstoff-Wechselwirkungen in gleichem Maße vermindert werden. Die daraus resultierenden kleineren Füllstoffaggregate hemmen die Rissbildung, was zu einer Erhöhung der Lebensdauer führt. Die Rolle aktiver Ruße und Silica in der Kautschukmatrix wird ferner in Fröhlich et. al. [12] durch das „Rubber-Process-Analyzer“ (RPA) Verfahren untersucht, welches ebenfalls die divergierenden Prozesse aus Füllstoff-Füllstoff und Füllstoff-Polymer Interaktionen bestätigt. Müller [13] stellt zudem fest, dass eine Verstärkung von gefüllten Vulkanisaten nur mit Partikeln erreicht wird, welche eine große Härtedifferenz zur Kautschukmatrix aufweisen. Eine Zerstörung des Füllstoffnetzwerks bei großen Deformationen und ein Abgleiten der Polymerketten von der Füllstoffoberfläche kann weiterhin durch kovalente Füllstoff-Matrix-Bindungen vermindert werden, da chemische Bindungen eine größere Bindungsstärke besitzen als physikalische. Nach Kucherskii [14] ist die Zerstörung des Füllstoffnetzwerks weiterhin für den Hystereseverlust verantwortlich, welcher mit zunehmender Verformung

ein Maximum in Verbindung mit der vollständigen Zerstörung der Füllstoffstruktur durchläuft. Der Einfluss von Schichtsilikaten als Füllstoff auf die mechanischen Eigenschaften in Abhängigkeit der Temperatur und der Deformation wird durch Uhl [15] und Schön [16] untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Festigkeit mit Zugabe der Schichtsilikate stark erhöht, die Reißdehnung im Vergleich zu Ruß aber nicht verringert. Nach den von Sathaye et. al. [17] ermittelten Daten sollen so je nach Anwendungsfall Empfehlungen bezüglich der richtigen Rußdosierung gegeben und eine Abschätzung des nötigen Volumenbruchs vorgenommen werden.

Den Einfluss von ferromagnetischen Partikeln unterschiedlicher Größe und Gestalt in der Kautschukmatrix wird in Boczkowska und Awietjan [18] analysiert. Daraus geht hervor, dass sowohl der Inhalt der Partikel als auch ihre Anordnung einen signifikanten Einfluss auf die magnetorheologischen und elastischen Gummieigenschaften ausüben. Daneben werden die dynamischen Dämpfungseigenschaften von magnetorheologischen Elastomeren in Li und Gong [19] ermittelt. Die Ursache einer höheren Dämpfung im Vergleich zu gewöhnlich mit Füllstoff versehenen Elastomeren liegt in der Reibung zwischen den Metallpartikeln und der Polymermatrix, die abhängig von der Beanspruchungsamplitude und des anliegenden Magnetfelds ist.

Mit dem Modell der „variablen Netzbogendichte“ beschreibt Böhm [20] die Ursache des Payne-Effekts durch die Wechselwirkung zwischen Füllstoff (Ruß oder Kieselsäure) und Polymermatrix und widerlegt damit die Erklärung der Amplitudenabhängigkeit durch Füller-Füller-Kontakte. Überdies wird durch Rendek et. al. [21], Luo et. al. [22] und Höfer et. al. [23] die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Speicher- und Verlustmoduls füllstoffverstärkter Elastomere über isotherme, spannungsgeregelte Experimente der dynamisch-mechanischen Analyse nachgewiesen. Die entsprechende Hysterese aus Spannung und Dehnung steigt dabei mit zunehmender Frequenz und Amplitude. Des Weiteren beobachtet Garnier et. al. [24] an gefüllten sowie ungefüllten Elastomerproben ein Einfluss des Füllstoffs, der Temperatur und der Anzahl an Belastungszyklen auf den Payne-Effekt. Den zweiten essentiellen Effekt zur Beschreibung des Elastomerverhaltens, den Mullins-Effekt, behandelt Diani et. al. [25] und Cantournet et. al. [26]. Das als eine Art der Spannungserweichung beobachtete Phänomen tritt nur bei gefüllten Vulkanisaten auf, wird durch ein Abgleiten zwischen Polymerketten und Füllstoffaggregaten verursacht und ist reversibel.

Die dynamische Charakterisierung des Verhaltens von viskoelastischem Material bezüglich der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften, welche durch die Temperatur, die Frequenz und Vorlasten beeinflusst werden, findet in Martini et al. [27] Anwendung. Darüber hinaus klärt Sjöberg [28] wie die Komponenteneigenschaften durch die Betriebsbedingungen beeinflusst werden und stellt exakt beschreibende Modelle bereit, welche die Frequenz-, Temperatur- und Vorlastabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit wiedergeben. In Grambow [29] werden die Einflüsse von Zeit, Temperatur und Füllstoff auf die im Werkstoff ablaufenden Prozesse (Relaxation) und Wechselwirkungen (Füllstoff/Füllstoff, Füllstoff/Polymer) anhand von Vorstellungen des molekularen Aufbaus der Elastomere dargestellt. Durch die Anwendung sogenannter Zeit-Temperatur-Verschiebungen und Amplituden-Temperatur-Verschiebungen wird dabei der Prüfaufwand erheblich reduziert. Auf experimentellen Versuchen zwischen 0,9°C und 35°C sowie einem Frequenzbereich

von 0 bis 400 Hz basierend wird in Moreira et. al. [30] ergänzend ein viskoelastisches Modell abgeleitet, welches den Effekt der Frequenz- und der Temperaturabhängigkeit des Elastomerwerkstoffs abbildet. Neben der reinen Werkstoffanalyse liegt in Koch et. al. [31] der Fokus auf der Bestimmung und der Untersuchung der Temperaturabhängigkeit von Elastomerlagern mit Hilfe eines hydraulischen Prüfstands mit Wärmekammer. Unter der Verwendung der vorgestellten Materialeigenschaften sowie strukturellen und geometrischen Aspekte der untersuchten Lager werden die Ergebnisse analysiert. Anhand solcher Untersuchungen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus führt Lion [32] die Temperaturabhängigkeit gefüllter Vulkanisate oberhalb des Glasübergangs auf die Effekte der Entropieelastizität und der Viskoelastizität zurück. Eine weitere Möglichkeit den E-Modul eines heterogenen Polymers als Funktion der Temperatur und der Frequenz zu ermitteln, stellt Kalliappan [33] mit der AFM- (Atomic Force Microscope) Methode vor, welche es ermöglicht, lokale mechanische Eigenschaften heterogener Proben zu untersuchen.

Eine Übersicht an Elastomerprüfungen, die die nichtlineare Analyse typischer Elastomeranwendungen ermöglichen und nötig sind, um quasistatische Modelle aufzubauen, liefert Chouchaoui [34].

Sedlan [35] untersucht die mechanischen Materialeigenschaften eines rußgefüllten Elastomerwerkstoffs unter ein- und zweiachsender Belastungen, wodurch festgestellt werden konnte, dass das nichtlineare-viskoelastische Materialverhalten von den Phänomenen der nichtlinearen Elastizität, der nichtlinearen Geschwindigkeitsabhängigkeit, dem thixotropen Verfestigungs- und Entfestigungsverhalten sowie der prozessabhängigen Relaxation gekennzeichnet ist. Neben dem Relaxationsprozess wird in Oman et. al. [36] zudem das Kriechen gefüllter Elastomere, welche beide aus demselben viskoelastischen Mechanismus resultieren, experimentell untersucht, um eine Vorhersage der Spannungsrelaxation sowie des Kriechens zu erhalten. Ferner stellt Fernandes et al. [37] abhängig von der Belastungshistorie Messungen zur Ermittlung des Relaxationsvermögens von Gummi vor, welches sich stark mit der anliegenden Beanspruchung ändert.

Die experimentelle Untersuchung von ein- und zweiachsig (axial, radial und torsional) zyklisch belasteter Elastomerbuchsen und deren Änderung hinsichtlich des Bauteilzustands und der dynamischen Eigenschaften beschreibt Molls [38]. Demnach weisen Elastomerlager, welche radial und torsional überlagert beansprucht werden, eine bedeutend geringere Lebensdauer auf als einachsig beanspruchte. Des Weiteren untersucht Molls den Einfluss verschiedener Belastungsreihenfolgen auf den Schädigungsverlauf mit dem Ergebnis, dass größere Belastungsamplituden zu Beginn einer Belastungsfolge zu längeren Gebrauchsdauern im Vergleich zu von Beginn an zunehmender Belastungsamplituden führen. Gleichmäßig über die Zyklen verteilte Sonderereignisse, wie überhöhte Beanspruchungen, ergeben kürzere Gebrauchsdauern als Versuche, in denen anfangs die hohen Belastungen direkt aufeinanderfolgend auf die Elastomerbuchsen aufgebracht wird. Stündlich eingelegte Pausen zwischen den Dauerversuchen verkürzen ebenfalls die Lebensdauer aufgrund der periodisch auftretenden Abkühlvorgänge und der temperaturabhängigen Eigenschaftsänderungen des Werkstoffs. Speziell die Haftverbindung zwischen Elastomer und metallischem Innenkern, für die das Lager aus Sicherheitsgründen bestimmte Anforderungen bezüglich der Ein- und Auspresskräfte erfüllen muss, behandelt Metz et.al. [39]. Danach steigt der

Reibkoeffizient zwischen Stahlinnenteil und Elastomer mit zunehmender Belastungsgeschwindigkeit an, wodurch eine höhere Auspresskraft verursacht wird.

Die Resultate einer empirischen Überlagerung von axialen und torsionalen Verformungen zylindrischer Elastomerlager in Kradowec et. al. [40] zeigen hinsichtlich der Kennungen ein nichtlineares Verhalten auf. Demnach sinkt anfänglich die Torsionssteifigkeit, steigt dann aber mit zunehmender axialer Verformung wieder an. Hinsichtlich der Ermüdung unter der multiaxialen Spannung aus axialer und torsionaler Beanspruchung beginnen nach Mars et. al. [41] die Anrisse auf bevorzugten Ebenen, welche quer zur Richtung maximaler Spannung stehen und bereits im Rohmaterial Mängel aufweisen.

Die ein- und zweidimensionale statische und dynamische Belastung findet ebenso bei Kramarczuk [42] Anwendung, um in Verbindung mit Aggregatlagern mit hydraulischer Dämpfung die Koppelleffekte zwischen Längs- und Vertikalrichtung zu analysieren und diese bei der numerischen Ermittlung der dynamischen Lasten im Fahrbetrieb auf Schlechtwegstrecken mit zu berücksichtigen.

Da die Gummibauteile in Realität auch keinen harmonischen Schwingungen unterliegen, stellen Harris [43] und Holt et. al. [44] die dynamische Charakterisierung anhand von diskreten sinusförmigen harmonischen Anregungen in Frage und untersuchen den Einfluss verschiedener Signalformen, wie einen überlagerten Sinus zweier Amplituden und Frequenzen oder zufälligen, realen Straßenprofile. Das dynamische Verhalten, welches sich bei einem überlagerten Sinus einstellt, gleicht aber nahezu dem Verhalten eines einfachen Sinustests mit größter äquivalenter Amplitude des überlagerten Signals. Noll et. al. [45] beschreiben außerdem multiaxiale Experimente, welche entwickelt worden sind, um einen direkten Vergleich zwischen systemresonanten und -nichtresonanten Identifikationsmethoden der dynamischen Steifigkeitsmatrizen des Elastomers zu erhalten. Die resonanten Experimente erfolgen an einem elastisch gelagerten Metallbalken, die dynamische Steifigkeit und die Verlustfaktoren des Elastomerzylinders werden an einem nichtresonanten kommerziellen Elastomerprüfstand gemessen.

Das Ermüdungsverhalten von Kautschukkomponenten wird umfassend von Mars und Fatemi [46] behandelt und in vier Kategorien unterteilt, deren jeweiliger Beitrag an der Schädigung erläutert wird. Diese beinhalten den Effekt der mechanischen Belastungshistorie, der Umwelteinflüsse wie Sauerstoff, Temperatur und Ozon, des Kautschukaufbaus (Kautschuktyp, Füllstoff, Vulkanisation) und des grundlegenden Materialverhaltens (Mullins-Effekt, Dehnungskristallisation, Viskoelastizität). Um das NVH Verhalten von Fahrzeugen nach langer Betriebsdauer aber konstant zu halten, werden in Cho et. al. [47] die Einflussfaktoren wie Hitze, Licht und Ozon untersucht und ein langzeit-alterungsbeständiges Elastomer unter der Zugabe von hitzestabilen Vernetzungssystemen entwickelt. Dagegen stellt Spitz [48] anhand von Schädigungsverläufen aus Prüfstandsversuchen eine modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile vor, da es bis heute keine allgemeine Festigkeitshypothese wie die Vergleichsspannung bei Metallen gibt. Als Ausfallkriterium sieht er einen Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20% besser geeignet als eine Änderung der Steifigkeit und weist auf den großen Einfluss der Herstellverfahren auf die Materialeigenschaften hin. Guth [49] beschreibt ebenso eine pragmatische

Vorgehensweise zur Lebensdauerabschätzung und Optimierung von Gummi-Metall-Bauteilen, mit der detaillierte Informationen über die Verteilung von Spannungen und Dehnungen gewonnen werden und sich mit Hilfe von Bauteil-Wöhlerkurven Aussagen über das Lebensdauerverhalten herleiten lassen. Daneben beschreibt Li et. al. [50] ein frequenzabhängiges „Advanced Bushing Model“ (ABM) in Matlab, welches mit einem einfachen und schnellen Fittingprozess eine akzeptable Vorhersage von Ermüdungsversagen der Elastomerlager liefert.

Um die gewünschte Elastomerlager-Performance unter der Einhaltung mehrerer Zielvorgaben, welche typischerweise das Package, Umweltkriterien, Belastungsrandbedingungen und die Mindestlebensdauer beinhalten, werden in Lewitzke und Lee [51] typische Designkriterien und Funktionsziele für verschiedene Elastomerlageranwendungen, wie Motor-, Fahrwerks- und Stützlager, diskutiert. Den Aufbau von vorgespannten Elastomerlagern und deren Vorteil einer sehr hohen Radialsteifigkeit bei gleichzeitig sehr geringen torsionalen Rückstellmomenten sowie eine höhere Lebensdauer im Vergleich zu konventionellen, geschlossenen Lagern zeigt Naploszek [52; 53] auf. Die hohe Spreizung zwischen radialer Härte und torsionaler Weichheit reduziert den Anteil der Nebenfederrate an der Aufbaufederung und sorgt damit für ein direktes Ansprechen des Aufbaudämpfers. Block [54] ermittelt weiterhin einzelne Einflussfaktoren auf das Rückstellmoment bewehrter Elastomerlager im Bau- und Brückenwesen. Hierzu werden Abmessungen der Lager, deren Schichtaufbau, die verwendete Kautschukmischung sowie die äußeren Belastungsgrößen Druckspannung, Verdrehwinkel und Temperatur experimentell untersucht. Durch den Einsatz von Silikon anstatt Naturkautschuk und etlichen Materialuntersuchungen zur Verbesserung des Kontakts zwischen Silikon und Metall sowie der Kompatibilität mit dem Fluid ist es Adams und Maas [55] zudem gelungen, die Hitzebeständigkeit eines Motorlagers auf bis zu 200°C zu erhöhen.

Über die Analyse der Wechselwirkungen in Elastomerlagern hinaus beschreibt Lohse [4] deren Einfluss auf die Elastokinematik einer Vorderachse. Zwei unterschiedliche Fahrwerkslager werden dazu an einem eigens entwickelten Exzenterprüfstand statisch mehrachsig und dynamisch einachsig vermessen, mit der Erkenntnis einer veränderlichen Federsteifigkeit bei mehrachsiger Belastung, welche nur schwer vorhersehbar ist und durch komplexe Geometrie beeinflusst wird. Den Einfluss auf die Elastokinematik einer Vorderachsaufhängung erfolgt an einem Viertelfahrzeugprüfstand, der über ein stehendes Rad eine vertikale und longitudinale Anregung bis zu 40 Hz ermöglicht. Daneben zeigt Caputo et. al. [56] eine mögliche simulative Herangehensweise, um den Einfluss der Lagersteifigkeiten auf die Achs-Elastokinematik zu evaluieren. Dazu wird eine Designmethodik, welche die geometrische und elastische Sensitivität beinhaltet, zur Unterstützung des Fahrwerkingenieurs bei der Auslegung der Lager entwickelt.

Haberzettl et al. [57] zeigt an einem neuen Achsprüfstand drei verschiedene Möglichkeiten zur Analyse des Komfortverhaltens einer Achse in Longitudinalrichtung auf. Abhängig von den Fahrwerkslagern der Achse wird damit eine Verschiebung der Längseigenfrequenz der Achse unter einer longitudinalen Vorlast identifiziert.

Ferner untersucht Troulis [5; 58] sowohl das dynamische Verhalten einzelner Fahrwerkskomponenten, wie Gummilager und Stoßdämpfer, als auch das gesamte System der Achse im komfortrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 100 Hz erstmalig an einem Innentrommelprüfstand, um das Übertragungsverhalten einer Radaufhängung und drehendem Rad bei einer Überfahrt von verschiedenen Hindernissen zu charakterisieren.

Ein weiterer hochdynamischer Achsprüfstand zur Untersuchung der Wechselwirkungen und zahlreichen Wirkketten von einzelnen Fahrwerkskomponenten und der Subsystemebene Achse stellt Bindauf et. al. [59] vor, mit dem Kräfte in Längs- und Vertikalrichtung am Radersatzsystem des Fahrwerks eingeleitet werden und die Schnittkräfte rad- und karosserie-seitig gemessen werden.

Der Fokus der Arbeit von Sell [60] liegt dagegen auf der Körperschallübertragung von Gummi-Metall-Bauteilen, welche im Einbauzustand unter den realen Randbedingungen untersucht werden, um ein mögliches Verfahren zur analytischen Berechnung der Vierpolparameter von Gummilagern zu entwickeln. Neben der Verbesserung von Einzelkomponenten geht Sell et. al. [61] außerdem auf das gesamte Schwingungssystem des Fahrwerks und deren experimentellen und simulativen Charakterisierung durch statische wie dynamische komplexe Steifigkeiten ein. Dies ermöglicht die Definition von Bauteilanforderungen und die Analyse des Optimierungspotentials. Durch eine Mehrkörpersimulation untersucht Wolf-Monheim et. al. [62] ebenso auf der Subsystemebene der Achse und der Gesamtfahrzeugebene die Sensitivität einzelner Fahrwerkslagersteifigkeiten und Richtungen auf den Fahrkomfort, sodass als Ergebnis die Lagerstellen identifiziert werden, auf welchen der Hauptfokus liegen sollte, um eine Verbesserung der komfortrelevanten Fahrzeugeigenschaften zu erzielen. Analog dazu resultieren aus der Sensitivitätsanalyse eines Gesamtfahrzeugmodells in Yang et. al. [63] Schlüssellagerstellen, die den Erstimpuls bei Überfahrten von Einzelhindernissen beeinflussen. Des Weiteren werden die Auswirkungen verschlissener Elastomerbuchsen auf die Bremsperformance simulativ in Sotja et. al. [64] bestimmt, wobei ein ein Meter längerer Bremsweg mit defekten Gummi-Metall-Lagern aus 100 km/h resultiert.

Eine erste schnelle simulative Grundauslegung von Fahrwerken sieht Röschi [65] in seiner Arbeit vor, aus der eine Empfehlung einer Startkonfiguration für die Fahrzeugabstimmung resultiert und kritische Lagerstellen aufgezeigt werden können. Dazu entwickelt Amelunxen [66] Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich, welche mit Bauteil- und Fahrmessungen validiert worden sind. Ferner legt Weng [67] ein „robust optimales“ Verfahren dar, welches durch eine Monte-Carlo-Simulation, die Methode Design of Experiment in einer Taguchi-Analyse, Intervallrechnungen sowie einer affinen Rechenmethodik optimierte Steifigkeiten und Lagen des 6DOF-Systems einer Antriebsstranglagerung berechnet. Basierend auf einer kombinierten Optimierungsmethode aus „simulated annealing“¹ und „programming quadratic line search“² schlägt Li et al. [68] einen Designprozess für Elastomerlager vor, der sowohl die Handlingeigenschaften eines Fahrzeugs als auch die Langlebigkeit der Fahrwerkskomponente bewertet und verbessert.

¹ Heuristisches Optimierungsverfahren zum Auffinden einer approximativen Lösung von Optimierungsproblemen

² Iterative Rechenmethode für nichtlineare Optimierungsprobleme

Die Untersuchung von Phänomenen für die Gesamtfahrzeugbeurteilung wie die Schlaghärte von Impulsen oder Nachprelleffekte in Folge von Impulsen beschreibt Knauer [69] durch Experimente auf einer 4-Stempel-Hydropuls-Anlage mit Flachbahneinheiten in Längsrichtung. Zudem werden Perzeptionsschwellen des Menschen ermittelt, welche die objektive Bewertung von spürbaren Unterschieden zwischen Fahrzeugen und Fahrzeugvarianten ermöglichen. Des Weiteren wird die Beurteilung von Kraftfahrzeugen bei einer Überfahrt von Einzelhindernissen im Zusammenhang von Fahrwerksmodifikationen an den Querlenkerlagern sowie der Aufbaudämpfer einer Vorderachse in Fülbier [70] untersucht. Unabhängig von der Fahrbahnanregung wird in Iliev [71] ein Systemansatz zur Prognose von Aufbaubeschleunigungen, welcher das Schwingungsübertragungsverhalten eines Fahrzeugs durch sechs Parameter charakterisiert, entwickelt. Speziell das Schwingungssystem, bestehend aus Schwingungsdämpfer und oberem Dämpferlager, analysiert Stretz [72; 73]. Dabei wird zwischen der Weiterleitung von fahrbahninduzierten Schwingungen durch das Dämpfermodul und der Entstehung von Schwingungen im Dämpfermodul unterschieden. Seemann [2] legt ebenfalls ein besonderes Augenmerk auf die Kraftkopplung zwischen Achse und Fahrzeugaufbau, sodass dieser ein Federbeinmodell aus Aufbaufederung, Aufbaudämpfung und Stützlager entwickelt, welches durch entsprechende Messungen an Komponenten validiert ist. Darüber hinaus untersucht Fongue [74] in Verbindung mit Luftfeder/-dämpfer-Kraftelementen Gummibälge und deren Verhalten unter dynamischer Anregung und zeigt phänomenologische Gummibalg-Modelle auf, die bei der Fahrkomfortsimulation berücksichtigt werden sollten.

Eine objektive Bewertungsmethode für das Phänomen des Bremsenrubbels am Beispiel einer 5-Lenker-Vorderachse stellt Schlecht [75; 76] vor. Mittels der Optimierung von Elastomerlagerkennlinien macht dieser ein deutliches Potential zur Reduzierung der Schwingungsempfindlichkeit aus. Der Problematik von akustischen Auffälligkeiten von Fahrwerkslagern entgegnet Eugenio et. al. [77] dagegen mit einer Substitution des bestehenden Hydrolagers an der Vorderachse eines Fahrzeugs der Kompaktklasse durch ein konventionelles Elastomerlager, welches ein ähnliches Ermüdungsverhalten aufweist, die Geräuschproblematik löst und eine signifikante Kostenreduzierung mit sich bringt. Ein Vergleich zwischen dem Verhalten von Hydro- und Elastomerlagern ziehen ebenfalls Barbetti und Barbosa [78]. Unter dem Aspekt der rein frequenzselektiven Dämpfung des Hydrolagers, dem damit verbundenen Anstieg der dynamischen Steifigkeit, welcher der Isolationswirkung schadet, und einem nachweislich geringen Einfluss auf den Fahrkomfort kann auf das kostengünstigere konventionelle Gummi-Metall-Lager zurückgegriffen werden.

Das Potential adaptiver Fahrwerkslager zur Entschärfung des Auslegungszielkonflikts zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik weist Gruber et. al. [79] aus. Anstelle konventioneller Gummi-Metall-Elemente bietet sich damit die Möglichkeit aktiv in die Elastokinematik einzugreifen. Weiterhin bewertet Piquet et. al. [80] am Beispiel einer Verbundlenkerachse konventionelle Elastomerlager, Zweikomponentenlager (2 Elastomere in einem Compound), konventionelle Hydrolager, schaltbare Hydrolager sowie magnetorheologische Hydrolager und hebt den Vorteil der Magnetorheologie vor, welche es erlaubt zwischen zwei Strategien (Sport/Komfort) in Steifigkeit und Dämpfung umzuschalten.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass in der Literatur keine durchgängige Analyse bekannt ist, welche unterschiedliche konventionelle Fahrwerkslager ausgehend von ihrem Werkstoffverhalten und der Bauteilgestaltung messtechnisch hinsichtlich ihrer Funktionseigenschaften über der Zeit und unter verschiedensten Einflüssen – nicht aber unter dem Aspekt der Betriebsfestigkeit – zum einen systematisch untersucht sowie Optimierungspotenziale aufzeigt, und zum anderen deren Auswirkungen über das Subsystem der Achse bis hin zum Gesamtfahrzeug identifiziert.

3 Ziele und Aufbau der Arbeit

Elastomerbauteile im Fahrwerksbereich unterliegen hohen Anforderungen hinsichtlich ihrer Abstimmparameter, wie beispielsweise der Radialsteifigkeit, um ein Best-in-class Fahrverhalten zu erlangen. Die starke Temperaturabhängigkeit und die mechanische Belastung der Fahrwerkslager führen aber zu über der Zeit veränderlichen Eigenschaften, welche auch eine Änderung des Fahrverhaltens betreffen können. Daher setzt die komplexe Bauteilauslegung die genaue Kenntnis der einzelnen Einflussfaktoren, wie Geometrie und Werkstoff, und ihre gegenseitigen Wechselwirkungen auf die Änderungen der Charakteristika über der Lebensdauer voraus.

Das Ziel dieser Forschungsarbeit ist es, den Zusammenhang zwischen dem Bauteilverhalten über der Lagerungszeit und dem Werkstoff sowie der Auslegung bzw. dem Design des Gummi-Metall-Lagers zu erfassen und die Einflüsse der Temperatur, der äußeren Lasten (sowohl Spitzen- als auch kontinuierliche Betriebslasten), der Bauteilgeometrie und der Kautschukmischung experimentell zu identifizieren. Dabei kommt nicht der Nachbildung von feldäquivalenten Schädigungen der Bauteile besondere Bedeutung zu, sondern der Erklärung von immer wieder auftretenden Steifigkeitsabfällen ohne jegliche äußerlich sichtbaren Schäden, wie Risse im Werkstoff oder Quellen des Elastomers. Nach Auswertung der Langzeituntersuchung vorliegender Erkenntnisse wird als Ergebnis der Arbeit eine optimale und robuste Auslegung eines Fahrwerkslagers hinsichtlich der Auswahl von Bauart und Mischung vorliegen, welches die Toleranzen gegenüber der veränderlichen Eigenschaften über der Zeit einschränken kann.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist die Analyse der Auswirkungen solcher über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften auf das dynamische Achs- sowie das Gesamtfahrzeugverhalten, welche die objektive Beurteilung der Ride- und Handling-Eigenschaften beinhaltet.

Abbildung 3-1 stellt den Aufbau und die Gliederung der folgenden Kapitel dar. Nach Einleitung (Kapitel 1), Stand der Forschung (Kapitel 2) und Ziele und Aufbau der Arbeit (Kapitel 3) stellt das Kapitel 4 die Langzeit- und Einflussanalyse von Fahrwerkslagern vor. Das Kapitel befasst sich mit den über der Zeit veränderlichen Bauteileigenschaften zweier Typen von Fahrwerkslager, nämlich Bund- und Schlitzbuchsenlager, und der anschließenden Einflussanalyse geometrischer Größen sowie unterschiedlichen Vernetzungsarten des Werkstoffs. In diesem Zusammenhang werden auch die Werkstoffuntersuchungen und die Einflussnahme des Elastomerwerkstoffs selbst am Bauteilverhalten über der Zeit dargelegt. Abschließend wird aus diesen Erkenntnissen ein Lagerdesign abgeleitet, welches sich durch robuste Funktionseigenschaften über der Zeit auszeichnet.

Ausgehend von den Feststellungen der sich über der Zeit veränderten Eigenschaften von Fahrwerkslagern erfolgt nach dem „Bottom-Up“ Prinzip in Kapitel 5 die Erfassung und Analyse des Übertragungsverhaltens einer 4-Lenker Hinterachse bei quasistatischen und dynamischen Anregungen in die drei translatorischen Raumrichtungen am Fahrwerk-Identifikations-Prüfstand der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. Die hiermit ermittelten Daten sol-

len der Einflussanalyse veränderter Lagereigenschaften auf die Subsystemebene der Achse dienen.

In Kapitel 6 wird schließlich auf Gesamtfahrzeugebene der Vergleich zwischen neuwertigen und über der Zeit veränderten Kennungen der Fahrwerkslager dargestellt. Hierzu werden sowohl objektive Kenngrößen der Fahrdynamik als auch des Fahrkomforts herangezogen und gegenübergestellt.

Im abschließenden Kapitel 7 werden die zentralen Erkenntnisse der Untersuchungen zusammengefasst und ein Ausblick über Möglichkeiten zur Analyse weiterer Einflussfaktoren auf das Elastomerlagerverhalten über der Zeit gegeben, welche zur Erreichung von gleichbleibenden und verschleißresistenten Eigenschaften erforderlich sind.

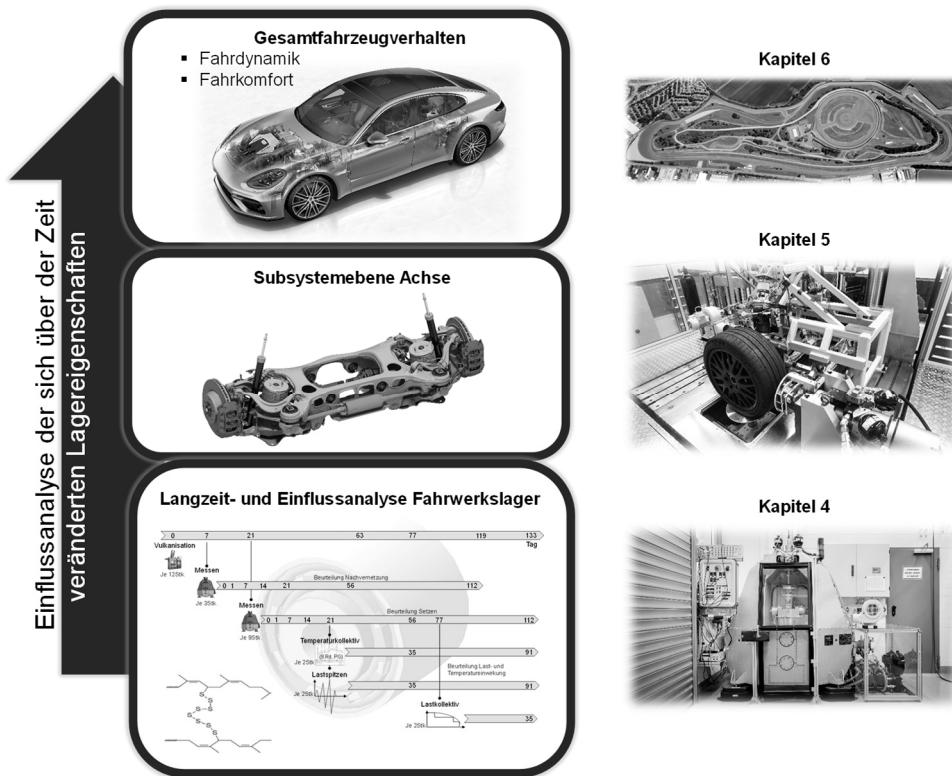


Abbildung 3-1: Aufbau und Gliederung der Dissertation

4 Langzeitverhalten von Elastomerlagern unter verschiedenen Einflüssen nach Vulkanisation

Elastomere gehören mit wenigen Ausnahmen den organischen Werkstoffen an, die ganz oder teilweise auf der „Chemie“ des Kohlenstoffs aufbauen und aus vielen gleichen oder verschiedenartigen, räumlich gleich oder unterschiedlich angeordneten Einzel-Bausteinen, dem Polymer, zusammengesetzt sind. Im Vergleich zu Feststoffen, wie Metalle es sind, zeichnen sie sich durch wesentlich höhere ertragbare Dehnungen, aber um Größenordnungen tiefer liegende E-Module aus. Ihre mechanischen Eigenschaften sind mit der Temperatur und über die Alterung veränderlich und lassen sich innerhalb verhältnismäßig weiter Grenzen mittels Art und Menge des Polymers und der ihm beigemischten Zusatzstoffe einstellen. [81; 82; 83] Demzufolge ist es unerlässlich, sich als Anwender des Werkstoffs in Form von Gummi-Metall-Lagern im Bereich Fahrwerk ein spezifisches Funktionsverständnis und Materialkenntnisse anzueignen und sich über die Zusammenhänge bewusst zu sein.

Mit 70% der Gesamttonnage des Naturkautschuks ist die Kraftfahrzeugindustrie das wichtigste Anwendungsgebiet. Fast jedes Gummi-Metall-Element wie Motorlager, Gummifedern oder Fahrwerksteile ist daraus gefertigt. [7] Dabei stellen Elastomerlager gerade im Fahrwerk ein enormes Potenzial in der Entwicklung und Abstimmung des Fahrverhaltens dar, da durch sie quasi versteckt, wartungsfrei und völlig unauffällig die Fahrsicherheit und ein gewisser Fahrkomfort gewährleistet wird. Bei richtiger Auslegung kann sowohl die Fahrdynamik als auch der Fahrkomfort positiv beeinflusst werden. [6] So unterliegen die in dieser Arbeit untersuchten Gummi-Metall-Lager und ihre Abstimmparameter, wie die Radialsteifigkeit, den hohen Anforderungen eines Sportwagens für ein Best-in-class Fahrverhalten. Dies zeichnet sich durch Linearität, Agilität und Stabilität aus. Zudem kommt der Premium-Anspruch, die Fahreigenschaften sowohl im Neuzustand als auch nach einem Dauerlauf sicherzustellen, was gleichbleibende Bauteileigenschaften der Elastomerlager über das gesamte Fahrzeugleben voraussetzt.

Aufbauend auf den theoretischen Grundlagen des Elastomerwerkstoffes behandelt dieses Kapitel Verfahren zur Erfassung und Analyse des Langzeitverhaltens einzelner Fahrwerkslager, sowie deren Elastormischungen. Hierzu wurden je zwei unterschiedliche Bundbuchsen- und Schlitzbuchsenlager, eine der am häufigsten verbauten Arten von Fahrwerkslagern, als Bauteil untersucht und deren Einfluss von Werkstoff und Geometrie auf Veränderungen der Eigenschaften über der Zeit analysiert.

4.1 Aufbau und Eigenschaften von Gummi-Metall-Lagern im Fahrwerk

Die Fahrwerkslager bestehen in der Regel aus Natur- oder Synthetikgummi, welcher mithilfe von Bindemittel (Cover und Primer) und dem Vulkanisationsprozess mit einem Innenkern und einer Außenschale aus Metall (Aluminium oder Stahl) oder Kunststoff fest verbunden ist (siehe Abbildung 4-1). [84] Im Fahrwerk erfüllen sie nach Heißing [6] die

folgenden vier wesentlichen Funktionen, welche oftmals bei der Auslegung im Zielkonflikt stehen:

- Übertragung von Kräften
- Isolieren von Geräuschen
- Ermöglichen von definierten Bewegungen (Translation und Rotation)
- Dämpfen von Schwingungen

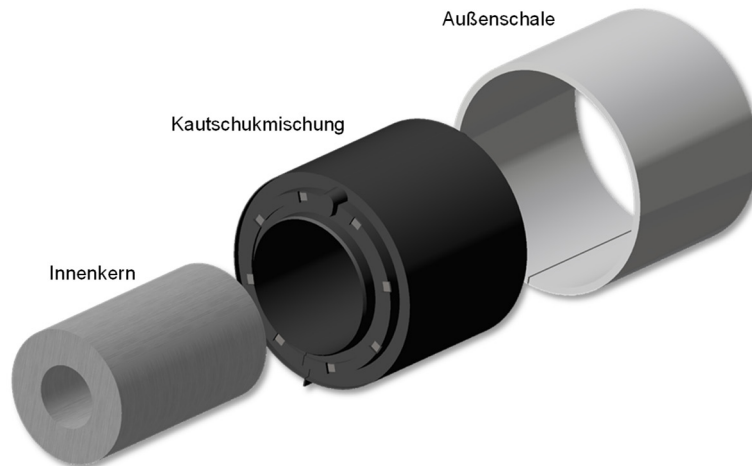


Abbildung 4-1: Aufbau eines Gummi-Metall-Lagers

Um auf die jeweilige Anforderung reagieren zu können, gibt es verschiedene Bauformen von Elastomerlagern im Fahrwerk. Diese reichen von einfachen Buchsenlagern über deren unterschiedlichen Ausführungen und Abwandlungen bis hin zu hydraulischen Lagern. Durch diese wird eine deutlich höhere frequenz- und amplitudenselektive Dämpfung erreicht, welche gezielt auf Resonanzschwingungen der Achse ausgelegt werden kann. [85] Auf eine detaillierte Beschreibung der Funktionsweise von Hydrolagern soll hierbei aber verzichtet und auf TrelleborgVibracoustic [7] verwiesen werden, da in der vorliegenden Forschungsarbeit das Langzeitverhalten von zwei Arten der Buchsenlager, auf welche nachfolgend näher eingegangen wird, im Vordergrund steht.

Konventionelle Buchsenlager, deren Bauarten aus Abbildung 4-2 hervorgehen, werden in einer großen Anzahl zumeist in Mehrlenkerhinterachsen moderner Fahrzeuge eingesetzt. Sie unterliegen den Forderungen nach hohen Radialfederraten zur präzisen Radführung bei gleichzeitig geringen Torsionsraten zur Reduzierung der Nebenfederraten des Gesamtfahrzeuges. [6] Als Nebenfederrate wird die Rückstellkraft einer Radaufhängung ohne Aufbaufeder und -dämpfer bei Auslenkung des Rades bezeichnet, die ein möglichst frühes Ansprechen von Aufbaufeder und -dämpfer verhindert. [65] Demnach wird sie durch die Drehschubanteile (Torsionsrate) des belasteten Lagers mitbestimmt und berechnet sich nach Göbel [1] wie folgt:

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{4\pi \cdot b \cdot G}{\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}} \quad (4-1)$$

M_t ...Torsionsmoment in Nm

φ ...Verdrehwinkel in rad

b ...Breite des Lagers in m

G ...Schubmodul in N/m²

r_1 bzw. r_2 ... Radien von Innen- und Außenring in m

Zur Erreichung der Vorgabe einer hohen Radialsteifigkeit werden heutzutage Zwischenbleche eingesetzt, wodurch sich die Radialrate bei gleicher Mischungshärte und annähernd unveränderter Axial- und Torsionsrate mehr als verdoppelt. [6] Ursächlich dafür ist, dass durch eine Radialkraft das Elastomer aufgrund seiner Inkompressibilität eine Querdehnung erfährt, die zu Schubspannungen im Werkstoff führt. Diese werden in der vulkanisierten Verbindung aus Elastomer und Außenschale, Zwischenblech bzw. Innenkern maximal, da in den Haftungszonen die Querdehnung vollständig verhindert wird. Demnach wird das Gummi-Metall-Lager umso steifer, desto größer das Verhältnis von gebundener Oberfläche A_0 zur freien Oberfläche A_f ist. [82] Nach Göbel [1] ist dieses Verhältnis als Formkennwert k_f definiert.

$$k_f = \frac{A_0}{A_f} \quad (4-2)$$

Weiter wird durch empirische Untersuchungen von Göbel [1] ein Formfaktor K beschrieben, welcher in quadratischer Abhängigkeit des Formkennwerts k_f den Zusammenhang zwischen Elastizitäts- bzw. Schubmodul G und dem „rechnerischen Elastizitätsmodul“ E_r für gebundene Oberflächen beschreibt:

$$E_r = K(k_f) \cdot G = K(k_f) \cdot \frac{1}{3}E \quad \text{mit} \quad G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (4-3)$$

$$\mu = 0,5 \text{ für inkompressible Medien}$$

Wird nun bei gewöhnlichen Buchsenlagern die gebundene Oberfläche durch das Einbringen eines Zwischenbleches nahezu verdoppelt, vervierfacht sich in etwa der rechnerische Elastizitätsmodul bzw. die radiale Steifigkeit. Durch das Höhen- zu Längenverhältnis des Elastomerkörpers und einer Kalibrierung des Außenrohres ermöglicht so das Buchsenlager mit Zwischenblech eine genaue Abstimmung des Federratenverhältnisses $c_{\text{radial}}/c_{\text{axial}}$ im Bereich von 1:4 bis 1:10. [6]

Das Bundbuchsenlager ist vom grundsätzlichen Aufbau identisch, mit dem Unterschied eines Axialanschlags, der es erlaubt in Axialrichtung eine Progression mit definiertem Freiweg einzustellen.

Während das Buchsen- bzw. Bundbuchsenlager im Herstellungsprozess kalibriert bzw. die Innenhülsen aufgeweitet werden müssen, erhält das Schlitzbuchsenlager die Lagervorspannung durch das Einpressen in das Lenkerauge. [6] Die Kalibrierung ist bei geschlossenen Lagerbuchsen von Nöten, da nach der Vulkanisation das Elastomer sich deutlich stärker zusammenzieht als die Metallbuchse und als Folge Zugspannungen im Elastomer

entstehen, die der Bauteillebensdauer schaden. Deshalb wird nach dem Abkühlen der Durchmesser der Außenschale durch eine gezielte Umformung (Kalibrierung) verringert, um spannungsfreie Bauteile vorliegen zu haben. Die Realisierung einer darüber hinausgehenden Lebensdauer fördernden Druckvorspannung ist jedoch nicht möglich. [52]

Die Verwendung von Schlitzbuchsen ermöglicht hingegen spannungsfreie Bauteile ohne Kalibrierung, da das geschlitzte Außen- als auch Zwischenblech der Schrumpfung des Elastomers folgen kann. Mit der Montage schließt sich der Schlitz und bewirkt eine definierte Druckvorspannung im Lager. Die Hauptbelastung sollte dabei 90° zum Schlitz erfolgen. [6; 52] Bezüglich der Reduzierung der Nebenfederraten bieten Schlitzbuchsenlager ebenso ein großes Potenzial, da sie eine größere Spreizung zwischen hoher Radialsteifigkeit und niedrigerer Torsionsrate als einfache Buchsenlager aufweisen. [52]

Neben der Geometrie des Gummilagers wird die eigentliche Funktion des Bauteils, wie Steifigkeit und Dämpfung, vor allem noch durch den verwendeten Elastomerwerkstoff selbst bzw. das Elastomer-Füllstoffsystem bestimmt, auf dessen Eigenschaften in Kapitel 4.1.1 und folgende näher eingegangen wird.



Abbildung 4-2: Bauarten von Buchsenlagern

4.1.1 Bestandteile von Kautschukmischungen und deren Vernetzung

Der wichtigste Bestandteil und Ausgangform für die Herstellung eines Elastomers ist der Kautschuk. Je nach Rohstoffbasis kann zwischen Natur- und Synthetikautschuk unterschieden werden, wobei im Folgenden auf Ersten näher eingegangen wird, da der Naturkautschuk der am längsten und meisten verarbeitete Typ im Bereich der Fahrwerksbauteile ist. [81] Dieser wird aus Latex gewonnen, dem Milchsaft der Rinde des tropischen Baumes „*Hevea Brasiliensis*“, und besteht chemisch gesehen aus organischen Polymermolekülen eines einzigen Bausteins, dem ungesättigten Kohlenwasserstoff Isopren. [7] Die Kautschuksubstanz selbst entspricht, wie in Abbildung 4-3 dargestellt, *cis*-1,4-Polyisopren, welche sich durch eine hohe Reinheit und einer sehr breiten Molekularmassenverteilung auszeichnet. [81]

Damit gehört nach ISO 1629, die die Grundpolymere nach deren chemischer Struktur klassifiziert, Naturkautschuk der Typenklasse R an. Der Buchstabe R steht für den englischen Begriff „Rubber“ und beschreibt die polymere Hauptkette, basierend auf einem konjugierten Dien-Monomer mit den Bausteinen Isopren (2-Methylbutadien) und Butadien. [7] Für Naturkautschuk selbst wird das Kürzel NR (englisch: „Natural Rubber“) verwendet. Ein weiterer

Vertreter der R-Klasse, auf den neben NR in dieser Arbeit etwas näher eingegangen wird, ist Polybutadien-Kautschuk (BR), da dieser auch Anwendung in einem der analysierten Fahrwerkslager findet. Daneben bestehen noch die Kautschukklassen M, O, U und Q, für deren vollständige Beschreibung aber auf die einschlägige Literatur verwiesen sei. [7; 81; 82]

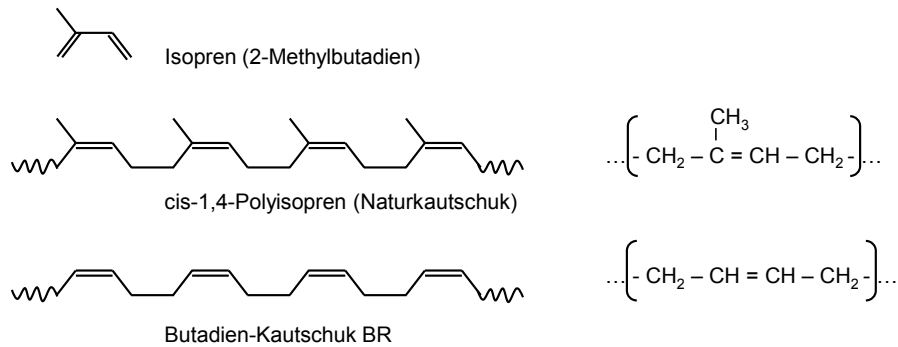


Abbildung 4-3: Chemische Strukturen von Isopren und Kautschuken nach [7; 81]

Naturkautschuk-Vulkanisate zeichnen sich bereits ohne Füllstoffe, die später erläutert werden, durch einige hervorragende Eigenschaften aus. Eine davon ist die hohe statische und dynamische Festigkeit, die in der regelmäßig angeordneten Molekularstruktur begründet ist. Während die Molekülketten im ungedehnten Zustand recht wahllos als Knäuel vorliegen, orientieren sich die Ketten unter Belastung parallel zueinander. Dadurch können sich Segmente des Polymers aneinander anlagern und bilden eine verfestigte Kristallstruktur, die für die hohe Festigkeit des NR verantwortlich ist. Dieser selbstverstärkende Mechanismus wird als Dehnungskristallisation bezeichnet und sorgt ebenfalls für eine gute Weiterreißfestigkeit sowie ein geringes Risswachstum. [7] Daneben besitzt NR eine niedrige Materialdämpfung (Hysterese), sehr gutes Kriechverhalten bei Temperaturen $< 60^{\circ}\text{C}$ und eine gute Verarbeitbarkeit und Binfähigkeit, mit der eine außergewöhnlich variable Rezeptgestaltung verbunden ist. [82] Hinsichtlich der Alterungs- und Wärmebeständigkeit weisen reine NR-Vulkanisate allerdings Schwächen auf, da das ungesättigte Polymer reaktive Doppelbindungen in der Hauptkette besitzt. [7] So ist die Anwendung von Vulkanisaten aus Naturkautschuk in der Nähe des Motorraums oder der Abgasanlage kritisch, da durch das Einwirken von Hitze, Sauerstoff und Ozon der Werkstoff irreversibel geschädigt wird. Die Hitzebeständigkeit kann zwar durch geschicktes Compoundieren, Optimierung des Vernetzungssystems und Einsatz von wirksamen Alterungsschutzmitteln verbessert werden, die maximale Dauereinsatztemperatur sollte aber $70\text{--}90^{\circ}\text{C}$ nicht überschreiten. Kurzzeitige Temperaturspitzen bis 150°C stellen jedoch kein Problem dar. [7]

Indes besitzt reiner Polybutadien-Kautschuk eine niedrige Zugfestigkeit, weshalb BR häufig als Verschnitt mit NR eingesetzt wird. Dadurch verbessern sich beispielsweise die Kälteflexibilität, die Biegegewecheftigkeit und das Abriebverhalten von reinem Naturkautschuk. [7] Ein Nachteil ist allerdings die schwere Verarbeitung aller BR-Sorten, da diese im Rohzustand wenig plastisch vorliegen. [81]

NR-Vulkanisate sind zumeist Vielstoffsysteme, deren chemische und physikalische Eigenschaften sich stark durch Art und Menge von Mischungsbestandteilen beeinflussen las-

sen. [81] Die wichtigsten Zuschläge des zugrundeliegenden Kautschuks sind daher in einer ersten allgemeinen Übersicht in Tabelle 4-1 dargestellt und sollen im Folgenden beschrieben werden.

Tabelle 4-1: Aufbau einer Kautschukmischung und deren Einfluss auf Mischungseigenschaften und Werkstoffkennwerte nach [81]

Bestandteil	Menge [phr ¹]	Einfluss auf
Polymer (Kautschuk)	100	Chemisches und physikalisches Grundverhalten des Werkstoffs, Verarbeitung
Vulkanisationssystem (Vernetzer, Aktivatoren, Beschleuniger, Verzögerer,)	< 1 - 12	Verarbeitung, Hitze- und Medienbeständigkeit, „Gummiarakter“
Alterungsschutzmittel	1 - 6	Beständigkeit gegen Ermüdung und Umgebungseinflüsse (Hitze, Licht, Ozon)
Füllstoffe (Ruße, Pigmente, ...)	20 - 200	Festigkeit, Härte, Abriebfestigkeit, Verformungswiderstand, bleibende Verformung, Hitzealterung
Weichmacher (Mineralöle, Harze, Synthetische Produkte)	5 - 100	Verarbeitung, Festigkeit, Härte, Kälteflexibilität, Quellung, Hitzebeständigkeit
Verarbeitungshilfen	1 - 20	Homogenität des Werkstoffs, Verarbeitung, Porenbildung bei zelligem Material

Durch Einmischen von Füllstoffen wie Ruß, Kieselsäure, Kreide usw. können die mechanischen Werkstoffeigenschaften wie Steifigkeit (Modul), Härte, Festigkeit, Materialeigendämpfung und Abriebfestigkeit gezielt beeinflusst und eingestellt werden. Dabei wird zwischen inaktiven und aktiven Füllstoffen unterschieden. Im Vergleich zu aktiven Füllstoffen (10 nm – 100 nm) haben inaktive Füllstoffe mit 500 nm bis 1000 nm einen wesentlich größeren Partikeldurchmesser und dienen lediglich zur Verdünnung der Matrix, um als günstiges Streckmittel die Rohstoffkosten zu senken. [15; 82] Aktive Füllstoffe üben dagegen einen großen Einfluss auf die Verstärkung des Werkstoffs aus. (siehe Abbildung 4-4) Darunter fällt traditionell der Ruß, welcher auch verantwortlich für die schwarze Farbe der meisten technischen Gummierzeugnisse ist. [7; 82] In Gummi-Metall-Lagern der Fahrzeugindustrie finden ausschließlich gefüllte Elastomere Verwendung, da Ungefüllte die hohen Anforderungen bezüglich Einstellbarkeit und Haltbarkeit nicht zufriedenstellend erfüllen können. [6]

Wie schon erwähnt, sorgt die leichte Reaktion der Doppelbindung in der Hauptkette der R-Kautschuke mit Luftsauerstoff und Ozon zur Spaltung von Polymerketten. Dies bedeutet die Verschlechterung der mechanischen Eigenschaften, wie der Zugfestigkeit und der Bruchdehnung. Daher werden dem Kautschuk Alterungsschutzmittel beigemischt, welche die reaktive Doppelbindung schützen, um auch langfristig die Spaltung der Ketten zu verhindern. [7]

¹ Basiert auf 100 Masseteilen Kautschuk; per hundred rubber

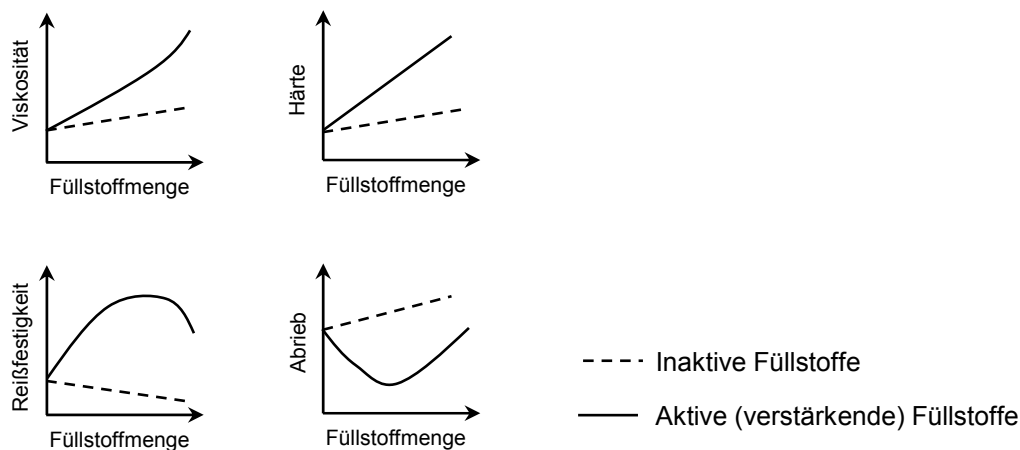


Abbildung 4-4: Schematische Darstellung der Wirkung von Füllstoffen auf Kautschukeigenschaften nach [82]

Mit Hilfe von Weichmachern, Verarbeitungshilfen und Additiven kann die Verarbeitungviskosität der Mischung reduziert und die gleichmäßige Verteilung der Zuschlagstoffe verbessert werden. Die Weichmacher sorgen zudem für eine niedrigere Glasübergangs- oder Versprödungstemperatur. [7]

Neben den bisher aufgeführten Zuschlagstoffen hat nicht zuletzt auch noch das Vulkanisationssystem Einfluss auf die Verarbeitungseigenschaften, den chemischen Aufbau des Netzwerks und die physikalischen Eigenschaften des späteren NR-Vulkanisats. [82] Es ist die Voraussetzung für die Erlangung der in Kapitel 4.1.2. beschriebenen entropieelastischen Eigenschaften. Denn der Kautschuk in seinem Rohzustand stellt ein amorphes Polymer dar, welches thermoplastisch verformbar ist. Erst durch die Reaktion mit Vernetzungskemikalien bei üblicherweise erhöhter Temperatur werden die linearen Polymerketten irreversibel über kovalente Hauptvalenzbindungen miteinander verbunden und damit formstabil. [7; 81; 82] Demzufolge sind diese Vernetzungskemikalien die zweitwichtigste Komponente einer Mischung. Seit der Erfindung der Vulkanisation durch Goodyear (1839) ist dabei heute noch der Schwefel das bedeutsamste Vulkanisationsmittel. [7; 82]. Da aber die Reaktion mit Elementarschwefel nur sehr langsam erfolgt, beinhalten heutige Vernetzungssysteme zusätzlich organische Beschleuniger wie Zinkoxid oder Stearinsäure, um die Vernetzungsreaktion rascher durchzuführen. [7; 82]

Bei der Reaktion mit Schwefel bleibt die C=C Doppelbindung überwiegend erhalten. Die Vernetzung erfolgt nach Abbildung 4-5 bevorzugt über die unmittelbar benachbarten Methylengruppen (A) und (B). Je nach Vernetzungssystem bilden sich dort die Schwefelbrücken als Monosulfide, Disulfide oder Polysulfide aus. [81; 82]

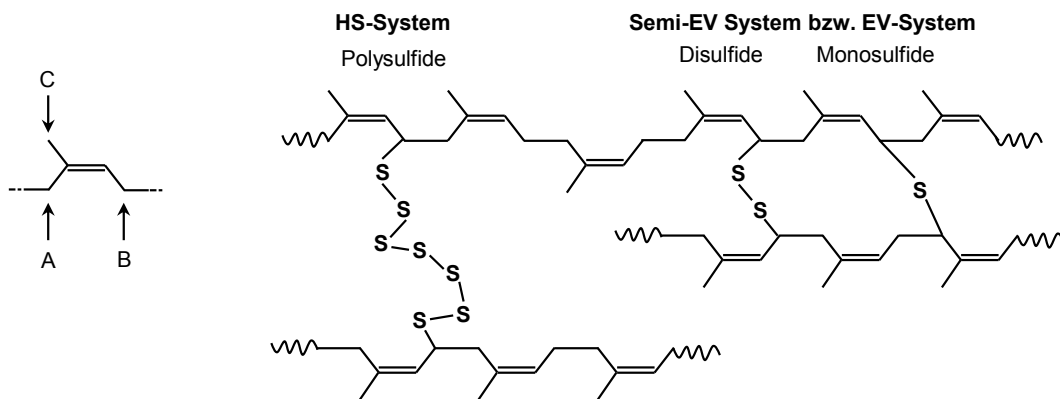


Abbildung 4-5: Reaktionspunkte der Schwefelvernetzung nach [82; 86]

Durch konventionelle Schwefel-Beschleuniger-Systeme, auch Hochschwefelsysteme (HS) genannt, entstehen mit dem Naturkautschuk überwiegend polysulfidische Netzstellen. Es ergeben sich Vulkanisate mit hoher Dehnung, gutem Weiterreißwiderstand, guten Kälteeigenschaften sowie hoher Ermüdungsrissbeständigkeit. [82] Ungünstig ist jedoch das Verhalten bei einer mechanischen Belastung bei höheren Temperaturen bzw. die schlechte Alterungsbeständigkeit, da die aus mehreren Schwefelatomen bestehenden Vernetzungsstellen relativ thermolabil sind. [7; 82] Im Gegensatz zu konventionellen Systemen werden durch Niedrigschwefelsysteme (Efficient-Vulkanisationssysteme EV) hauptsächlich thermisch stabilere monosulfidische Brücken (Vernetzungsstellen) gebildet, welche einen niedrigeren Verformungsrest und ein besseres Alterungsverhalten besitzen, sowie weniger zur Reversion² neigen. Allerdings haben sie schlechtere dynamische Eigenschaften und sind wesentlich teurer als konventionelle Systeme. [82] Einen guten Kompromiss zwischen den gegenläufigen Eigenschaften der beiden Systeme stellen Semi-Efficient-Vulkanisationssysteme (Semi-EV) dar, deren Schwefelmenge zwischen 1-2 phr und Beschleunigermenge zwischen 2,5 und 1 phr liegt. [82]

Ändert sich das Verhältnis der Dosierung zwischen Beschleuniger und Schwefel hat dies Auswirkungen auf die Vernetzungsdichte, welche direkt Einfluss auf die dynamisch-mechanischen Eigenschaften des Polymers nimmt. Wie aus Abbildung 4-6 hervorgeht, entsteht ab einer bestimmten Vernetzungsdichte, dem Gelpunkt, oder auch Perkolationsschwelle genannt, ein makroskopisches, dreidimensionales Netzwerk. Die fest im Netzwerk gebundenen Ketten werden Gelanteil, die noch frei beweglichen Solanteil genannt. [87] Mit steigender Vernetzungsdichte sinkt der Solanteil und die Kettenlänge oder die Kettenverzweigung werden größer. Damit steigt der Gelanteil und die Viskosität des Werkstoffs nimmt zu, da auf Grund der höheren Vernetzungsdichte die Kettenbeweglichkeit verringert wird. Zudem erhöht die eingeschränkte Kettenbeweglichkeit die Steigkeit. Für die Energie-dissipation im Werkstoff ist die Kettenbewegung des Solanteils verantwortlich. Oberhalb der Perkolationsschwelle sinken die Verluste mit steigender Vernetzungsdichte. [83] Somit steht das im darauffolgenden Kapitel 4.1.2 vorgestellte komplexe Modul zur Beschreibung der mechanischen Eigenschaften im direkten Zusammenhang mit den Anteilen aus Gel und Sol. Der Imaginärteil G'' des Schubmoduls korreliert dabei mit der von frei beweglichen

² Reversion beschreibt Umlagerungs- und Abbauprozesse bei zu langer thermischer Belastung während bzw. nach der Vulkanisation, die einen Abfall des Moduls zur Folge haben. [7]

Ketten und Kettenenden dissipierten Energie, während der Realteil G' ein Maß für die Elastizität bzw. Stärke des Netzwerks darstellt und damit proportional zur Netzstellendichte ist. [83]

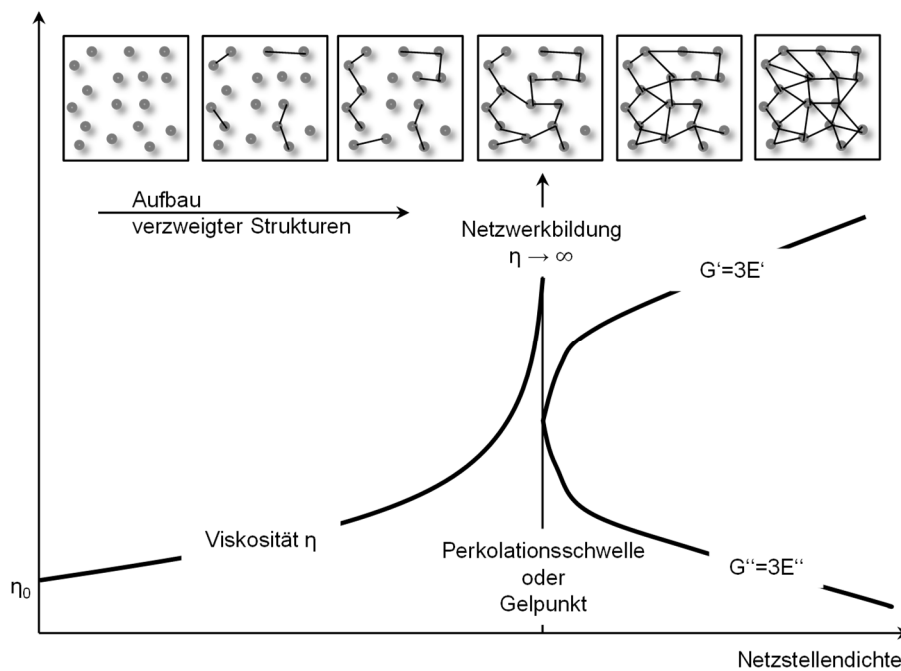


Abbildung 4-6: Einfluss der Vernetzung auf Viskosität und Modul nach [83]

4.1.2 Quasistatisches und entropieelastisches Materialverhalten von Elastomeren

Das Verformungsverhalten von Elastomeren wird anhand einiger Kennwerte charakterisiert und ist begründet im strukturellen Aufbau der Gummimoleküle. Demnach liegen im Ruhezustand die Polymerketten statistisch gesehen am häufigsten in Knäuelform vor. Dieser Zustand weist eine große Unordnung auf und kann mit dem Kennwert der Entropie als Maß für den Unordnungsgrad der Materie des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik³ beschrieben werden. [1] Unter der Einwirkung einer äußeren Kraft führen die Moleküle zeitverzögert Platzwechselforgänge aus und werden in Zugrichtung ausgerichtet. (siehe Abbildung 4-7) Hierdurch sinkt die Entropie, was gleichbedeutend mit einer größeren Ordnung der Moleküle ist. [81] Da aber jedes geschlossene System einen Entropieanstieg anstrebt, versuchen die Polymerketten wieder einen statistisch wahrscheinlicheren Zustand größter Unordnung (Knäuelform) einzunehmen. Durch die Entropieänderung während der Verformung entsteht somit eine Rückstellkraft im Werkstoff, dessen Verhalten Entropieelastizität genannt wird. [88; 89; 90] Deshalb gibt es bei Elastomeren beim Abkühlen auf Raumtemperatur nach der Vernetzung und dem Entformen auch keinen Verzug, da sich einstellende Eigenspannungen im entropieelastischen Netzwerk abbauen. [81]

³ "In geschlossenen, d. h. von außen unbeeinflussten Systemen ist ein Zustand größerer Entropie, gleichbedeutend mit größerer Dispersion oder Unordnung, immer wahrscheinlicher als einer mit geringerer Dispersion oder größerer Ordnung. Solche Systeme übergehen nie spontan in einen signifikant unwahrscheinlicheren Zustand." [81]

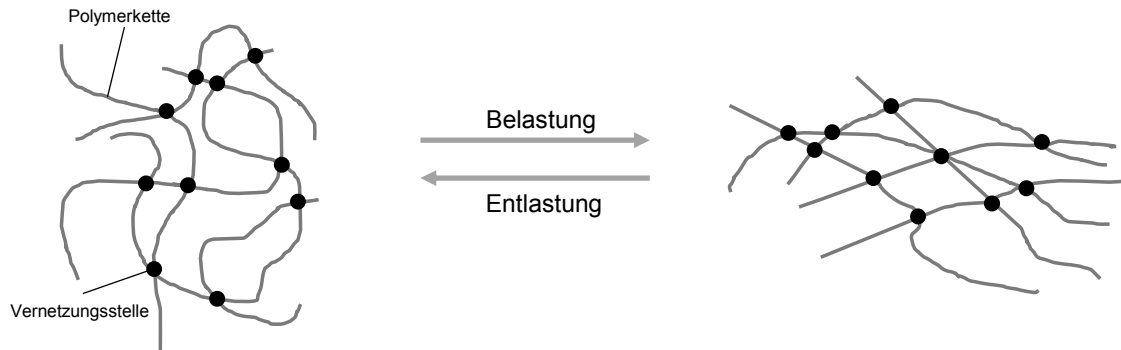


Abbildung 4-7: Modell der Entropieelastizität nach [88]

Darüber hinaus wird das Werkstoffverhalten von Elastomeren durch die Viskoelastizität beschrieben, die eine Mischform aus elastischen und viskosen Eigenschaften darstellt. Während ein Teil der eingebrachten Energie in chemischen Bindungen im Werkstoff gespeichert wird, wird der Rest dissipiert. Dabei entspricht die in Abbildung 4-8 dargestellte eingeschlossene Fläche zwischen Be- und Entlastungskurve der Verlustarbeit (W_{Diss}), auch Hystereseverlust genannt, die in Form von Wärme entweder nach außen abgestrahlt wird oder die Temperatur des Gummiwerkstoffes selbst erhöht. [1] Die gespeicherte Energie (W_{El}) repräsentiert die Fläche unterhalb der Hystereseschleife und wird nach unten hin durch die minimal auftretende Kraft begrenzt. [83] Fahrwerkslager weisen größtenteils elastisches Verhalten auf. Dementsprechend ist der Anteil an gespeicherter Energie deutlich größer als der Anteil an dissipierter Energie. [91]

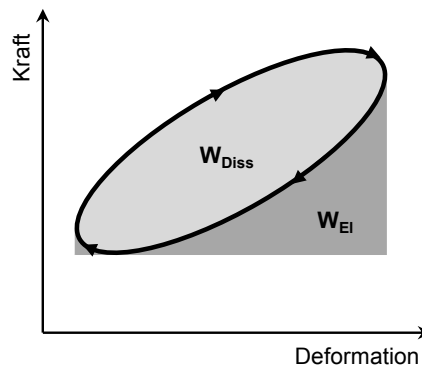


Abbildung 4-8: Hysterese in der Darstellung Kraft über Weg nach [83]

Findet die Be- und Entlastung außerdem mit vernachlässigbarer Geschwindigkeit statt, kann anhand der Hysterese die quasistatische Steifigkeit ermittelt werden. Diese ergibt sich bei vorgegebenem Kraftniveau aus dem Quotienten der Kraft- und Deformationsamplitude.

$$c_{\text{stat}} = \frac{\hat{F}}{\hat{s}} \quad (4-4)$$

Wird das Elastomer dynamisch belastet, tritt zwischen der Spannung und Dehnung eine Phasenverschiebung um den Phasenwinkel δ auf, der als Verlustwinkel bezeichnet wird. Er ist bei dynamischer Beanspruchung ein Maß für die Dämpfung infolge innerer Reibung (Dissipation). [81] Verbunden damit ist ein recht beträchtlicher Temperaturanstieg im Gum-

mi, infolge seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit. [1] In der in Abbildung 4-9 dargestellten komplexen Zahlenebene ist er als eingeschlossener Winkel zwischen Speicher- (Realteil) und Verlustmodul (Imaginärteil) definiert. Der Verlustfaktor $\tan \delta$ gibt das Verhältnis von Verlustmodul E'' zu Speichermodul E' an. [82]

$$\tan \delta = \frac{|E''|}{|E'|} \quad (4-5)$$

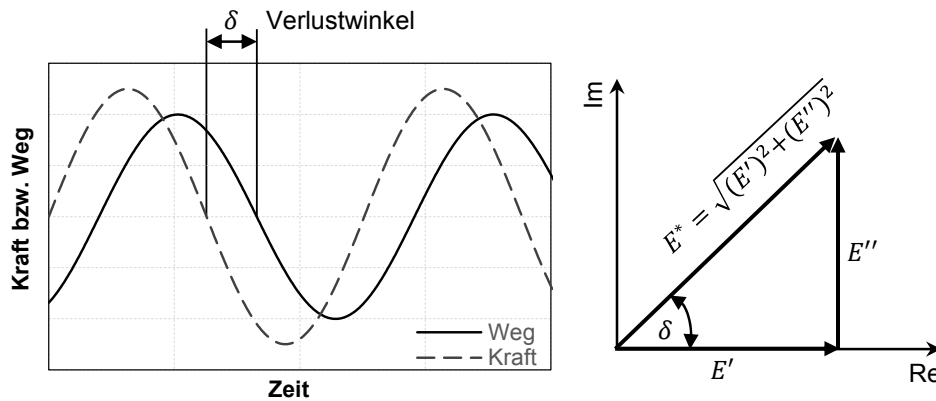


Abbildung 4-9: Darstellung des Verlustwinkels im Zeitbereich und in der komplexen Zahlenebene nach [6; 92]

Das komplexe Elastizitätsmodul E^* lässt sich entsprechend in einen elastischen (Speichermodul E') und viskosen Anteil (Verlustmodul E'') zerlegen und dient der Erweiterung des Hookschen Gesetzes für viskoelastische Stoffe. [92] Bezogen auf eine Wegamplitude x und unter der Voraussetzung eines konstanten Probenquerschnitts A_P über die Probenlänge l_0 ergibt sich nach Gleichung (4-6) eine Steifigkeit C^* , die als dynamische Steifigkeit bezeichnet wird.

$$E^*(\omega) = (E' + i \cdot E'') = \frac{\sigma(\omega)}{\varepsilon(\omega)} = \frac{F(\omega) \cdot l_0}{A_P \cdot x(\omega)} \quad (4-6)$$

$$C^*(\omega) = \frac{F(\omega)}{x(\omega)} = \frac{E^*(\omega) \cdot A_P}{l_0} = (C' + i \cdot C'')$$

In einer Darstellung dieser Kenngröße über der Frequenz in Abbildung 4-10 ist ein Anstieg mit steigender Frequenz erkennbar [85]. Eine Kenngröße, die dies charakterisiert, ist die dynamische Verhärtung. Sie wird aus dem Verhältnis der dynamischen Steifigkeit zur statischen Steifigkeit gebildet. [7] Dabei zeigen hoch dämpfende Werkstoffe die Verhärtung ausgeprägter als niedrig dämpfende und führen damit zu einer Verschlechterung der akustischen Entkopplung. Eine Erhöhung des Verlustwinkels führt außerdem zu einer geringeren Bauteillebensdauer. [6] Nachteilig dieses Kennwertes ist jedoch, dass die Bestimmung der eingehenden statischen und dynamischen Steifigkeit oftmals auf zwei unterschiedlichen Prüfverfahren basiert, die zu variierenden Deformationsamplituden führen. Aufgrund der noch zu erläuternden Amplitudenabhängigkeit von Elastomeren ist damit ein Vergleich verschiedener Lager nur sehr schwierig möglich, da diesen immer die Amplitudenabhängigkeit mitbestimmt. Besser ist daher die Betrachtung der dynamischen Steifigkeitsänderung, welche durch die Ableitung der dynamischen Steifigkeit ermittelt wird. Durch das Differentiationsverfahren ergibt sich die Möglichkeit, die Verhärtung von unterschiedlichen

Elastomerlagern mit derselben dynamischen Prüfamplitude miteinander zu vergleichen, da sie ausschließlich von dieser abhängig ist.

$$\text{dynamische Verhärtung} = \frac{c_{dyn}}{c_{stat}} \quad (4-7)$$

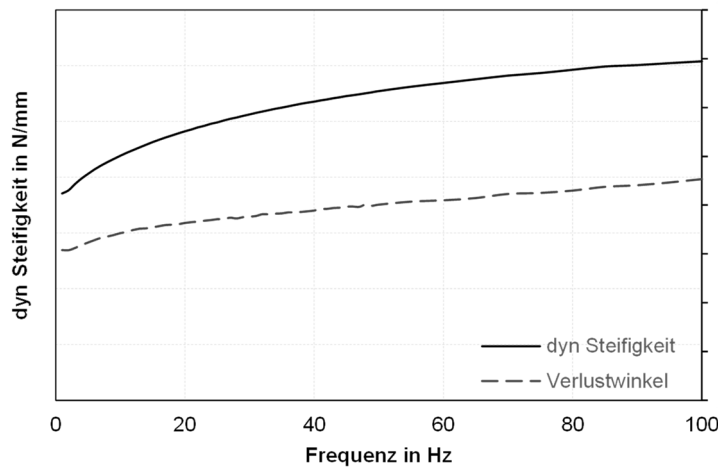


Abbildung 4-10: Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel über der Frequenz

Eine Erklärung für die Abhängigkeit von der Belastungsfrequenz sind die Verhakungen und Verschlaufungen (engl. Entanglements) der vielen Polymerketten, welche ein mechanisch stabiles Netzwerk bilden. Bei sehr großen Belastungszeiten können sich die Ketten durch eine große Anzahl an Konformationsänderungen (Platzwechselfvorgänge) voneinander lösen, sodass sich der Werkstoff rein viskos verhält. Steigt allerdings die Frequenz an, können sich die Ketten nur noch innerhalb ihrer eigenen Kontur bewegen. (vgl. Röhrenmodell [83]) Dies hat eine Erhöhung der Steifigkeit zur Folge, da nicht mehr genug Zeit zur Verfügung steht, die stabilen Verhakungen zu lösen. So verhält sich das Elastomer bei sehr hohen Frequenzen wie eine ideale Feder. Dementsprechend haben die Entanglements im Polymer einen großen Einfluss auf die dynamisch-mechanischen Eigenschaften. [93] Daneben hat auch der Füllstoff Einfluss auf die Frequenzabhängigkeit. Diese wird durch die mit einer ungefüllten Polymermatrix verglichene höhere Steifigkeit der Polymerschicht zwischen den Füllstoffpartikeln verursacht, die als immobilisierte Schicht bezeichnet wird. Die Steifigkeit des Polymers zwischen den Füllstoffpartikeln selbst ist abhängig vom Abstand der einzelnen Füllstoffpartikel zueinander, welcher bei konstanter Amplitude mit steigender Frequenz abnimmt. Dies resultiert in einer Versteifung der immobilisierten Schicht und somit des Werkstoffs. [94; 95]

Im Gegensatz zur Frequenzabhängigkeit des dynamisch belasteten Werkstoffs verringert sich die Steifigkeit mit steigender Deformationsamplitude. [81] Dieses Verhalten, welches nur bei gefüllten Elastomeren auftritt, ist als Payne-Effekt bekannt. [29; 96] Nach der Darstellung der dynamischen Steifigkeit über der Dehnungsamplitude in Abbildung 4-11 wird diese Abhängigkeit allein durch die Füllstoff-Füllstoff-Wechselwirkung hervorgerufen. Die weiteren Effekte, die einen Beitrag zur Steifigkeit von Elastomeren leisten, sind nach den Überlegungen von A. R. Payne unabhängig von der Belastungsamplitude. Für ein besseres Verständnis der Mechanismen, die im Werkstoff ablaufen, soll im Folgenden trotzdem auf alle Wechselwirkungen etwas detaillierter eingegangen werden.

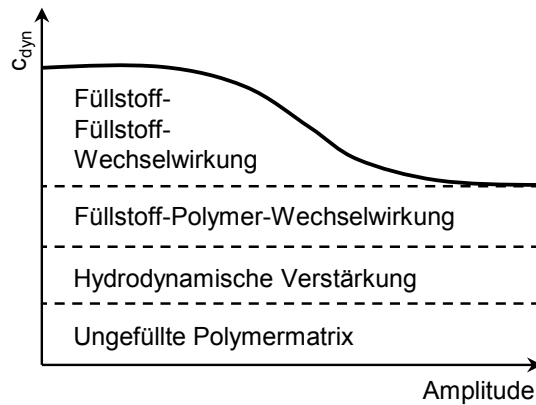


Abbildung 4-11: Einfluss des Payne-Effekts nach [29]

Beim Einbringen von Füllstoffen erhöht sich die Viskosität und der Modul proportional zum 2,5-fachen Volumenanteil des Füllstoffs. Führt der Füllstoff dabei keinerlei Füllstoff-Füllstoff- und Füllstoff-Polymer-Wechselwirkungen im Elastomer aus und dient lediglich der Viskositäts-erhöhung und dem daraus resultierenden Anstieg der Steifigkeit, wird von hydrodynamischer Verstärkung gesprochen. [82; 11]

Ab einem genügend hohen Füllstoffvolumenbruch, dem volumetrischen Anteil an Füllstoff im Elastomer, entstehen neben der hydrodynamischen Verstärkung Bindungen zwischen einzelnen Füllstoffpartikeln. Nach dem Modell des „occluded rubber“ führen diese Bindungen zu Zusammenschlüssen von Füllstoffpartikeln, den Füllstoff-Agglomeraten. Innerhalb der Agglomerate bestehen Hohlräume, in die sich während ihrer Bildung Polymerketten einlagern und damit vor äußeren Spannungen geschützt sind. [97; 98] Mit zunehmender Deformation brechen mehr und mehr dieser Agglomerate auf und geben die darin eingeschlossenen (occluded) Polymerketten frei, sodass sie frei beweglich sind und an der Deformation teilnehmen. Dadurch sinkt die Steifigkeit des Gesamtsystems bei großen Amplituden auf Werte ungefüllter Elastomere. [98] Eine ähnliche Erklärung liefert das Cluster-Cluster Aggregationsmodell, welches besagt, dass bei der Beimischung von Füllstoffen in die Polymematrix mechanisch instabile Füllstoffcluster entstehen. Durch eine Belastung einer äußeren Kraft zerbrechen diese Cluster reversibel in kleinere Subcluster, deren Größe sich mit steigender Amplitude verringert. [99] Auswirkung auf die Verstärkung und Amplitudenabhängigkeit haben ebenfalls die Füllstoff-Füllstoff-Kontakte, welche mechanisch instabil sind und sich mit steigender Belastungsamplitude lösen, sowie nach Entfernung der Belastung wieder bilden. [100]

Neben den Wechselwirkungen untereinander gehen die Füllstoffpartikel auch Verbindungen mit der Polymermatrix ein. (siehe Abbildung 4-12) So wird nach dem Modell des „bound rubber“ die Adsorption der Polymerschicht auf der Füllstoffoberfläche beschrieben, die eine mechanische Verstärkung zur Folge hat. Diese beruht auf der stark eingeschränkten Beweglichkeit der adsorbierten Ketten und den dadurch weniger zur Verfügung stehenden frei beweglichen Ketten. [82; 83] Innerhalb des dynamischen Adhäsionsmodells sind die adsorbierten Ketten in ihrer Bewegung zwar auch eingeschränkt, liegen aber nicht komplett starr vor. Dementsprechend können äußere Spannungen durch Abgleiten (Desorption) der Ketten an der Füllstoffoberfläche abgebaut werden. [101] Es ist jedoch

zwischen mechanisch stabilen und instabilen Füllstoff-Polymerkontakten zu unterscheiden, da nicht alle Kontakte gelöst werden können. Je größer dabei die Deformationsamplitude ist, brechen immer mehr instabile Kontakte auf, bis bei sehr großen Amplituden die Verstärkungswirkung nur noch auf die stabilen Füllstoff-Polymer Kontakte zurückzuführen ist. [83]

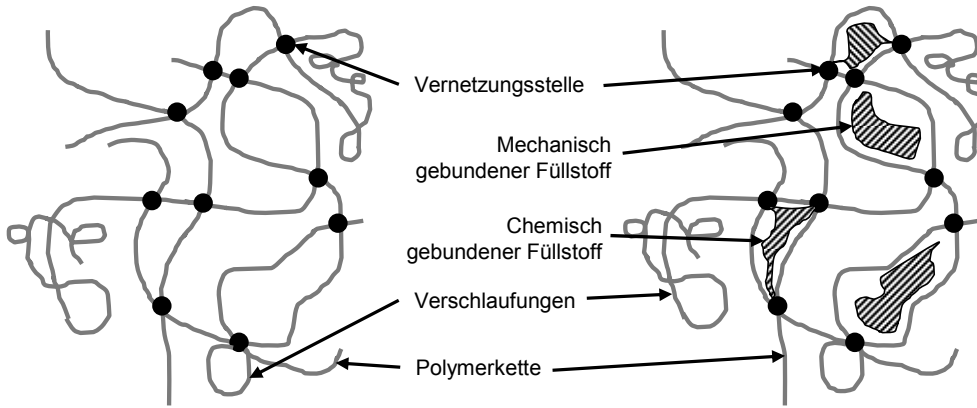


Abbildung 4-12: Aufbau eines ungefüllten (links) und gefüllten Elastomers (rechts) nach [29]

Darüber hinaus erweichen Elastomere zwischen dem ersten Belastungszyklus und nachfolgenden Belastungszyklen. (siehe Abbildung 4-13) Dieses Verhalten der Spannungserweichung wird Mullins-Effekt genannt und ist insbesondere bei aktiv gefüllten Elastomeren zu beobachten. [81; 96] Im Zugversuch wird dieser Effekt mit steigender Zykluszahl geringer, sodass er nach der sogenannten Vorkonditionierung vernachlässigt werden kann. Die genaue Anzahl der hierzu benötigten Zyklen variiert je nach verwendetem Polymer-Füllstoff-System. [29; 54]

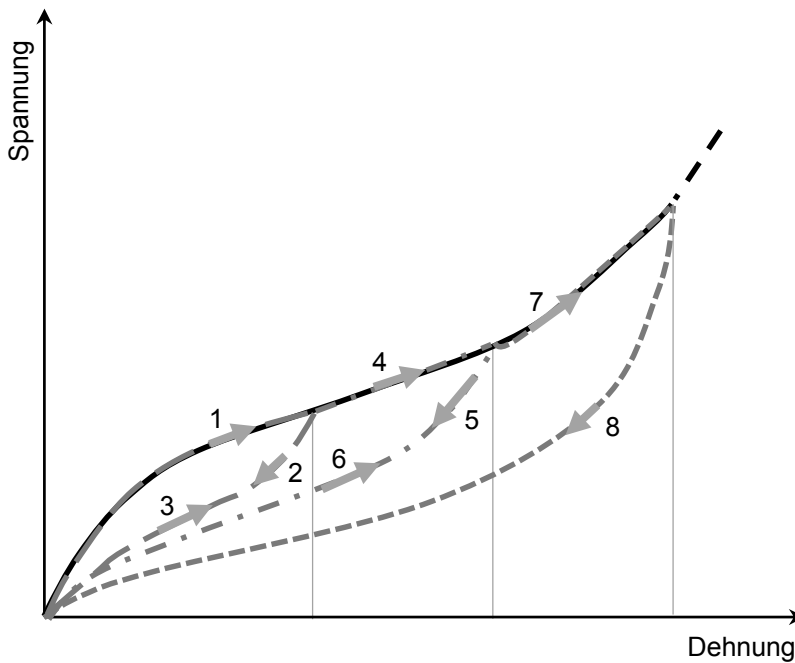


Abbildung 4-13: Mullins-Effekt für drei unterschiedliche Belastungsamplituden nach [102]; Amplitude (1,2) < Amplitude (3,4,5) < Amplitude (6,7,8)

Der Effekt der Spannungserweichung wird zum einen darin begründet, dass im unbelasteten Werkstoff maximal verstreckte Polymerketten vorliegen, deren chemische Bindungen sich bei der ersten Belastung lösen und anschließend neu ausrichten. Dadurch verringert sich der Widerstand gegen eine erneute Verformung. [35; 54] Zum anderen wird bei der Verformung der Elastomer-Füllstoff-Verbund teilweise aufgebrochen und es findet eine von der Füllstoffoberfläche abhängige, nach und nach ablaufende Zerstörung des Füllstoffnetzwerks statt. [82; 29] Nach Entfernung der Belastung und unter Einwirkung von Zeit und Temperatur kann sich das Elastomer von der eingebrachten Werkstoffschädigung erholen. [54]

Zusätzlich zur bisherigen molekularen Betrachtung der Phänomene des Werkstoffs kann das Deformationsverhalten von Elastomeren durch verschiedene Ersatzmodelle, die sich meist aus Maxwell-, Kelvin-Voigt- und/oder Prandtl-Elementen zusammensetzen, beschrieben werden. Diese wiederum basieren auf den in Abbildung 4-14 dargestellten Hooke-, Newton- und St.-Venant-Körpern.

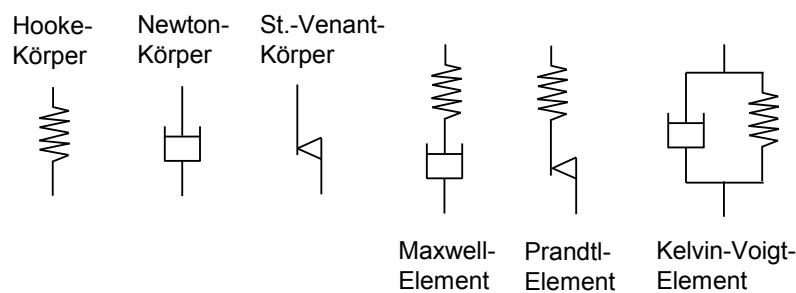


Abbildung 4-14: Elemente zur Beschreibung des viskoelastischen Verhaltens von Elastomeren

Ein einfaches Modell, welches sowohl die Frequenz- als auch Amplitudenabhängigkeit abbildet, ist das Feder-Dämpfer-Reibglied-Modell nach Trelleborg Vibracoustic in Abbildung 4-15 [7]. Dieses besteht aus der Parallelschaltung einer ideal-elastischen Feder und zwei Dämpfungszweige. Einer der Dämpfungszweige entspricht einem Maxwell-Element mit einem rein viskosen Dämpfungsanteil, d.h. einer zur Auslenkungsgeschwindigkeit proportionale Reibungskraft. Im Zusammenhang mit der Hauptfedersteifigkeit C bildet dies die viskoelastischen und entropieelastischen Eigenschaften der Elastomere nach und beschreibt deren Frequenzabhängigkeit. Der andere Zweig beinhaltet dagegen ein zur Federsteifigkeit C_R in Reihe geschaltetes Coulombsches Dämpfungsglied (St.-Venant-Körper), welches zur Darstellung der durch die Füllstoffe hervorgerufenen Amplitudenabhängigkeit benötigt wird. Erfährt das Modell nun eine kleine Auslenkung, ist das Coulombsche Reibelement in der Lage, die entstehenden Federkräfte zu übertragen und die Steifigkeit C_R addiert sich zur Hauptfedersteifigkeit C . Steigt allerdings die Belastungsamplitude an, kann die dadurch höhere Federkraft nicht mehr vom Reibelement übertragen werden, sodass der gesamte Zweig keine Wirkung mehr auf die Rückstellkraft des Gesamtsystems besitzt. [7] Bei der Verwendung eines einzelnen Prandtl-Elements verläuft jedoch die Steifigkeit infolge einer Amplitudenänderung sprunghaft und nicht wie in Realität stetig. Zu diesem Zweck muss eine Vielzahl von Prandtl-Elementen parallel geschaltet werden. [103] Ebenso müssen mehrere Maxwell-Elemente parallel in das Gesamtsystem eingebunden werden, um das real auftretende Verhalten von Relaxationsvorgängen abbilden zu können.

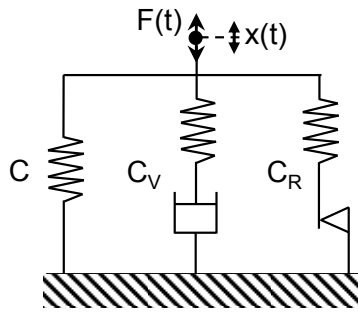


Abbildung 4-15: Modell für visko-tribo-elastisches Verhalten nach [7]

4.1.3 Temperatur- und Zeitabhängigkeit der Eigenschaften

Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Charakterisierung des viskoelastischen Werkstoffverhaltens der Elastomere ist die ausgeprägte Zeit- und Temperaturabhängigkeit sehr vieler physikalischer, besonders mechanischer Eigenschaften. Demzufolge ist die Korrelation von physikalischen Prüfergebnissen unter Laborbedingungen mit real vorherrschenden Beanspruchungen im Einbauzustand sehr schwierig, da die Elastomere empfindlich auf Änderungen reagieren. [88]

Eine charakteristische Größe zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit ist für jedes Polymer die so genannte Glasübergangstemperatur T_g nach DIN 53545, welche vom Kautschuktyp und der Gegenwart von Füllstoffen abhängt. [81; 13] Bei dieser Temperatur übergehen die Polymere reversibel vom gummielastischen, flexiblen Zustand in den glasigen oder hartelastischen, spröden Zustand, da die Amplituden der thermischen Bewegungen von Molekülen (mikro-brownsche Bewegungen) so weit abnehmen, dass die Entropieelastizität stark eingeschränkt ist. [104] Hierbei durchläuft die dynamische Dämpfung (Verlustmodul) ein Maximum und die Kurve des Speicher(Schub)moduls des Elastomers erreicht ihren Wendepunkt. Mit der Zunahme von Vernetzungsdichte und Füllstoffgehalt verschieben sich diese zu höheren sowie durch Weichmacher zu tieferen Temperaturen. [1; 81] Unterhalb dieser Temperatur, im Glasbereich, verhält sich das Elastomer analog Metallen rein energieelastisch, da das Gefüge kristallin ist und eine Dehnung fast ausschließlich über eine Änderung der Atomabstände innerhalb der Ketten erfolgt. [82] Erst mit dem Überschreiten des Glasübergangs werden wieder größere brownsche Molekularbewegungen möglich, durch die die Dehnbarkeit stark erhöht und das Speicher- als auch Verlustmodul erniedrigt wird. Es ist der Anwendungsbereich der Elastomere, welcher sich bei NR bis zu einer Zersetzungstemperatur von $> 220^\circ\text{C}$ erstreckt, in dem sie ein viskoelastisches Verhalten aufweisen. [88; 104] Der Übergang zwischen energieelastischem- und entropieelastischem Bereich findet dabei nicht spontan statt, sondern fließend in einem mehr oder weniger ausgeprägten Zwischengebiet (Dispersionsgebiet), welches auch als Glasübergangsbereich bezeichnet wird. [82]

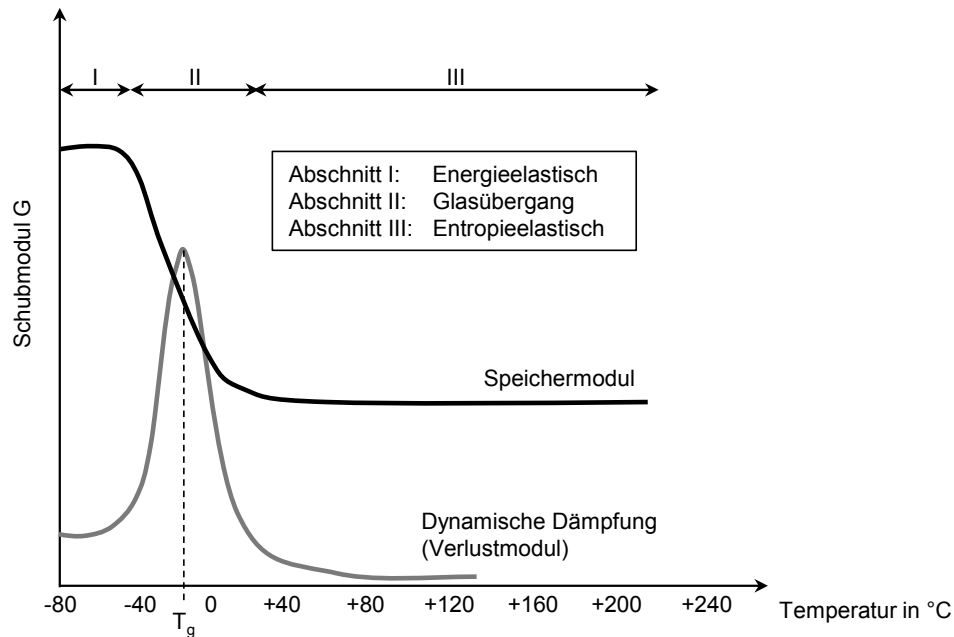


Abbildung 4-16: Speicher- und Verlustmodul in Abhängigkeit der Temperatur nach [81]

Bei kurzzeitig höheren Temperaturen ($< 100^\circ\text{C}$) kommt es zu einer weiteren Abnahme von dynamischer Steifigkeit und Dämpfung, da sich das Elastomer entfestigt, das heißt, dass sich die Wechselwirkungen zwischen Füllstoff und Polymer aufheben. Solange das Vernetzungssystem nicht geschädigt wird, ist dieser Effekt vollständig reversibel. [82] Bei hohen quasistatischen Verstreckungen des Materials bewirkt dagegen die Entropieelastizität eine mögliche Zunahme der Steifigkeit unter erhöhter Temperatur, da eine Erhöhung der Temperatur bei gleichzeitiger stationärer Verformung als Energiezufuhr zu verstehen ist, die eine vergrößerte Molekularbewegung zur Folge hat. [54] So dehnt sich beispielsweise ein zugbelasteter Gummifaden bei Erwärmung nicht aus, sondern zieht sich zusammen (Gough-Joule-Effekt). [81] Dies hängt jedoch auch vom Füllstoff ab, da Art und Menge einen entscheidenden Einfluss darauf ausüben, ob sich der Werkstoff überwiegend entropieelastisch verhält oder die zeit- und temperaturabhängigen Eigenschaften der Füllstoff-Polymer-Wechselwirkungen in den Vordergrund treten. [29]

Weiterhin besteht bei einer zeitlich wechselnden Belastung durch Zug oder Druck eine Korrelation zwischen der Frequenz der Belastung und der in Abbildung 4-16 dargestellten Temperaturfunktion. Dementsprechend ist die Glasübergangstemperatur T_g auch von der Prüffrequenz abhängig und steigt pro Frequenzdekade um ca. 7 Kelvin. [88] Dieser Effekt ist als Zeit-Temperatur-Korrespondenzprinzip oder auch Zeit-Temperatur-Äquivalent bekannt und wird durch die Williams-Landel-Ferry (WLF)-Gleichung quantitativ beschrieben. [82] Die Gleichung liefert eine empirische Beschreibung der Temperaturabhängigkeit oberhalb der Glasübergangstemperatur.

$$\log a(T) = \log \frac{\eta(T)}{\eta(T_g)} = \frac{A \cdot (T - T_g)}{B + T - T_g} \quad (4-8)$$

Dabei ist T_g die Glasübergangstemperatur und A und B sind materialabhängige Konstanten, wobei diese sich für einen Großteil der Elastomere nur geringfügig unterscheiden. $\eta(T)$

und $\eta(T_g)$ sind die bei den Temperaturen T und T_g gemessenen Viskositäten der Polymere. [83] Als Konsequenz dieses Prinzips hat eine Erhöhung der Frequenz dieselbe Auswirkung auf die mechanischen Eigenschaften des Elastomers wie die Senkung der Temperatur. (siehe Abbildung 4-17) Damit bewirkt eine Frequenzerhöhung bei tiefen Temperaturen eine frühzeitige Verhärtung des Materials (Anstieg des dynamischen Moduls). [88] Darüber hinaus ermöglicht die WLF-Gleichung die Transformation der bei verschiedenen Temperatur- und Frequenzbereichen erfassten viskoelastischen Eigenschaften, um Messungen bei unterschiedlichen Temperaturen direkt miteinander vergleichen zu können. [82]

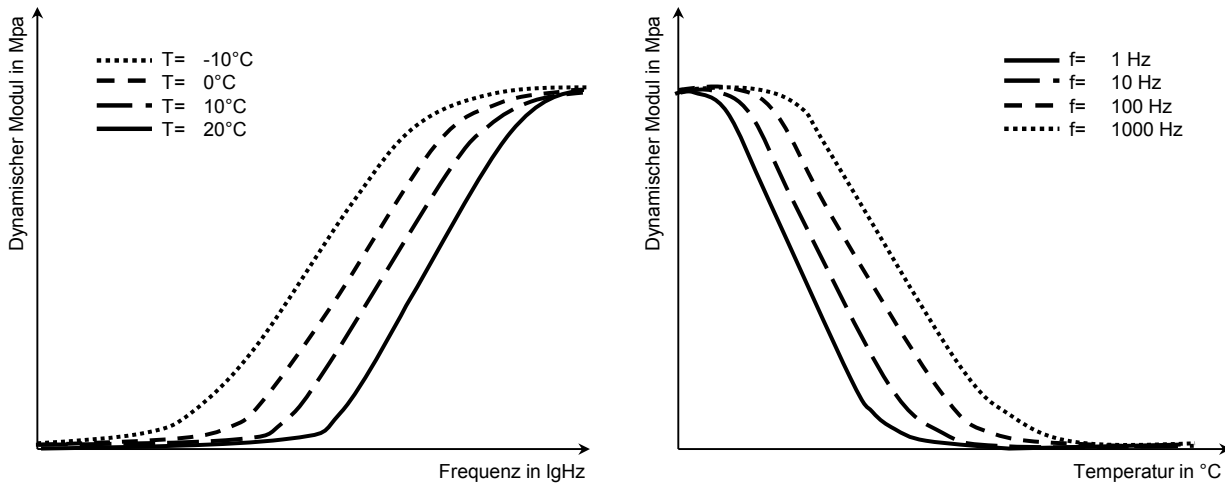


Abbildung 4-17: Zeit-Temperatur-Korrespondenzprinzip: Abhängigkeit des dynamischen Moduls von der Frequenz (links) und der Temperatur (rechts) nach [88]

Wie bereits im Zeit-Temperatur-Korrespondenzprinzip gezeigt, wird die Verformung eines Gummlagers neben der Temperatur auch durch die Belastungsdauer beeinflusst. So tritt bei einer konstant anliegenden quasistatischen Belastung zunächst die eigentliche elastische Verformung ein, worauf anschließend ein über längere Zeit anhaltendes Fließen oder Kriechen folgt. [1] Beide Vorgänge verlaufen nach dem Exponentialgesetz und erreichen nach einer gewissen Zeit, der Relaxations- bzw. Retardationszeit, einen stationären Zustand. [36] Hintergrund dessen ist, dass durch den viskosen Anteil im Elastomer die bei einer Deformation auftretenden Spannungen teilweise durch Kettenverschiebungen (mikrobrownsche Bewegungen) über der Zeit abgebaut werden. [88] Mit zunehmender Temperatur laufen diese Relaxationsvorgänge im Werkstoff schneller ab und nähern sich zu früheren Zeitpunkten ihrem statischen Endwert. [29] Die Deformation ist allerdings zum Teil irreversibel, weshalb bei einer Entlastung die elastische Verformung und die Fließverformung bis auf einen Formänderungsrest (DVR) zurückgehen. [82] Er stellt ein Maßstab für die Elastizität der Gummimischung dar und liegt bei guten Qualitäten zwischen zwei und fünf Prozent, während durch das Fließen hervorgerufene Werte auch zwischen fünf und zehn Prozent der gesamten elastischen Verformung liegen können. [1] Eine ebenfalls unerwünschte Verformung ist außerdem das Phänomen Setzen, welches sich als Folge einer statisch überlagerten Wechselbelastung einstellt. Analog dem Kriechverhalten ist auch das Setzen nach einiger Zeit beendet und von der Temperatur abhängig. [7]

Gegen vereinzelt auftretende Spitzenbelastungen zeigen Elastomere große elastische Nachwirkungen, die es ermöglichen, sich nach vereinzelt Überbelastungen wieder vollkommen zu erholen. Dies gestattet dem Werkstoff Gummi gelegentlich Beanspruchungen, weit über der Dauerfestigkeit liegend, ohne Schädigung zu ertragen. [1]

Ein weiterer Effekt, der über die Zeit und dem Einfluss mehrerer Medien wie Sauerstoff und Ozon Auswirkungen auf das mechanische Verhalten von Elastomeren hat, ist die thermisch-oxidative Alterung. [1] Je nach Art der Reaktion lösen Alterungsvorgänge auf makroskopischer Ebene die Aufspaltung der Ketten, zusätzliche Vernetzungen oder Umlagerungen des Netzwerks aus, die zu einer Verschlechterung der physikalischen Eigenschaften des Materials führen. [7] Bei der Reaktion der Dienkautschuke (z.B. NR) mit Sauerstoff kommt es einerseits zur Bildung von Hydroperoxiden, welche wiederum mit den Schwefelnetzstellen reagieren können. [82] Diese sind verantwortlich für die Spaltung der NR-Polymerketten und den Abbau der Netzwerkdicke durch die Oxidation. [105] Andererseits wird die Oxidation durch Radikale initiiert, die infolge von NR-Makroradikalen eine Kettenversteifung vollführen. [82] Des Weiteren erhöht sich die Netzwerkdicke durch Umlagerungsprozesse der Netzwerkstruktur. Dadurch verliert das Material je nach in Abbildung 4-18 dargelegten Mechanismus an Festigkeit, erweicht (Mechanismus 1) oder verhärtet (Mechanismus 2). Äußerlich ist dies beispielsweise durch Aufquellen, durch Rissbildung und Versprödung oder durch Verfärbung des Elastomers erkennbar. [88]

Wie alle chemischen Reaktionen ist auch die Alterung stark temperaturabhängig und wird durch diese deutlich beschleunigt. [1; 7] Nach Rinnbauer [88] gilt die Faustregel, dass pro 10°C Temperaturerhöhung die Alterung um den Faktor 2 bis 4 beschleunigt wird und die Bauteillebensdauer entsprechend um den gleichen Faktor sinkt. Daher wird für den praktischen Einsatz die höchstzulässige Temperatur dort liegen, wo die funktionsbeeinträchtigenden Veränderungen erst so langsam verlaufen, dass das Gummilager bis zum Ende der geplanten Lebensdauer korrekt arbeitet. [81] Zudem sind die in Kapitel 4.1.1 aufgeführten Alterungsschutzmittel unabdingbar für den Einsatz in fast allen Anwendungsgebieten.

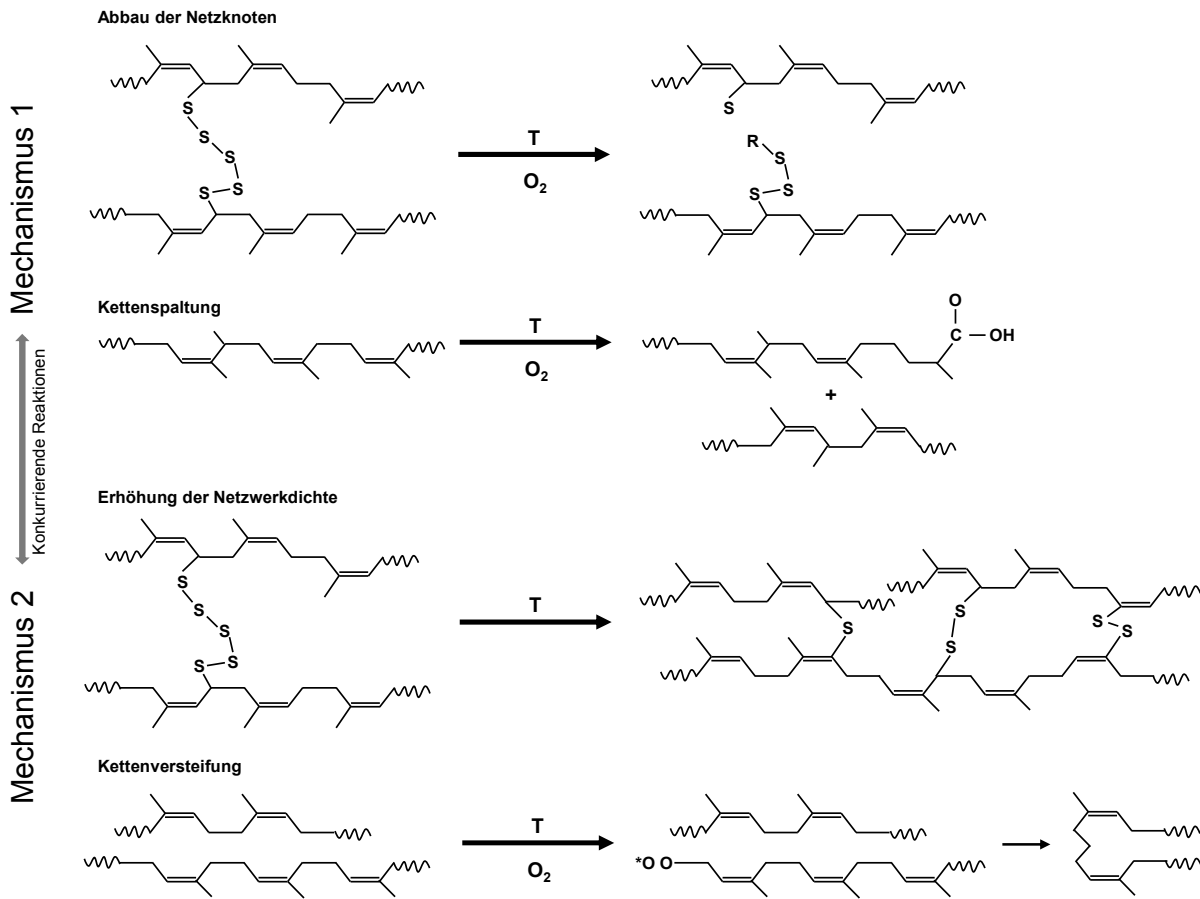


Abbildung 4-18: Mechanismen der thermo-chemischen Alterung und deren konkurrierenden Reaktionen nach [106]

4.2 Analyse des Langzeitverhaltens von Fahrwerkslagern auf Bauteilebene

Elastomerbauteile im Fahrwerk werden neben der gezielten Optimierung des Eigenlenkverhaltens und der Erhöhung der Fahrstabilität im Rahmen der Elastokinematik zunehmend zur Steigerung des Fahrkomforts eingesetzt. [5] Im Vergleich zur Erstausslegung ihrer Eigenschaften, wie Steifigkeit und Dämpfung, verhalten sich diese über der Laufzeit aber nicht unbedingt konstant, sondern unterliegen etlichen Einflüssen, die divergierende Auswirkungen haben können. (vgl. Kapitel 4.1.3) So kommen während der Entwicklung von Sportwagen immer wieder Beanstandungen von Fahrzeugen bezüglich deren Handling-Verhaltens nach kurzer Laufzeit auf, für welche keine direkte Anomalie gefunden wird. Bemängelt wird dabei vor allem das Anlenkverhalten beim Spurwechsel, das sich in einem subjektiv wahrgenommenen progressiven Lenkverhalten widerspiegelt. Des Weiteren treten bei Dauerlauffahrzeugen, ohne jegliche sichtbaren Beschädigungen der Elastomerlager (Quellen, Risse im Gummi etc.), Steifigkeitsabfälle von Gesamtlenkersteifigkeiten von mehr als 30 % auf.

Dadurch ergeben sich etliche Fragestellungen hinsichtlich der Einflussfaktoren der Lenkersteifigkeiten (Elastokinematik) an Vorder- und Hinterachse. Die vorliegende Betrachtung konzentriert sich auf die Analyse des Verhaltens von Elastomerlagersteifigkeiten und Dämpfungen über der Zeit und unter unterschiedlichen Einflüssen wie der Temperatur,

Lasten und des Werkstoffs selbst, um eine Erklärung der vorangegangenen Phänomene geben zu können.

4.2.1 Beschreibung der Untersuchungsgegenstände

Zur Analyse des Langzeitverhaltens kommen insgesamt vier Fahrwerkslager zum Einsatz, welche sich grundlegend in zwei der in Kapitel 4.1 beschriebenen Bauarten unterscheiden lassen. Eine Bauart davon ist das Schlitzbuchsenlager, das häufig in Stablenkern, beispielsweise einer Mehrlenkerhinterachse, Anwendung findet. Von ihrem Aufbau unterscheiden sich die beiden Schlitzbuchsenlager zum einen darin, dass eines davon mit Zwischenblech, das andere ohne versehen ist. Zum anderen besitzt das Schlitzbuchsenlager ohne Zwischenblech mit 11 % eine deutlich geringere Kalibrierung als das mit 23 % kalibrierte Lager mit Zwischenblech. Die Kalibrierung bezieht sich hierbei nicht auf den Durchmesser der Lager, sondern ist bezogen auf das Verhältnis der Gummihöhe im Einbauzustand gegenüber der Gummihöhe im Anlieferzustand. (siehe Abbildung 4-19) Dies bedeutet, der Elastomer steht mit zunehmendem prozentualen Wert unter größerer Vorspannung und damit auch höherer Querdehnung.

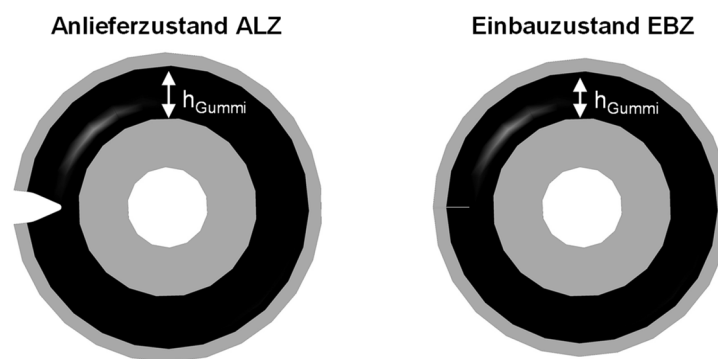
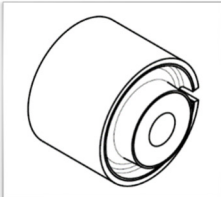
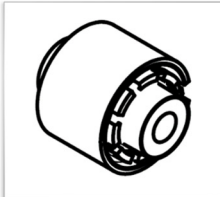
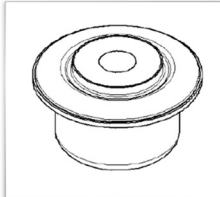
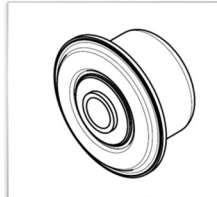
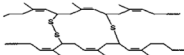
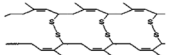


Abbildung 4-19: Definition der Kalibrierung bezogen auf die Gummihöhe

$$\text{Kalibrierung} = \left(1 - \frac{h_{\text{Gummi}}(\text{EBZ})}{h_{\text{Gummi}}(\text{ALZ})}\right) \cdot 100\% \quad (4-9)$$

Hinsichtlich des Werkstoffs zeichnen sich beide Schlitzbuchsenlager durch ein EV-Vernetzungssystem aus, das nach der Erklärung in Kapitel 4.1.1 zwischen den Polymerketten vorwiegend mono- und disulfidischen Brücken ausbildet. Das Grundpolymer ist mit Naturkautschuk NR ebenfalls identisch. Die Härte des Werkstoffs unterscheidet sich dagegen. Während das Lager ohne Zwischenblech eine Shore Härte von 66 Sh A besitzt, ist die Shore Härte des anderen Schlitzbuchsenlagers mit 45 Sh A so gering, dass nur ein sehr geringer Anteil an Füllstoffen vermutet werden kann. Dadurch werden bezüglich der Isolation eine sehr niedrige dynamische Verhärtung sowie geringe Dämpfungseigenschaften erreicht. Eine Zusammenfassung der geometrischen und materialabhängigen Eigenschaften, die das jeweilige Bauteil beschreibt, ist in Abbildung 4-20 zu finden.

Die zweite Bauart an Fahrwerkslagern, die der Langzeitanalyse unterzogen worden ist, ist das Bundbuchsenlager. Die in diesem Fall zweiteilig⁴ ausgeführten, axialwegbegrenzten Gummi-Metall-Lager übernehmen meist die Querfederung der Achse. Der geometrische Aufbau der beiden analysierten Buchsenlager ähnelt sich sehr. Beide besitzen kein Zwischenblech und sind bezogen auf ihre Gummihöhe um 16 % kalibriert. Im Gegensatz zu den Schlitzbuchsenlagern findet die Kalibrierung jedoch nicht durch den Einbau statt. Aus den in Kapitel 4.1 erläuterten Gründen erfahren sie die Kalibrierung in der Produktion direkt nach der Vulkanisation. Im Grundpolymer sowie der Werkstoffhärte unterscheiden sich die beiden Bundbuchsenlager dagegen schon. Während das eine aus Naturkautschuk besteht und mit 65 Sh A eine relativ hohe Shore Härte besitzt, ist das andere ein Verschnitt aus Polybutadien-Kautschuk (BR) und Naturkautschuk und weist eine Shore Härte von 62 Sh A auf. Die Vernetzung beider Lager basiert auf einem semi-EV Schwefel-Beschleuniger-System.

Schlitzbuchsenlager		Bundbuchsenlager	
			
NR	NR	NR	NR/BR
66 Sh A	45 Sh A	65 Sh A	62 Sh A
Kalibrierung* 11%	Kalibrierung* 23%	Kalibrierung* 16%	Kalibrierung* 16%
Ohne Zwischenblech	Mit Zwischenblech	Ohne Zwischenblech	Ohne Zwischenblech
Efficient Vulcanization - EV 		Semi-Efficient Vulcanization – semi-EV 	

*Bezogen auf die Gummihöhe

Abbildung 4-20: Übersicht der Untersuchungsgegenstände und ihrer Eigenschaften

4.2.2 Vorgehensweise und Einflussparameter der Untersuchung

Die Vorgehensweise der Untersuchung erfolgt für jedes der vier zuvor vorgestellten Gummi-Metall-Lager identisch und ist in Abbildung 4-21 ersichtlich. Dessen Ablauf lässt sich in zwei Hauptanalysestränge untergliedern, die sich hinsichtlich der Art der Lagerung unterscheiden.

Beginnend mit dem siebten Tag nach Vulkanisation erfolgt die erste Messung der jeweiligen Fahrwerkslager (Tag 0 im entsprechenden Zeitstrahl ①). Nach dieser werden die Elastomerlager an Tag 1, 7, 14, 21, 56, 112 und 224 der „lokalen Zeitrechnung“ wieder geprüft. Zur Messung kommt hierbei eine zweiteilige Prüfaufnahme zum Einsatz, die es erlaubt die Lager zwischen den Messungen ohne Vorspannung zu lagern, ohne dass ein

⁴ Zweiteilig, weil jeweils zwei der Lager gegensinnig in den entsprechenden Lenker eingepresst werden und auch so im Rahmen dieser Untersuchung geprüft werden

mehrmaliges Ein- und Auspressen der Lager notwendig ist. Das bedeutet, sie liegen zwischen den Messungen entsprechend dem Anlieferungszustand vor. Damit kann eine mögliche Nachvernetzung bzw. eine Nachhärtung der Fahrwerkslager durch die noch bestehenden reaktiven Kohlenstoffatome, die mit weiterem Schwefel reagieren können, ermittelt werden.

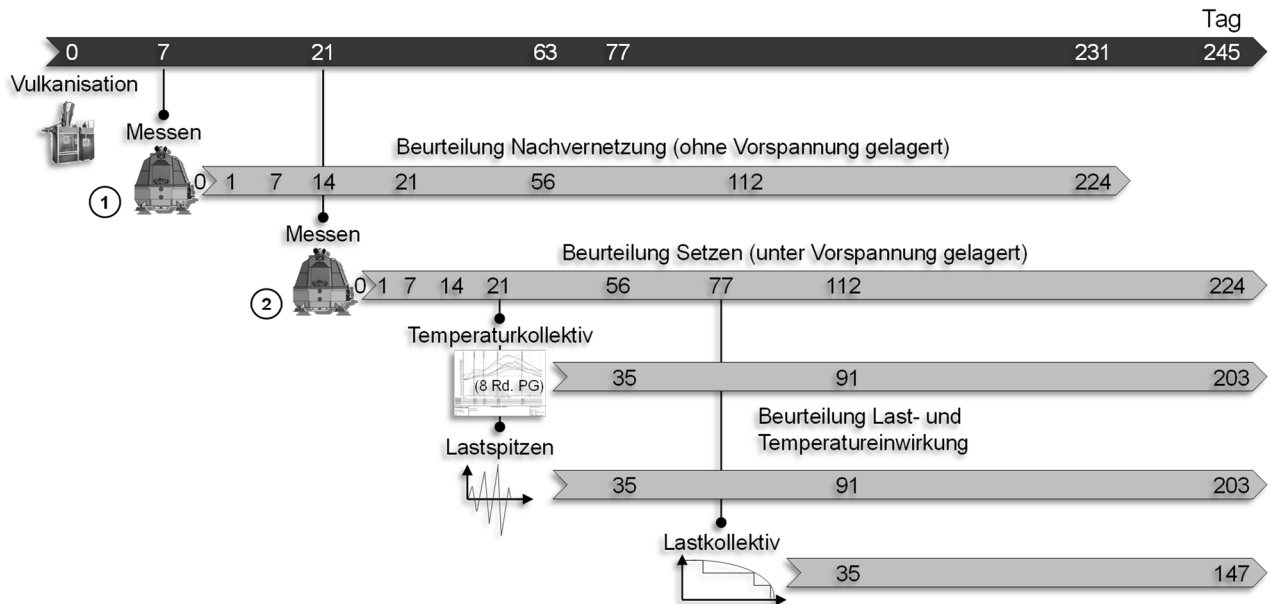


Abbildung 4-21: Vorgehensweise der Langzeituntersuchung von Elastomerlagern

21 Tage nach Vulkanisation hingegen beginnt der zweite Analysepfad ②, welcher sich dadurch auszeichnet, dass die Lager unter Vorspannung gelagert sind. Das heißt, sie werden am 21. Tag nach Vulkanisation in eine Prüfaufnahme – Breite und Innendurchmesser stimmen mit dem Lenkerauge überein – eingepresst und verbleiben bis zum Ende der Untersuchung darin. Hintergrund dessen ist die Ermittlung eines möglichen Setz- oder Kriechverhaltens von Elastomerlagern im Einbauzustand, welches sich durch die Vorspannung einstellt. Da nach 21 Tagen davon ausgegangen werden kann, dass die Nachvernetzung nach Vulkanisation weitestgehend abgeschlossen ist und das Setzverhalten möglichst unabhängig von einer denkbaren Nachvernetzung beurteilt werden soll, beginnt diese Analyse auch später. Die Zeitabstände, zwischen denen die Messungen durchgeführt werden, gleichen wiederum jenen des ersten Untersuchungsstrangs.

Da jedes der Lager werkstoff- und prozessbedingten Toleranzen unterliegt, sind zudem die Untersuchungen nicht nur an einem einzigen Bauteil durchgeführt worden, sondern an mindestens drei Lagern der selben Charge. Darüber hinaus sind die Versuche zur Beurteilung der Nachvernetzung als auch die des Setzverhaltens mit Bauteilen aus der Produktion eines anderen Gummibatches, also einer anderen Charge, wiederholt worden, um die Erkenntnisse daraus zu bestätigen.

Um den Einfluss von äußeren Störgrößen, wie der Temperatur und einmaligen Lastspitzen, identifizieren zu können, werden weiterhin an Tag 21 jeweils zwei der unter Vorspannung gelagerten Fahrwerkslager den oben genannten Einflüssen ausgesetzt. Die gewählten Temperaturen stammen dabei aus einem gemessenen Temperaturkollektiv der Abbildung

4-22, das den Temperaturanstieg der Lager bei einer Fahrt von acht Runden auf dem por-scheeigenen Prüfgelände (PG) und einer Bezugstemperatur von 30°C widerspiegelt. Durch die Annäherung des Kollektivs in Form einer Treppenkurve ergeben sich bei den entsprechenden Temperaturen damit folgende Haltezeiten, nach denen die Messung am Prüfstand gestartet wird.

Auf diese Weise kann das quasistatische und dynamische Verhalten der Gummi-Metall-Lager unter dem Einfluss der Temperatur beurteilt werden. Ein Vergleich der anschließenden Messungen an Tag 56, 112 und 224 mit denen der ohne Temperatur belasteten Bauteile bietet außerdem die Möglichkeit, eine gewisse Reversibilität der Eigenschaften nach der Temperatureinwirkung zu ermitteln.

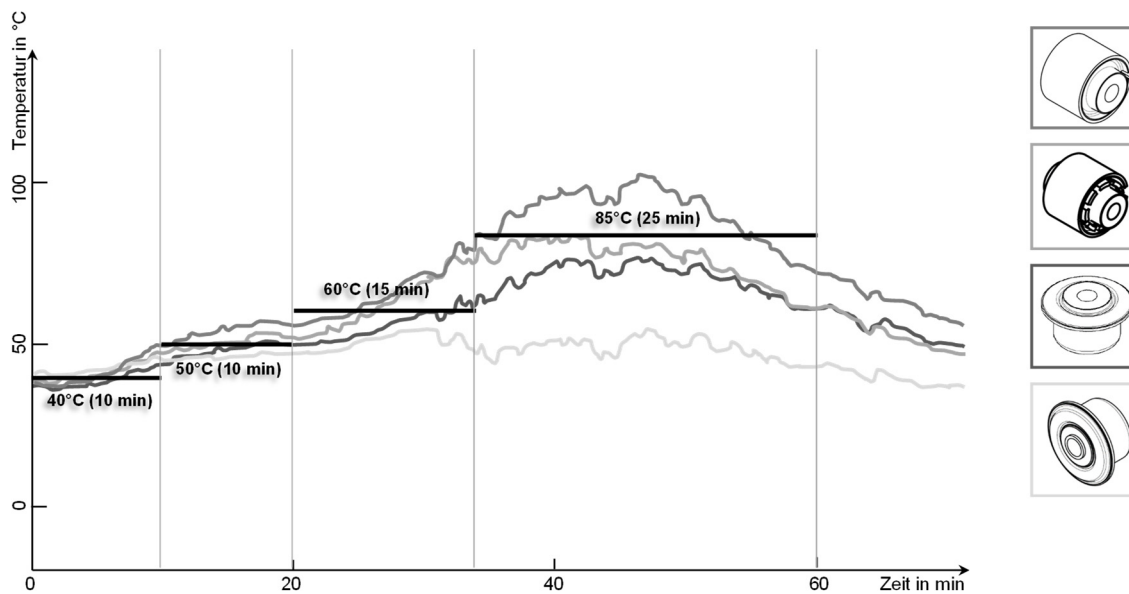


Abbildung 4-22: Temperaturkollektiv der betrachteten Gummi-Metall-Lager

Zur Nachstellung einmaliger Spitzenlasten während Fahrten auf Rennstrecken oder Handlingkursen, wie beispielsweise Querkraftstöße infolge von Curb-Überfahrten, werden die jeweiligen Lager mit unterschiedlichen Prüfkräften quasistatisch beansprucht. Ausgehend von 8 kN wird die Last über 15 kN hinweg bis 20 kN erhöht. Um nicht den Mullins-Effekt mit berücksichtigen zu müssen, sind den Messungen bei entsprechender Spitzenlast immer 3 Vorzyklen vorausgegangen. Nach den jeweiligen Spitzenlastzyklen ist nochmals die Prüfkräft von 8 kN angefahren worden. Analog zur Temperaturbelastung kann somit einerseits die Beeinflussung des Lagerverhaltens unter Spitzenlasten untersucht werden und andererseits reversible Vorgänge, welche zu einer möglichen „Erholung“ des Lagers nach Spitzenbeanspruchungen beitragen, beurteilt werden.

Des Weiteren sind an jeweils zwei weiteren Bauteilen der unter Vorspannung gelagerten Elastomerlager einkanalige Betriebslastennachfahrversuche (Tag 77) durchgeführt worden. Der Vergleichbarkeit halber ist das Lastkollektiv, welches insgesamt 620 Runden Nürburgring Nordschleife umfasst, für jedes der vier analysierten Lagertypen identisch gewählt worden. Während der Aufbringung des Echtzeitsignals wird das Fahrwerkslager zusätzlich gekühlt, um die mit einem Thermoelement mit aufgezeichnete Temperatur nahezu konstant

zu halten, um ausschließlich den Einfluss von kontinuierlichen Betriebslasten beurteilen zu können. Dazu ist nach jeweils zehn Runden Nürburgring die quasistatische Hysteresekurve mit einer Prüfkraft von 8 kN aufgenommen worden.

Neben äußeren Einflüssen wurde ferner der Einfluss des Lagerdesigns bezüglich der Kalibrierung auf das Steifigkeitsverhalten über der Zeit untersucht. Ausgehend von dem geometrischen Spaltmaß der Schlitzbuchsen bzw. der Kalibrierung der Bundbuchsen nach Vulkanisation ist die jeweilige Vorspannung variiert und die Bauteile unter dieser gelagert worden. Bei der ohnehin schon sehr stark im Einbauzustand vorgespannten Schlitzbuche mit Zwischenblech wurde die Kalibrierung durch einen größeren Durchmesser der Adaption auf einen der anderen Schlitzbuchse äquivalenten niedrigen Wert von 10 % reduziert. Die restlichen drei Bauteile wurden dagegen stärker kalibriert, um circa einer ähnlichen Vorspannung, wie sie durch die ursprüngliche Auslegung der Schlitzbuche mit Zwischenblech vorgesehen ist, zu unterliegen und damit einen direkten Vergleich zu erlangen. Die genauen Werte der auf die Gummihöhe bezogenen Kalibrierung gehen aus der Abbildung 4-23 hervor.

Da außerdem die beiden Schlitzbuchsenlager entgegen der Bundbuchsenlager mit einem EV-Vernetzungssystem ausgerüstet sind, ist in ihrem Falle noch der Einfluss des Vernetzungssystems der Kautschukmischung analysiert worden. Hierzu wurde das bestehende durch ein konventionelles Vernetzungssystem ersetzt und die Bauteile sowohl ohne als auch unter Vorspannung gelagert und nach den entsprechenden Zeitpunkten der Vorgehensweise in Abbildung 4-21 geprüft.

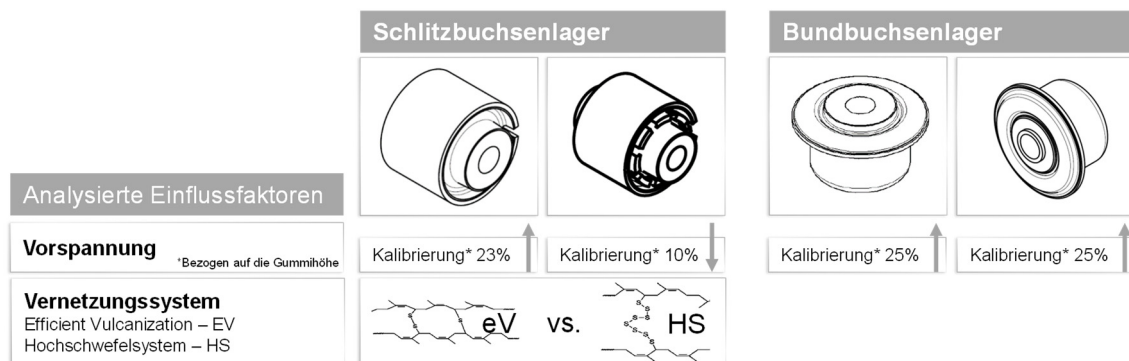


Abbildung 4-23: Analytierte geometrische und vernetzungsabhängige Einflussfaktoren

4.2.3 Prüfung der quasistatischen und dynamischen Lagereigenschaften mittels einer servohydraulischen Prüfmaschine

Die Messung der statischen und dynamischen Steifigkeit sowie des Verlustwinkels der Elastomerlager an den jeweiligen, definierten Tagen wurde am Elastomerprüfstand (EPST) der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG durchgeführt. Gemäß dem in Abbildung 4-24 dargestellten Messprogramm finden sie immer uniaxial in Radialrichtung statt, da diese die Hauptwirk- und Belastungsrichtung der Lager der im Kapitel 5.1.2 beschriebenen Achse ist. Hinsichtlich der Einbausituation wurde darauf geachtet, dass die Lager immer in die gleiche Richtung belastet werden. Bei der Untersuchung der Radialsteifigkeit der Schlitzbuchsenlager

wurde außerdem zusätzlich die Belastungsrichtung zum Schlitz berücksichtigt, da immer 90° zum Schlitz belastet wird.

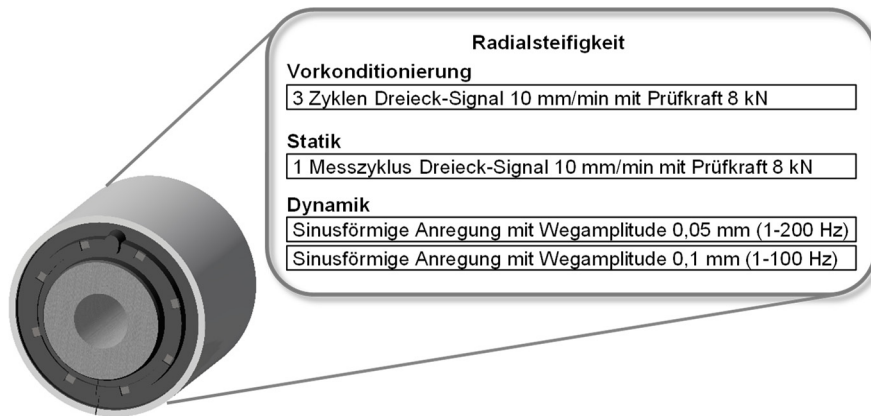


Abbildung 4-24: Messprogramm der Fahrwerkslager bezüglich der Langzeitanalyse

Der Elastomerprüfstand selbst ist ein multiaxialer, hydraulischer Prüfstand der Firma Inova, welcher die Messung bis zu einer Frequenz von 400 Hz erlaubt. Da dieser zu Beginn der Langzeitanalyse neu angeschafft worden ist und zuvor nur wenige Erfahrungen mit ihm gemacht worden sind, soll er im Folgenden hinsichtlich seines Aufbaus und der integrierten Messtechnik, sowie dessen Inbetriebnahme für Fahrwerkslager erläutert werden.

Aufbau des Prüfstandes

Wie die Vorderansicht in Abbildung 4-25 zeigt, ist der Prüfstand als Stahlplattenschweißkonstruktion (2) ausgeführt, die es, erlaubt eine hohe Struktursteifigkeit bei einer verhältnismäßig geringen Gesamtmasse von 5600 kg zu erzielen. Dadurch liegt die erste zerstörende Eigenfrequenz der Prüfeinrichtung bei 591 Hz und gewährleistet den unterkritischen Betrieb bis 400 Hz. [107] Zusätzlich ist der gesamte Prüfstandsaufbau mittels Entkopplungselementen (5) gegenüber dem Gebäudefundament schwingungsentkoppelt, um einerseits das Messergebnis nicht durch äußere Störungen zu beeinflussen und andererseits die Schädigung des Baufundaments durch den Prüfstand zu vermeiden. [108; 109; 110]

Die Anregung findet über den im oberen Bereich der Rahmenkonstruktion befindlichen lineargelagerten, hydraulischen Vertikalzylinder (1) statt. Dieser ist aus Gründen der Reduktion von Massenträgheit aus einer Titanlegierung gefertigt und kann Kräfte von maximal 25 kN übertragen. [110] Der Prüfling selbst wird über eine geeignete Adaption auf einem hydraulisch verfahrbaren Maschinenbettstempel (4) verbaut, durch den die Montage und Justierung deutlich erleichtert wird. [111] Während der Prüfung der Elastomerlager wird dieser mittels Klemmung mit dem Prüfstandrahmen starr gekoppelt, um die Messergebnisse möglichst nicht durch Relativbewegungen zwischen dem Vertikalpulser und dem Prüfstandrahmen zu verfälschen. [91]

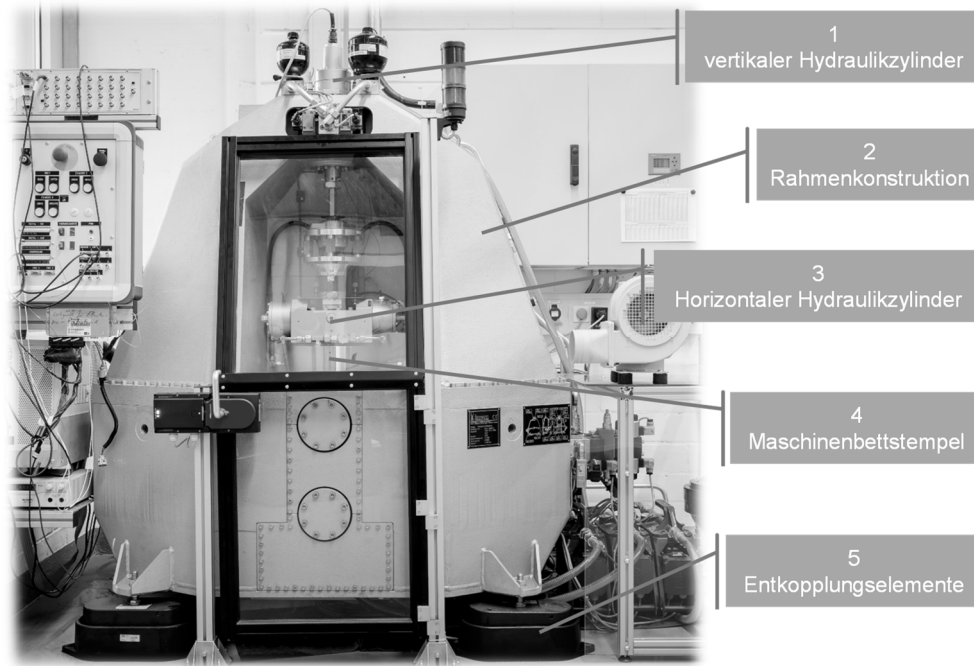


Abbildung 4-25: Grundsätzlicher Aufbau des Elastomerprüfstandes

Des Weiteren ist ein hydraulischer Querkraftzylinder (3) auf dem Maschinenbettstisch angebracht, mit Hilfe dessen der Prüfling uniaxial in horizontaler Richtung oder auch im Zusammenspiel des Vertikalzylinders mehraxial angeregt werden kann. [109]

Die wichtigsten technischen Daten des Elastomerprüfstandes sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-2: Technische Daten des Elastomerprüfstandes

Hauptabmaße (H x B x T)	1850 mm x 1625 mm x 1040 mm
Systemdruck	280 bar
Vertikalpulser	
Nennlast	+/- 25 kN
dynamische Last	+/- 16 kN
Nennhub	+/- 25 mm
Maximale Frequenz	400 Hz
Horizontalpulser	
Nennlast	+/- 7 kN
dynamische Last	+/- 5,6 kN
Nennhub	+/- 25 mm
Maximale Frequenz	50 Hz

Der Betrieb des Prüfstandes kann sowohl auf Basis einer Kraft- als auch einer Wegregelung erfolgen. Zur Erfassung des Verfahrwegs und der Prüfkräfte verfügt der Prüfstand über verschiedene Sensoren, deren Positionierung aus Abbildung 4-26 hervorgeht.

Bezüglich der horizontalen und vertikalen Wegmessung werden bis zu einer Frequenz von 120 Hz in den Hydraulikzylindern angebrachte induktive Wegaufnehmer genutzt. Oberhalb

von 120 Hz sind diese jedoch nicht mehr hinreichend genau, weshalb der Weg zusätzlich mittels doppelter Integration des Signals eines piezoelektrischen Beschleunigungssensors, welcher am unteren Ende des vertikalen Titanzylinders verbaut ist, ermittelt wird. [108]

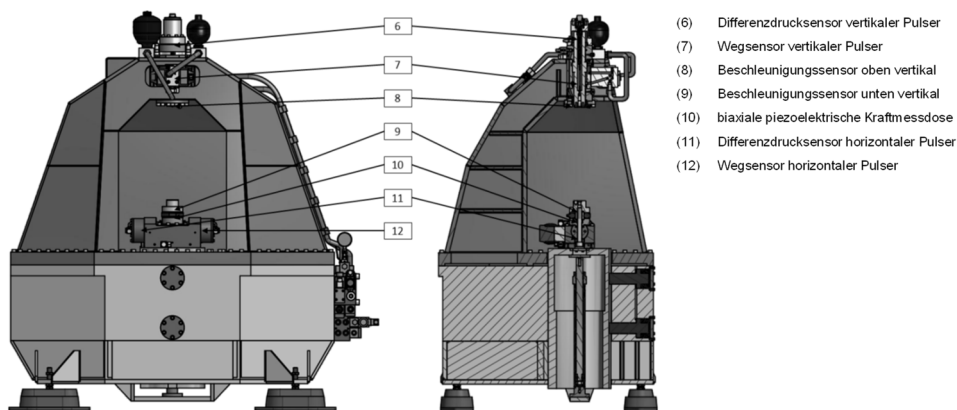


Abbildung 4-26: Technischer Messaufbau des Elastomerprüfstandes nach [112]

Zur Bestimmung der statischen Kräfte und Vorlasten während des Betriebs dient die Differenzdruckmessung im vertikalen bzw. horizontalen Hydraulikzylinder, durch deren Funktionsprinzip auf die jeweilige Kraft geschlossen werden kann. Da diese Sensoren nicht in der Lage sind auch dynamische Kräfte zu messen, erfolgt die dynamische Kraftmessung über eine auf dem Maschinenbett montierte biaxiale piezoelektrische Kraftmessdose. [91] Neben der Kraftmessdose ist am Maschinenbettstempel ein weiterer Beschleunigungssensor angebracht. Dieser ermöglicht die Detektion von Störschwingungen, die vom Prüfstandsrahmen und Maschinenbett übertragen werden, und deren Kompensation in den Messergebnissen.

Inbetriebnahme und Validierung der Messdatenerfassung, -verarbeitung und Auswertung

Vor der Analyse an Bauteilen sind zunächst die Eigenschaften des Prüfstandes und der notwendigen Adaptionen zu untersuchen, um die Qualität aller generierten Messergebnisse gewährleisten zu können. Bezüglich einer detaillierten Ausführung der Inbetriebnahme sei hier auf Watzl [109] und Jahnke [112] verwiesen, die den Prüfstand hinsichtlich der Prüfung von Aggregatlagerungen bereits detailliert untersucht haben. Da aber Fahrwerkslager aufgrund ihres Anforderungsspektrums einer exakten Radführung ein bis zu 100-fach höheres Steifigkeitsniveau als Motorlager besitzen, erforderten diese weitere Untersuchungen, um den Prüfstandseinfluss bestmöglich ausschließen zu können. Dazu zählen sowohl die nachfolgend beschriebene Massenkraft- und Steifigkeitskompensation, die spätere Signalverarbeitung und Auswertung als auch die experimentelle Modalanalyse der Adaptionen.

Bei der Durchführung von dynamischen Messungen werden neben dem Prüfling auch Massenanteile der Adaption und des Prüfstandes mit beschleunigt, wodurch deren Massenträgheit das Messergebnis im höherfrequenten Bereich deutlich verfälscht. Daher werden zu Beginn jeder Messung die dynamischen Massenkkräfte durch ein Abfahren eines Frequenz-Sweeps ermittelt, die der Prüfstand intern als nötigen Kompensationsfaktor hinterlegt. Im Gegensatz zur Bauteilprüfung selbst wird hierbei der Prüfling nicht mit der Gabel

am Hydraulikzylinder des Vertikalpulsers verbunden. Da jede Art von Elastomerlagern und der dazugehörigen Adaption für den Prüfstand eine andere Masse aufweisen, muss die Massenkraftkompensation für jede neue Konfiguration aus Lager und Adaption erfolgen. [91; 109; 110; 112]

Da der Prüfstand und die jeweilige Adaption unweigerlich eine gewisse Elastizität besitzen, von Interesse aber lediglich die Charakterisierung des Prüflings ist, bedarf es weiterhin der genauen Kenntnis über die Maschinen- und Aufnahmesteifigkeiten. Gerade mit zunehmender Steifigkeit, wie es des Öfteren bei Fahrwerkslager der Fall ist, gewinnt dies an Bedeutung. Nach Gleichung (4-10) entsteht beispielsweise bei einer nominellen Bauteilsteifigkeit von 30 kN/mm und einer angenommenen Nachgiebigkeit der Prüfmaschine von 3/1000 mm/kN ein Messfehler von 8 %. [111]

$$\frac{1}{c_{Gesamt}} = \frac{1}{c_{Zylinder}} + \frac{1}{c_{Adaption}} + \frac{1}{c_{Prüfling}} + \frac{1}{c_{Rahmen}} \quad (4-10)$$

Liegt dagegen die Bauteilsteifigkeit unter einem kN/mm, ist der Fehler vernachlässigbar gering.

Zur Beschreibung der Steifigkeiten des Gesamtsystems bestehend aus Prüfstandsrahmen c_{Rahmen} , Hydraulikzylinder des oberen Pulsers $c_{Zylinder}$, Prüfling $c_{Prüfling}$ und Adaption $c_{Adaption}$, eignet sich das in Abbildung 4-27 links dargestellte mechanische Ersatzsystem in Form einer Reihenschaltung von Federn.

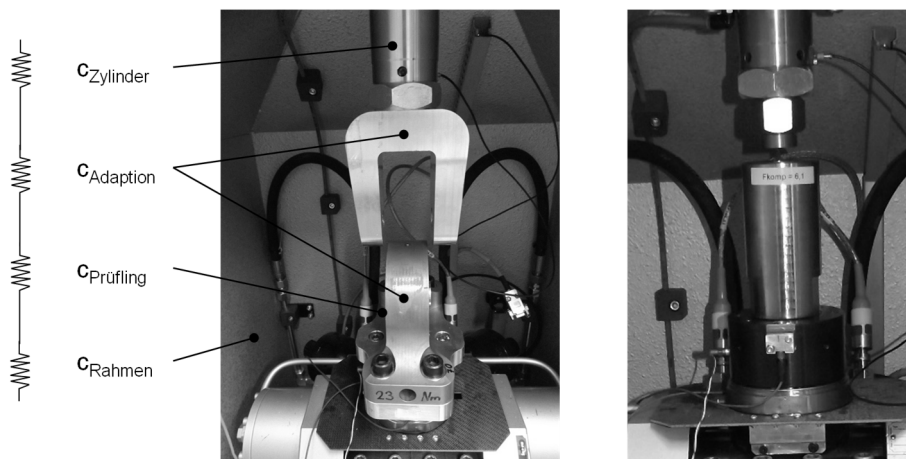


Abbildung 4-27: Mechanisches Ersatzschaltbild der Steifigkeiten des Gesamtsystems EPST (links), Steifigkeitsermittlung mittels Stahlzylinder (rechts)

Durch einen auf Druck beanspruchten Stahlzylinder (Abbildung 4-27 rechts) konnte eine Summensteifigkeit aus c_{Rahmen} und $c_{Zylinder}$ von 271 kN/mm ermittelt werden. Wird diese jedoch zur Kompensation der Steifigkeit über den gesamten Frequenzbereich bis 400 Hz herangezogen, bleibt ein Fehler, welcher sich in einem Sprung des Steifigkeitsverlaufs bei 120 Hz auszeichnet, bestehen. (siehe Abbildung 4-28) Denn durch die Umschaltung zwischen dem Weg- und Beschleunigungssensor, was dem Funktionsprinzip der beiden Sensoren geschuldet ist, und deren unterschiedlichen Positionierung, bedarf es im Fall des

Beschleunigungssensors keiner Kompensation der Steifigkeit des Hydraulikzylinders mehr. [111]

Unter Annahme einer linear elastischen Verformung des Werkstoffes kann diese mit Hilfe des Hookschen Gesetzes nach Gleichung (4-11) berechnet werden.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \sigma = \frac{F}{A} \quad c = \frac{F}{\Delta l} \quad \rightarrow c = \frac{E \cdot A}{l_0} \quad (4-11)$$

Demnach ergibt sich mit einem Durchmesser von 55 mm, einer Länge von 230 mm des Hydraulikzylinders, sowie einem Elastizitätsmodul von 115 kN/mm² der Titanlegierung eine Steifigkeit von ca. 1,2 MN/mm.

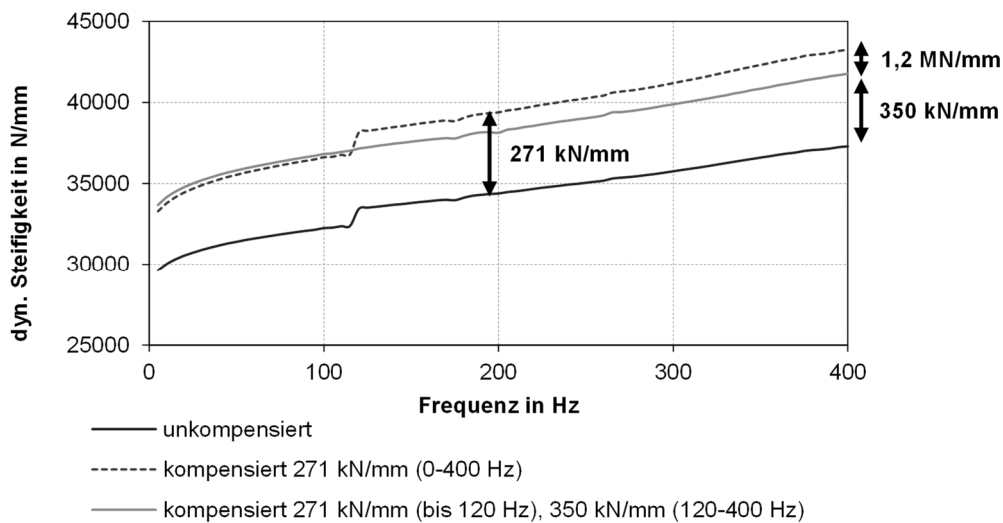


Abbildung 4-28: Kompensation der Maschinensteifigkeit EPST

Anhand der aufgezeigten Untersuchungen hinsichtlich der Prüfstandsteifigkeit lässt sich nun in Abbildung 4-28 die Steifigkeitskompensation wie folgt zusammenfassen. Bis zu einer Frequenz von 120 Hz ist die Steifigkeit des Prüflings mit der gesamten Maschinensteifigkeit ($C_{\text{Rahmen}} + C_{\text{Zylinder}}$) von 271 kN/mm zu kompensieren. Oberhalb von 120 Hz darf die Zylindersteifigkeit nicht mehr berücksichtigt werden, wodurch die Kompensation nur noch mit der Differenz aus gesamter Maschinen- (271 kN/mm) und Zylindersteifigkeit (1,2 MN/mm), welche letztlich der Rahmensteifigkeit (350 kN/mm) entspricht, erfolgt. [111]

Die bereits in Kapitel 4.1.2 erläuterten gängigen Größen zur Charakterisierung von Elastomerlager, wie die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel, werden durch die prüfstandsinterne, vollautomatische Aufbereitung und Verarbeitung der Rohsignale ermittelt. Die Weg- und Kraftsignale werden für die jeweiligen angefahrenen Frequenzblöcke durch die diskrete Fourier-Transformation (DFT) vom Zeit- in den Frequenzbereich überführt. (siehe Abbildung 4-29) Dadurch kann die Weg- und Kraftamplitude ($\hat{x}(f = f_0)$ bzw. $\hat{F}(f = f_0)$) bei jeder durch den Prüfstand angefahrenen Frequenz f_0 bestimmt werden. [109]

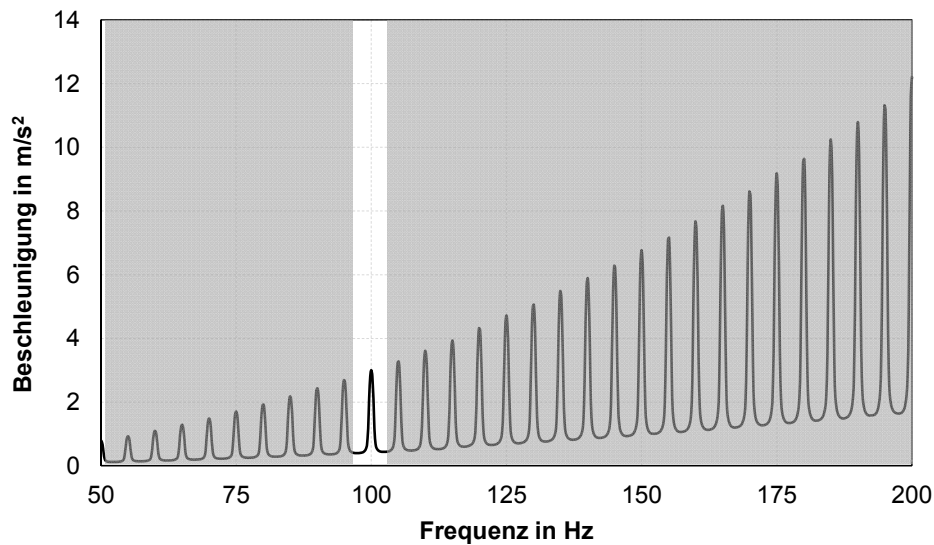


Abbildung 4-29: Darstellung der Vorgehensweise zur frequenzdiskreten Berechnung der dynamischen Steifigkeit

Während die Bestimmung der dynamischen Steifigkeit c_{dyn} durch den Quotient aus Kraft- und Wegamplitude bei der betrachteten Frequenz f_0 erfolgt (siehe Gleichung (4-12)), wird der Verlustwinkel durch den Phasenbezug der beiden Größen bestimmt.

$$c_{dyn}(f = f_0) = \frac{\hat{F}(f = f_0)}{\hat{x}(f = f_0)} \quad (4-12)$$

Neben der Berechnung des Verlustwinkels δ aus dem Phasenversatz existiert die Möglichkeit den Verlustwinkel aus der Geometrie der Hysterese nach Gleichung (4-13) zu ermitteln.

$$\delta = \arcsin\left(\frac{4 \cdot A_W}{\pi \cdot F_{SS} \cdot S_{SS}}\right) \quad (4-13)$$

A_W ...Hysteresefläche

F_{SS} ...Spitze-Spitze-Wert Kraft

S_{SS} ...Spitze-Spitze-Wert Weg

Um dahingehend die prüfstandinterne Auswertung zu validieren, hat Kiebler [91] die verschiedenen Berechnungsmethoden in seiner Arbeit auf die Rohdaten der Messung angewandt. Unter den zwei Methoden ergeben sich keine Unterschiede im Ergebnis, weisen aber zur Auswertung des Prüfstands erhebliche Abweichungen auf. (siehe Abbildung 4-30 links) Diese Messabweichungen sind auf Latenzzeiten der verbauten Messtechnik zurückzuführen, weshalb in der Prüfstandssoftware ein Korrekturfaktor hinterlegt ist, der diese ausgleichen soll. Wird dieser mit den Ergebnissen der Rohdatenauswertung multipliziert, besteht, wie in Abbildung 4-30 rechts dargestellt, eine gute Übereinstimmung mit der Auswertung des Prüfstandes.

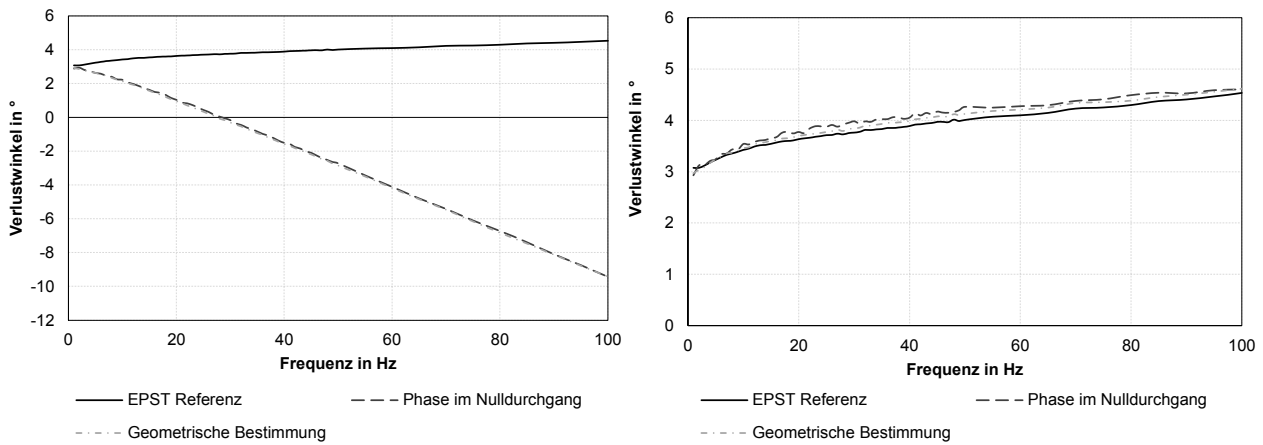


Abbildung 4-30: Vergleich der externen Auswertung des Verlustwinkels mit dem EPST Referenzwert ohne Korrektur (links)/ mit Korrektur (rechts)

Aufgrund der endlichen Steifigkeit des Prüfstandes und der Adaptionen, möglicher Unsymmetrien der Schwingungsanregung, der Randbedingungen und der Prüfkörpereigenschaften, können jedoch auch unerwünscht starke Störschwingungen bei bestimmten Frequenzen hervorgerufen werden. Da aber allein das dynamische Verhalten des Elastomerlagers selbst von Interesse ist, ist sicherzustellen, dass die Adaptionen im zu untersuchenden Frequenzbereich bis 400 Hz keine Resonanzen aufweisen und die Beschleunigungskomponenten müssen eingangsseitig in anderen Richtungen als derjenigen der Anregung minimiert werden. So sind nach DIN EN ISO 10846-2 Messungen nur dann gültig, „wenn eingangsseitig der Beschleunigungspegel in der Richtung der Anregung um mindestens 15 dB größer als in den dazu rechtwinklig stehenden Querrichtungen ist, d.h.: $L_{a(excitation)} - L_{a(unwanted)} \geq 15 \text{ dB}$ “. [113] Zur Untersuchung dessen findet daher eine Betriebschwingungsformanalyse Anwendung.

Die für die Langzeitanalyse der konventionellen Fahrwerksbuchsenlager verwendete Vorrichtung besteht aus drei unterschiedlichen Bauteilen (siehe Abbildung 4-31): Einer Gabel zur Befestigung des Innenkerns der Buchse am Vertikalzylinder, einer Grundplatte zur Befestigung der Vorrichtung auf dem Maschinenbett und einer Hülsenaufnahme. Das Fahrwerkslager selbst wird in eine Hülse eingepresst, die wiederum in die Hülsenaufnahme eingespannt wird. Um eine Klemmwirkung der Hülse zu erreichen, ist die Hülsenaufnahme zusätzlich geschlitzt. Zur messtechnischen Erfassung und Beurteilung der dynamischen Eigenschaften der Adaption wird diese an signifikanten Punkten mit mehreren piezoelektrischen, dreiaxialen Beschleunigungsaufnehmern versehen.

Während des Hochlaufs des Prüfstandes bis 400 Hz können damit nach Gleichung (4-14) die Pegel der Beschleunigungen in die drei translatorischen Raumrichtungen bei den jeweiligen Frequenzen durch eine Fast-Fourier-Transformation ermittelt werden.

$$L_a = 10 \lg \left(\frac{a^2}{a_0^2} \right) \text{ dB} \tag{4-14}$$

a^2 ...Quadrat des Effektivwerts der Beschleunigung
 a_0 ...Beschleunigungs-Bezugswert ($a_0=10^{-6} \text{ m/s}^2$)

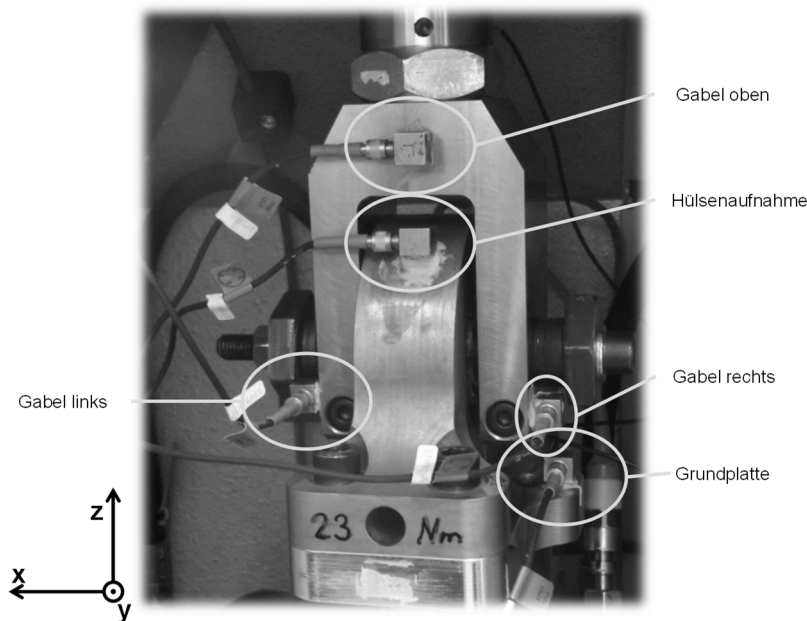


Abbildung 4-31: Betriebsschwingformanalyse EPST Adaption

In Abbildung 4-32 ergeben sich somit der eingangseitige Beschleunigungspegel des Zylinders bzw. der Gabel oben in Vertikalrichtung, als auch die Pegel der Adaption (Grundplatte und Hülseaufnahme) in Anregungs- und dazu rechtwinklig stehenden Querrichtungen. Dargestellt ist hier lediglich der Frequenzbereich bis 250 Hz, da die Messungen der Langzeitversuche ausschließlich bis 200 Hz durchgeführt worden sind. Die Grenzkurve liegt mit der geforderten Mindstdifferenz von 15 dB unterhalb des Beschleunigungspegels der Anregung (Zylinder – z). Die Pegel der Beschleunigungssensoren auf der Adaption zeigen für die x-, y- und z- Richtung im gesamten Frequenzband bis 250 Hz deutlich größere Differenzpegel als 15 dB auf.

Damit ist die Anforderung nach der ISO 10846 Teil 2 eingehalten und die dynamischen Messungen der verschiedenen Buchsenlager innerhalb der Langzeitanalyse können als gültig betrachtet werden. Der Aufnahme kann zudem eine sehr gute Einsatzfähigkeit bis 250 Hz aufgrund keinerlei relevanten Eigenschwingungen bestätigt werden.

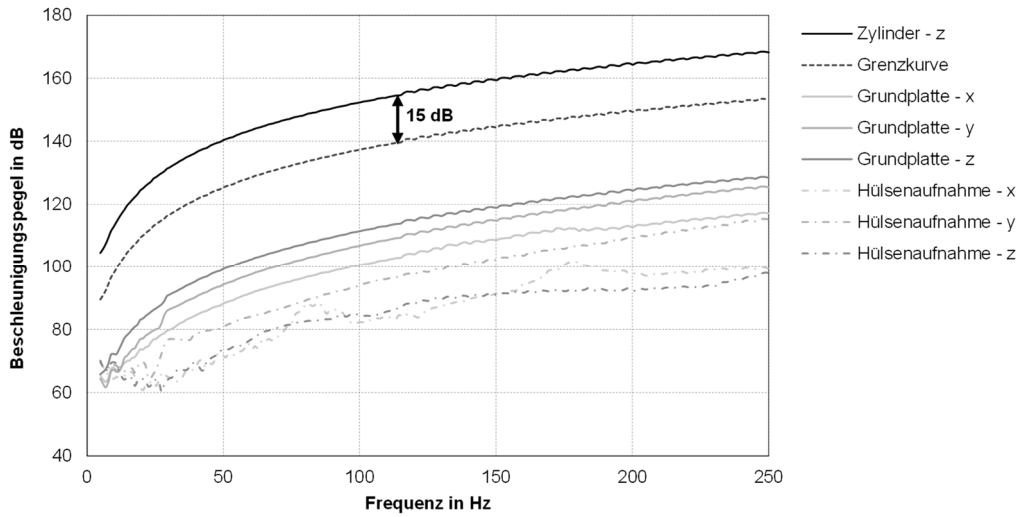


Abbildung 4-32: Beschleunigungspegel der EPST Adation

Um letztlich noch etwaige Fehler der Messtechnik bei den Elastomerlagermessungen unter erhöhter Temperatur ausschließen zu können, sind statische und dynamische Messungen bei Raumtemperatur und unter 75 °C an dem in Abbildung 4-33 ersichtlichen Kalibrierwerkzeug durchgeführt worden. Es entspricht einem Stahlbügel, der im Gegensatz zum Gummiwerkstoff im betrachteten Frequenzbereich weder eine Frequenz- noch eine Temperaturabhängigkeit besitzt, und erlaubt bei möglichen Abweichungen unter der Temperatur eine Aussage über die Einsatzfähigkeit der Messtechnik. Ergebnis dessen ist, dass sich im Vergleich zur Raumtemperatur lediglich eine drei prozentige Abweichung über den gesamten Frequenzbereich einstellt, die weit unterhalb der zu erwartenden Streuung von Elastomerkomponenten liegt und somit eine Validation der verwendeten Messtechnik des Prüfstandes auch unter höheren Temperaturen gegeben ist.

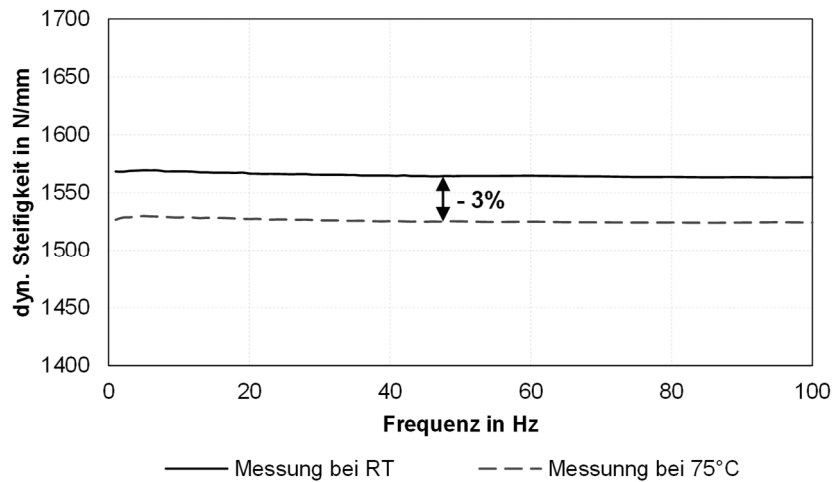


Abbildung 4-33: Validierung der Messtechnik des EPST unter erhöhten Temperaturen

4.2.4 Ergebnisse ohne Vorspannung gelagerter Prüflinge unter dem Einfluss unterschiedlicher Vernetzungssysteme

Entgegen erster Hypothesen einer Zunahme der Steifigkeit der Gummi-Metall-Lager über der Lagerungszeit von 224 Tagen durch die Nachvernetzung nach der Vulkanisation, zeigt die Auswertung in Abbildung 4-34 der statischen und dynamischen Messungen ohne Vorspannung gelagerter Bauteile eher eine Abnahme der Steifigkeit nach der Erstprüfung an Tag 0. Dies lässt darauf schließen, dass die Reversibilität der Spannungserweichung im Werkstoff durch den Mullins-Effekt auf das Bauteilverhalten nicht zwingend zutrifft. Zudem ist zu erkennen, dass sich der relative Steifigkeitsabfall bei den Fahrwerkslagern unterschiedlich ausprägt, sodass das Schlitzbuchsenlager ohne Zwischenblech und geringerer Kalibrierung im Vergleich zum anderen mit Zwischenblech und höherer Kalibrierung nur einen sehr geringen Abfall von knapp 3 % nach 224 Tagen Lagerungszeit sowie einen deutlich geringeren Streubereich aufweist. Einzig das aus dem NR/BR-Verschnitt bestehende Bundbuchsenlager legt über der Zeit an Steifigkeit stetig zu, was auch später in den Werkstoffeigenschaften (Kapitel 4.3) festzustellen ist.

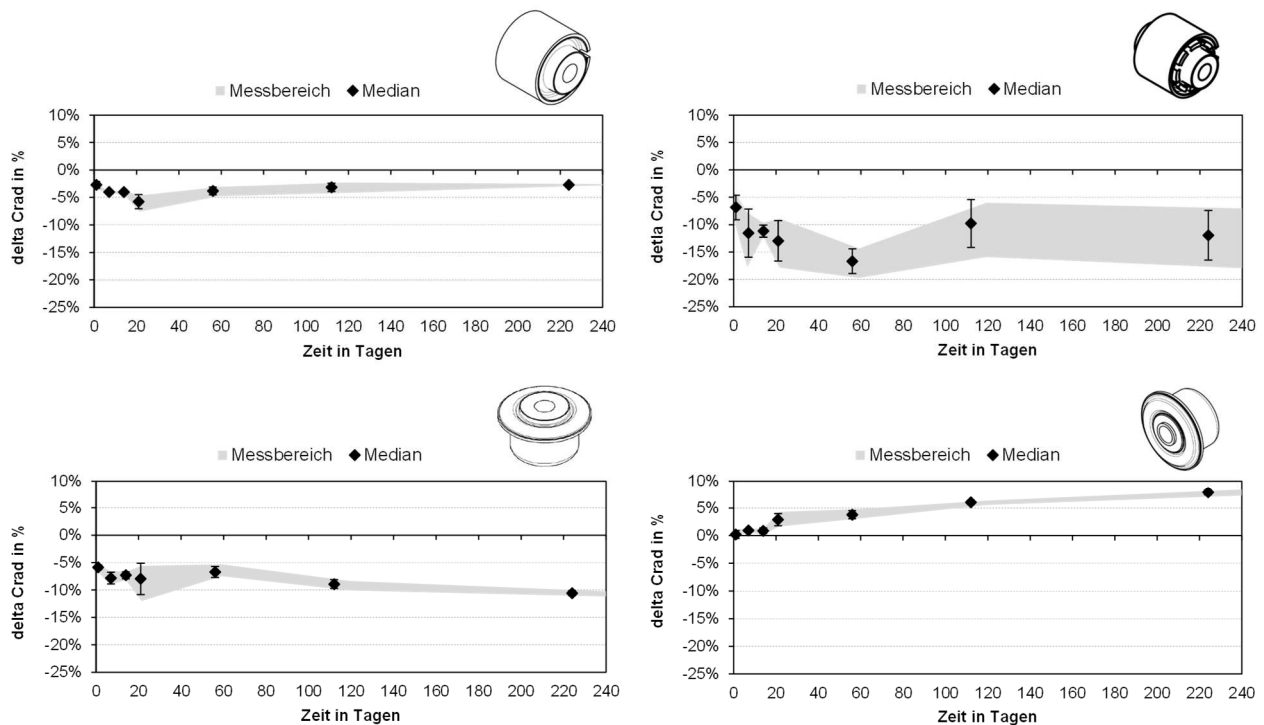


Abbildung 4-34: Statische Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen ohne Vorspannung gelagerter Bauteile⁵

Während also drei der vier untersuchten Fahrwerkslager durch die erste Bauteilprüfung zunächst an Steifigkeit abnehmen, dann sich aber nahezu konstante Eigenschaften einstellen, nimmt die Steifigkeit eines der Bundbuchsenlager zu.

Im Fall der Schlitzbuchsenlager bestätigen dies ebenfalls die durchgeführten Wiederholprüfungen mit Lagern aus einer anderen Fertigungscharge. Nur die Wiederholprüfung der

⁵ Der grau hinterlegte Messbereich entspricht dabei den minimalen und maximalen Steifigkeitsänderungen des jeweiligen Messtages und die Fehlerindikatoren spiegeln die Standardabweichung der Messungen an mindestens drei Bauteilen wider.

Schlitzbuchse mit Zwischenblech zeigt in Abbildung 4-35 nach der Erstprüfung eine geringe Steifigkeitsabnahme, was auf die Chargenstreuung der gelieferten Lager zurückzuführen ist.

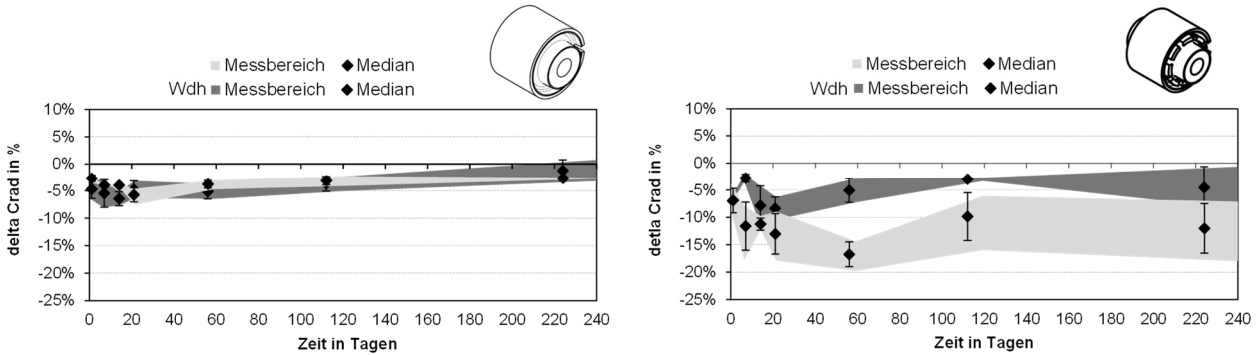


Abbildung 4-35: Wiederholprüfung der statischen Steifigkeitsaufnahme über der Lagerungszeit (ohne Vorspannung gelagert) mit Bauteilen einer anderen Fertigungsladung

Der Vergleich von EV- und HS-Vernetzungssystem weist bei beiden Schlitzbuchsen eine Zunahme der Steifigkeit bzw. Anzeichen einer „Erholung“ und ein Zurückgewinn der ursprünglichen Steifigkeit nach Erstprüfung mit einem konventionellen Vernetzungssystem auf. (siehe Abbildung 4-36) Dies ist mit einer über der Zeit zunehmenden Erhöhung der Vernetzungsdichte durch die Umlagerung und Ausrichtung der höheren Anzahl an polysulfid Schwefelbrücken in der Werkstoffmischung zu erklären.

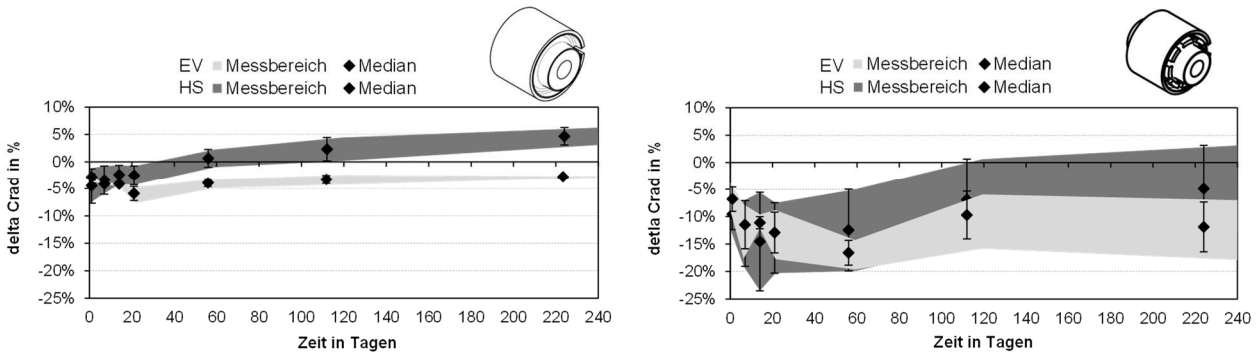


Abbildung 4-36: Einfluss des Vernetzungssystems auf statische Steifigkeit über der Zeit (ohne Vorspannung gelagert)

Hinsichtlich der Dämpfungseigenschaften, wie der statischen Hysterese oder des Verlustwinkels bei 15 Hz in Abbildung 4-37, können keine signifikanten Änderungen über der Zeit sowie Einflüsse vom gewählten Vernetzungssystem ausgemacht werden.

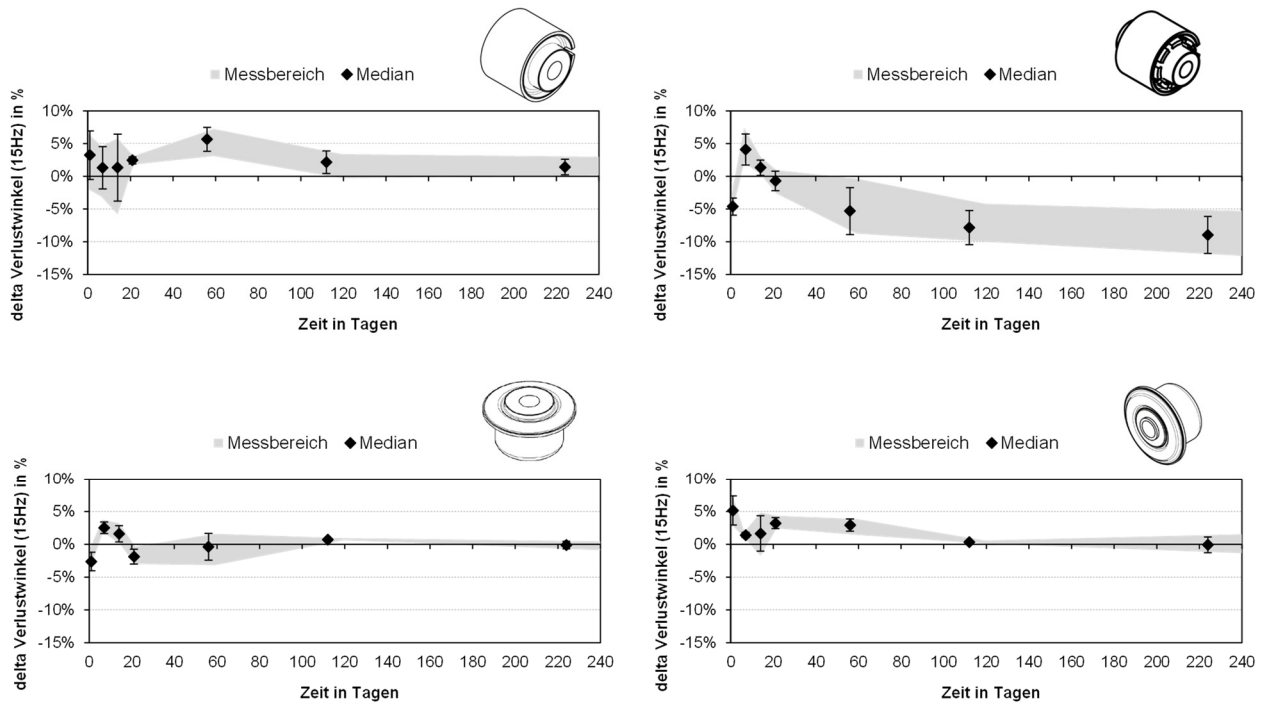


Abbildung 4-37: Verlustwinkeländerung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen ohne Vorspannung gelagerter Bauteile

4.2.5 Ergebnisse unter Vorspannung gelagerter Prüflinge

Der Verlauf der statischen und dynamischen Steifigkeit der Bauteile über der Lagerungszeit verhält sich unter Vorspannung gelagert größtenteils entsprechend der Bauteile ohne Vorspannung gelagert. Zu beobachten ist jedoch die in Abbildung 4-38 dargestellte immense relative statische Steifigkeitänderung der Schlitzbuchse mit Zwischenblech (oben rechts), deren Verringerung nach 224 Tagen um knapp 60 % sich ohne Vorspannung nicht derart ausgeprägt zeigte. Dies kann auf den hohen Kalibriergrad der Buchse zurückgeführt werden, durch die der Gummiwerkstoff einer ununterbrochenen Querdehnung und Relaxation ausgesetzt ist. Den Beweis der These liefert schließlich die noch im Folgenden diskutierten Ergebnisse der Einflussanalyse von gewählten Vorspannungen bzw. Kalibrierungen ausgehend vom Lagerdesign. Die niedrige Shore-Härte des verwendeten Elastomers und die damit verbundenen geringen bzw. wenigen vorhandenen physikalischen Bindungen zwischen Polymermatrix und Füllstoff nach dem in Kapitel 4.1.2 eingeführten „bound-rubber“-Modell setzen dem Effekt der Relaxation auch kaum etwas entgegen.

Die Ergebnisse der anderen drei untersuchten Fahrwerkslager gleichen, wie bereits erwähnt, den Ergebnissen der Analyse ohne Vorspannung gelagerter Bauteile. Folglich zeigt das aus dem NR/BR-Verschnitt bestehende Bundbuchsenlager auch unter Vorspannung gelagert eine leichte Verhärtung, während die beiden anderen Gummi-Metall-Lager einen konstanten Steifigkeitsverlauf über der Zeit aufweisen. Ebenfalls können übergreifend keine signifikanten Änderungen in der Hysterese oder des Verlustwinkels ausfindig gemacht werden, weshalb von konstanten Dämpfungseigenschaften über der gesamten Lagerungszeit von 224 Tagen ausgegangen werden kann. (siehe Abbildung 4-39)

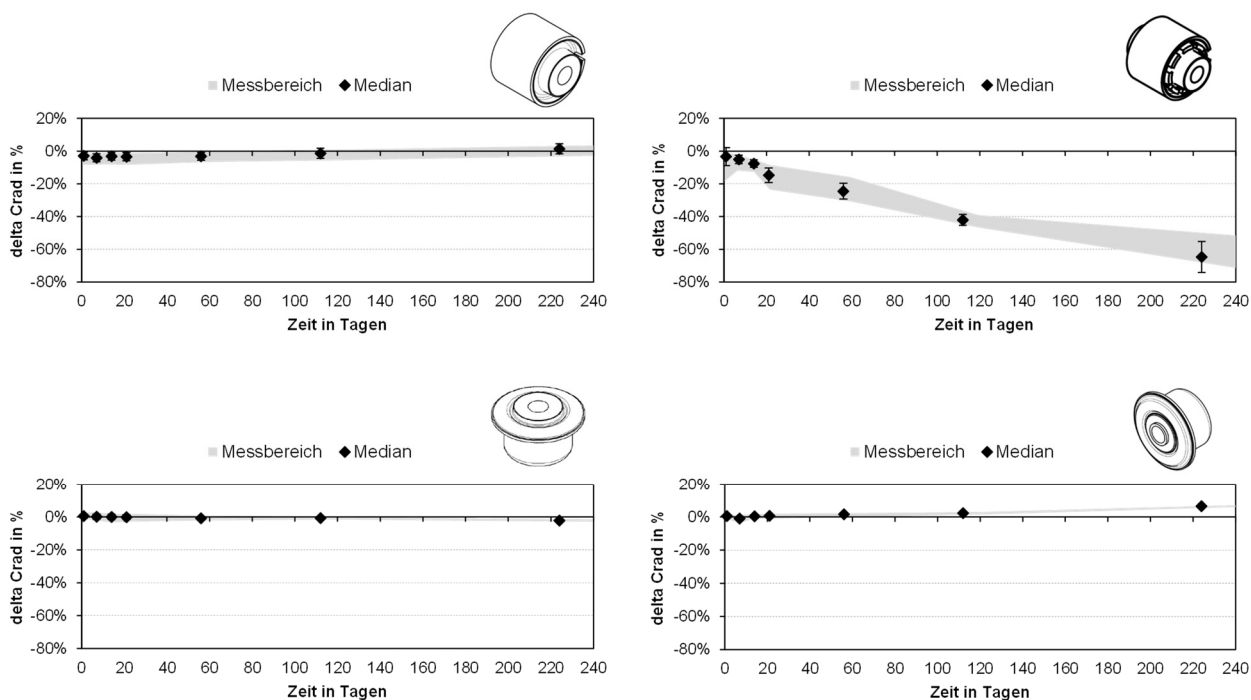


Abbildung 4-38: Statische Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen unter Vorspannung gelagerter Bauteile

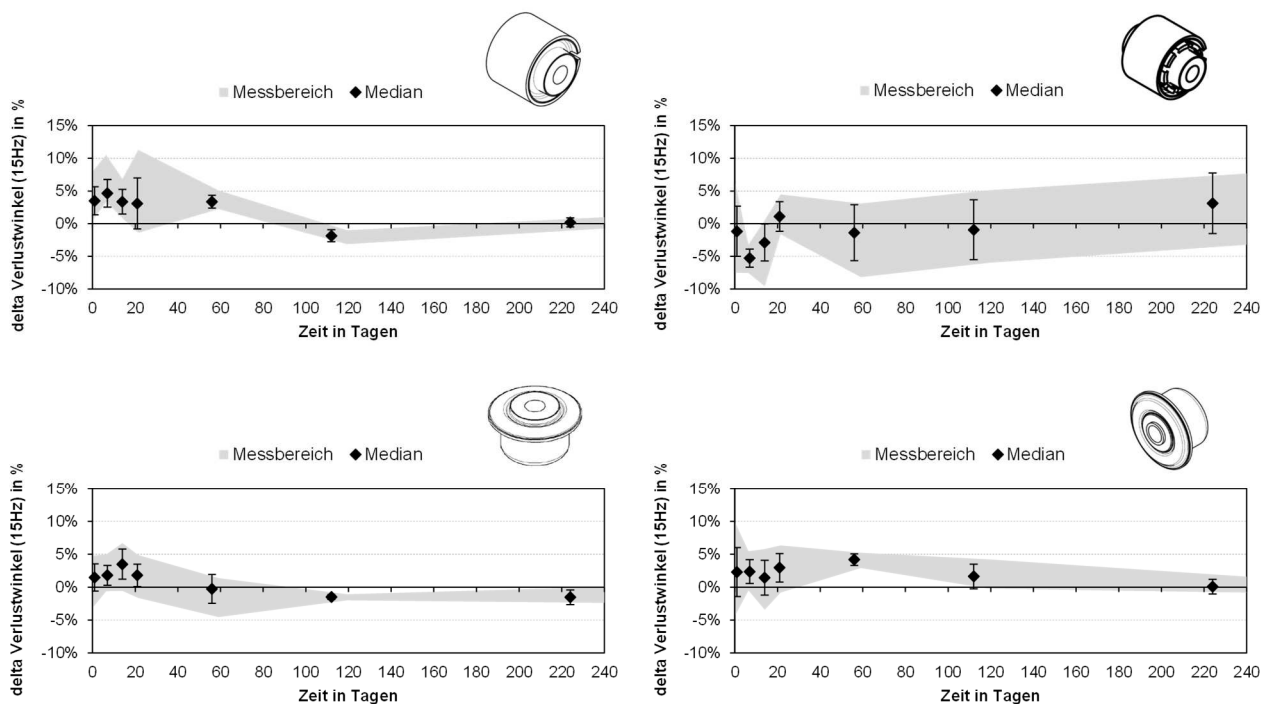


Abbildung 4-39: Verlustwinkeländerung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen unter Vorspannung gelagerter Bauteile

Eine Bestätigung der Ergebnisse liefern zudem die Wiederholprüfungen in Abbildung 4-40, die für alle der vier Lagertypen aus einem anderen Fertigungsbatch durchgeführt worden sind. Daraus geht hervor, dass die Ergebnisse der Bauteile einer Charge mit einem späteren Fertigungslos sehr gut übereinstimmen und die Erkenntnis der extremen Abnahme der Steifigkeit der Schlitzbuchse mit Zwischenblech keinen zufälligen Fehlern unterliegt.

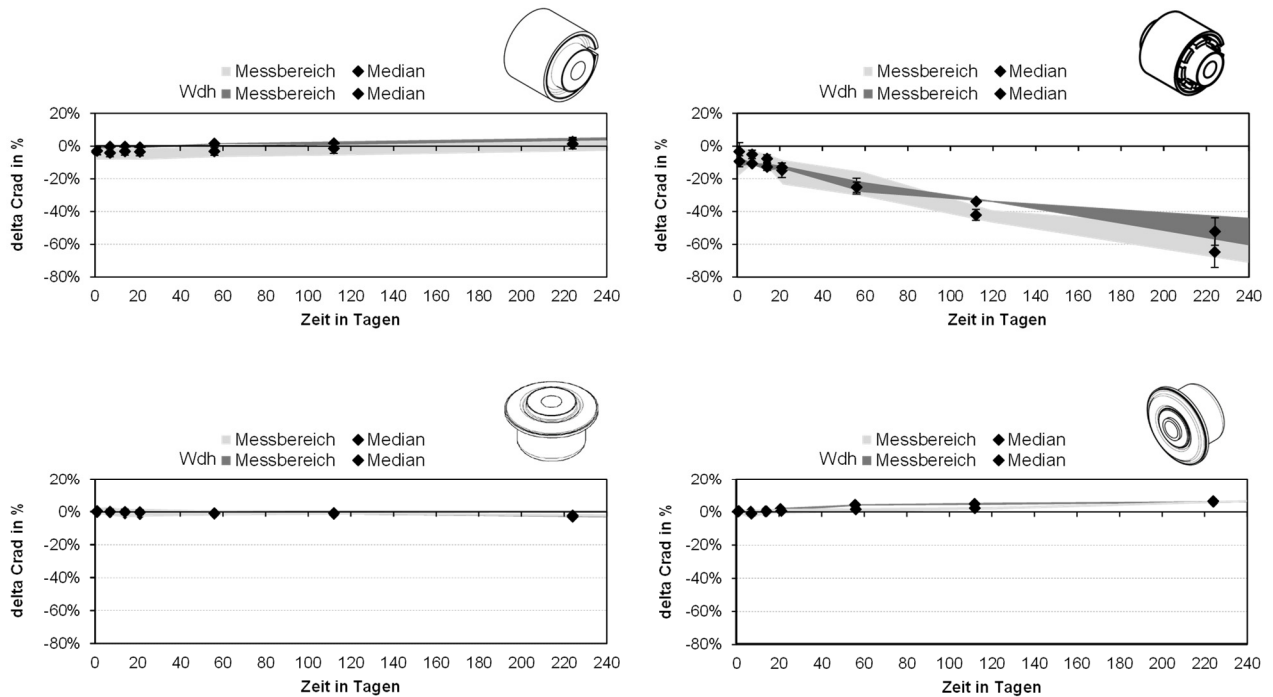


Abbildung 4-40: Wiederholprüfung der statischen Steifigkeitsaufnahme über der Lagerungszeit (unter Vorspannung gelagert) mit Bauteilen einer anderen Fertigungscharge

Waren die bisherigen Ergebnisse zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit für alle vier Lagermodelle vergleichbar, muss bei der Untersuchung des Einflusses von erhöhten Temperaturen dazwischen unterschieden werden. Abhängig vom Verstreckungsgrad des Polymers nimmt die statische Steifigkeit über der Temperatur, wie im Fall der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech und der Bundbuchenlager, aufgrund der entropieelastischen Eigenschaften (siehe Kapitel 4.1.3) zu. In der Dynamik dagegen zeigt sich eine Abnahme der Steifigkeit, da die Wechselwirkungen zwischen Füllstoff und Polymer mit zunehmender Temperatur aufgehoben werden und die Entropieelastizität aufgrund von zu kleinen Verstreckungen im Material bei Amplituden von 0,1 mm eine untergeordnete Rolle spielt.

Einzig das in der Untersuchung steifste Bauteil, das stark kalibrierte Schlitzbuchenlager mit Zwischenblech, zeigt sowohl in der dynamischen (Abbildung 4-42) als auch statischen Steifigkeit (Abbildung 4-41) einen Abfall unter erhöhter Temperaturen bis 85 °C, da die Verstreckung bei einer statischen Prüfkraft von 8 kN derart gering ist, dass der Effekt der Entropieelastizität nicht mehr zum Tragen kommt.

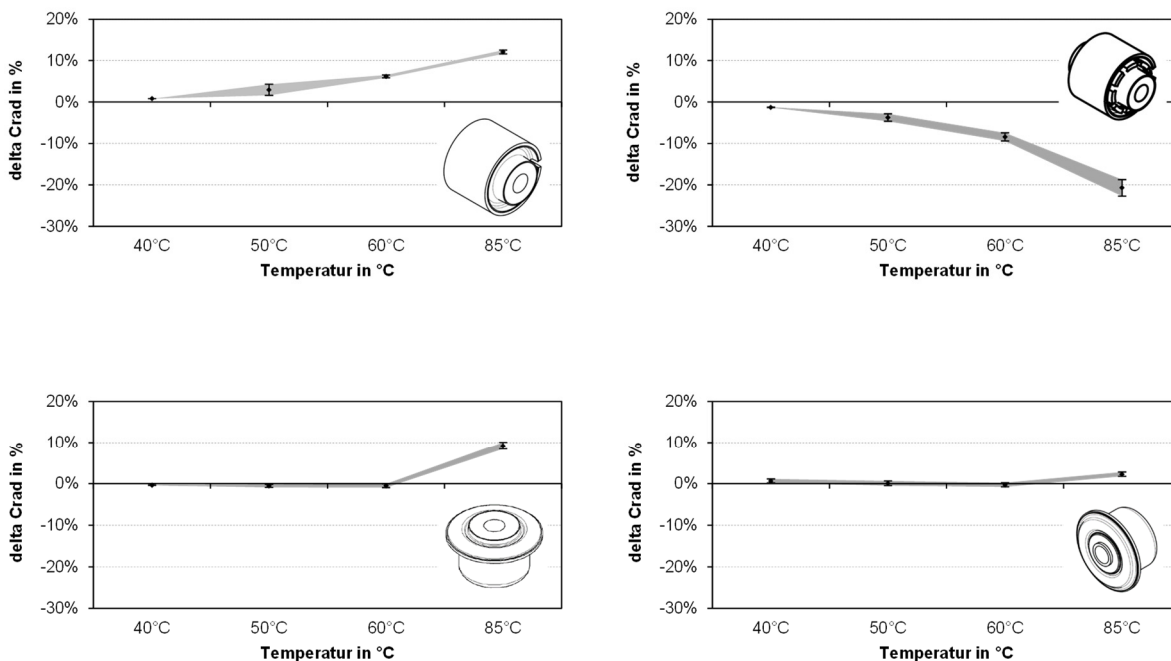


Abbildung 4-41: Stat. Steifigkeitsänderung ggü. Messung an Tag 21 bei RT unter dem Einfluss der Temperatur

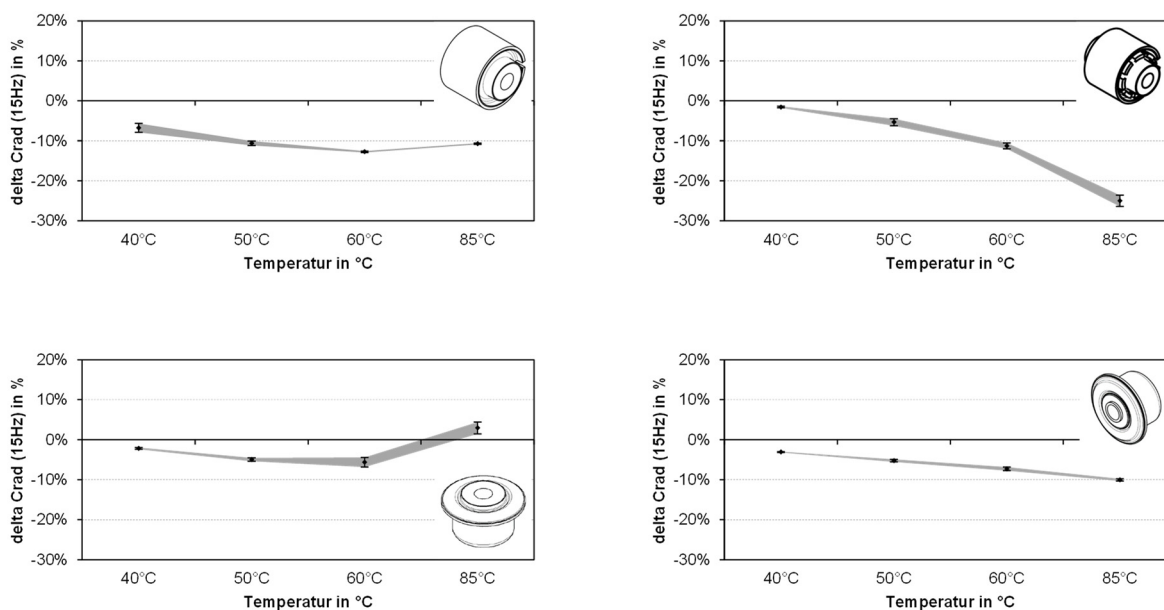


Abbildung 4-42: Dyn. Steifigkeitsänderung ggü. Messung an Tag 21 bei RT unter dem Einfluss der Temperatur

Hinsichtlich des Verlustwinkels über der Temperatur in Abbildung 4-43 stellt sich über alle vier Fahrwerkslagertypen hinweg ein identisches Verhalten heraus. Aufgrund der Entfestigung infolge der Desorption der Polymerketten an der Füllstoffoberfläche mit zunehmender Temperatur sinkt dieser deutlich.

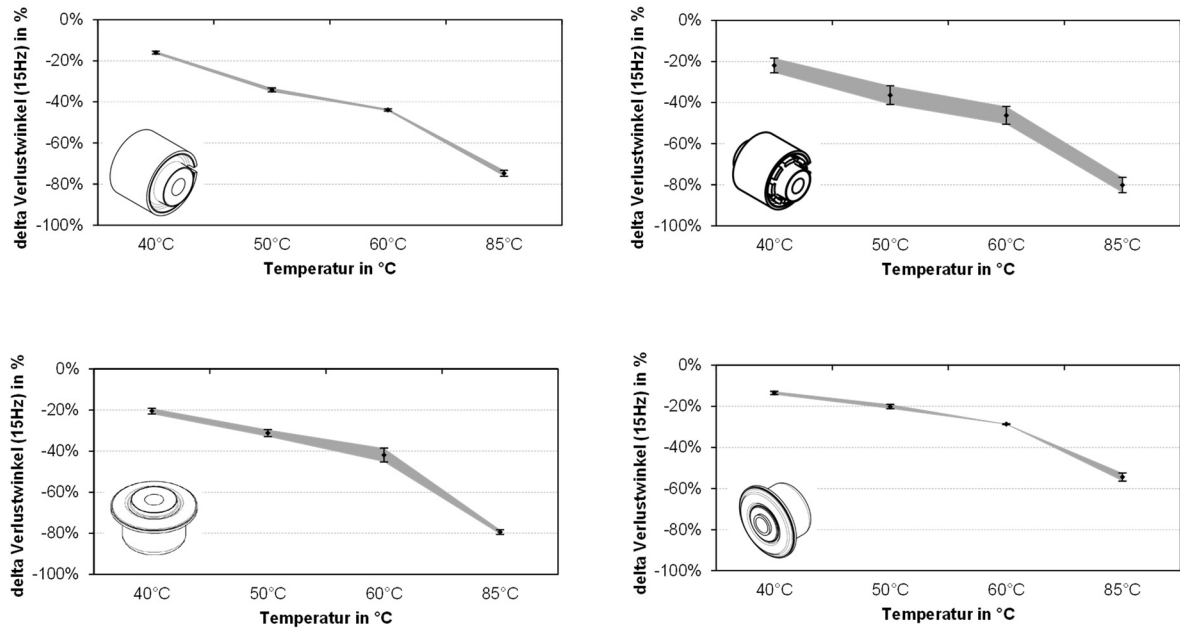


Abbildung 4-43: Verlustwinkeländerung ggü. Messung an Tag 21 bei RT unter dem Einfluss der Temperatur

Des Weiteren ist die Beurteilung des Erholungsvermögens der Bauteilsteifigkeiten und Dämpfungseigenschaften nach der Temperatureinwirkung an Tag 21 von Interesse, deren Verläufe in Abbildung 4-44 und Abbildung 4-45 dargestellt sind. Zeigen sich die Effekte einer Abnahme der dynamischen Steifigkeit bei zwei der vier analysierten Gummi-Metall-Lager vollständig reversibel nach dem Temperatureintrag und fortlaufender Lagerungszeit, fällt besonders der immense Abfall der Steifigkeit im Fall der Schlitzbuche mit Zwischenblech auf. Denn durch die erhöhte Temperatur werden Molekularbewegungen innerhalb der Polymermatrix aktiviert, welche das bereits angesprochene Relaxieren des Gummiwerkstoffs begünstigen und damit einen irreversiblen Steifigkeitsabfall nach dem Temperatureinfluss bewirken. Die Reversibilität der Abnahme des Verlustwinkels unter Temperatur ist jedoch bei allen vier Lagern bereits nach kurzer Lagerungszeit gegeben.

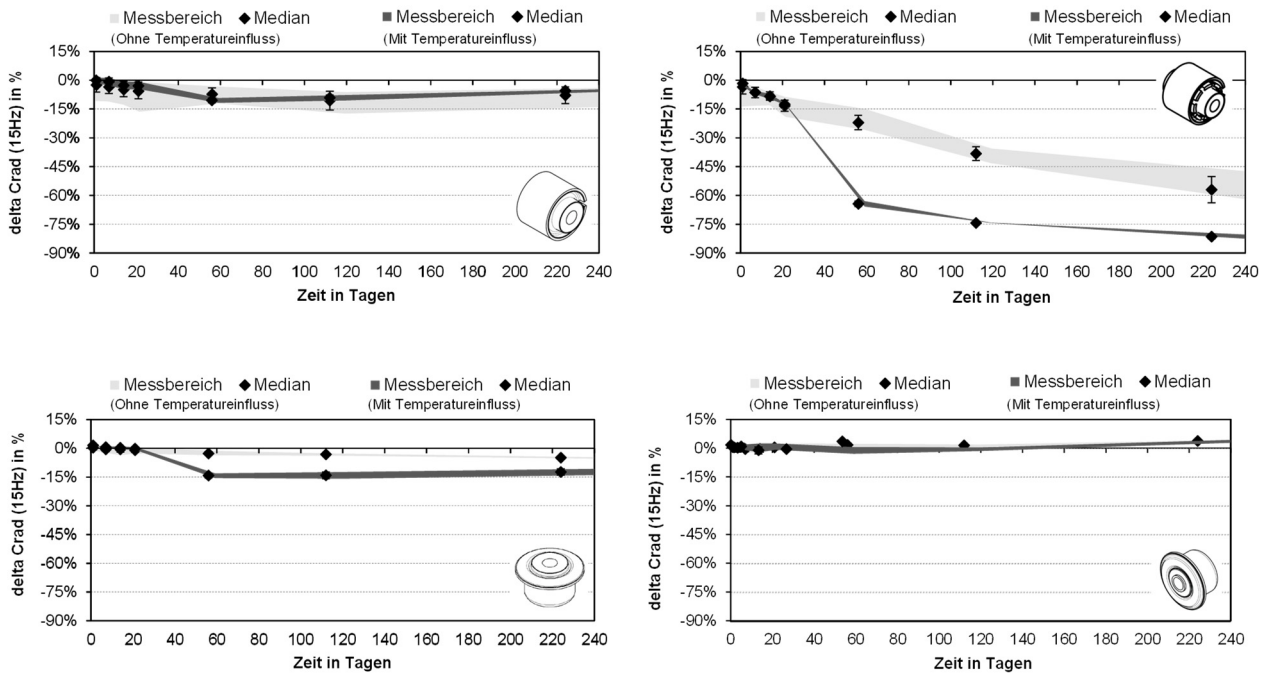


Abbildung 4-44: Dynamische Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen mit und ohne Einfluss der Temperatur

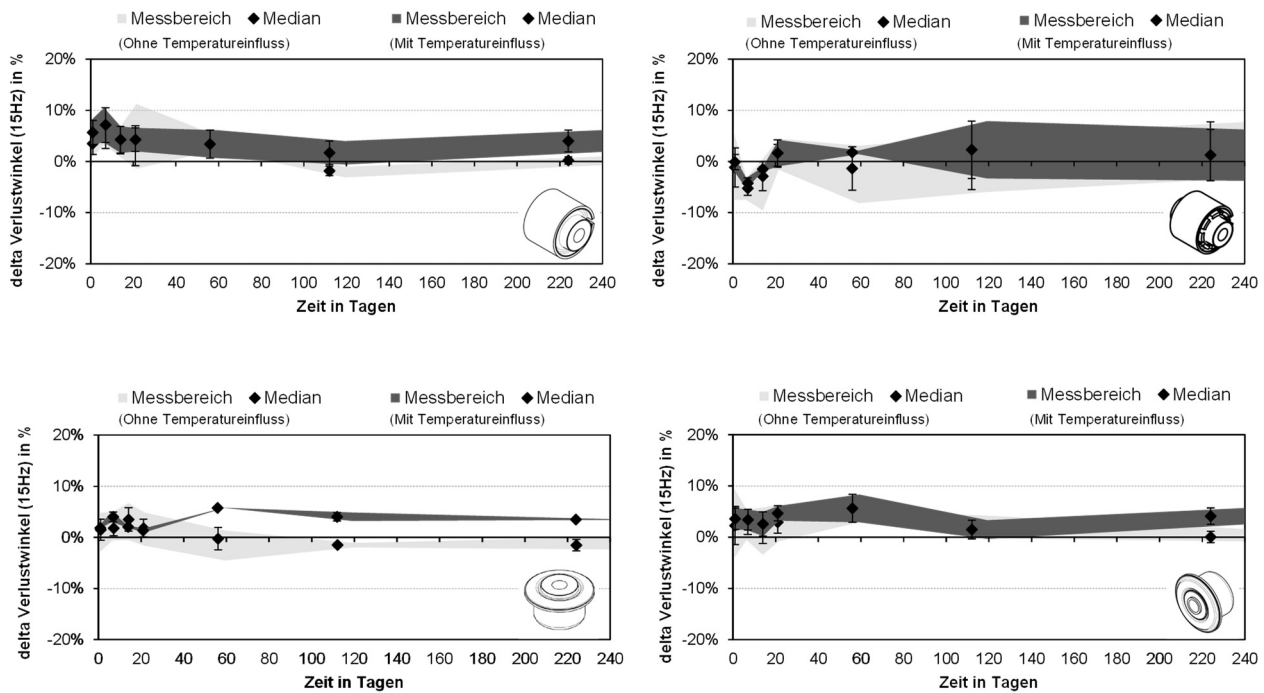


Abbildung 4-45: Verlustwinkeländerung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen mit und ohne Einfluss der Temperatur

Ähnlich der Untersuchung des Temperatureinflusses ist weiters der Einfluss von kurzzeitigen Spitzenlasten an Tag 21, den Abbildung 4-46 zeigt, ermittelt worden. Durch die mit dem Mullins-Effekt begründete Spannungserweichung kommt es dabei mit zunehmender

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Prüfkraft zu einer Abnahme der Bauteilsteifigkeiten und einer bleibenden Reduzierung des Steifigkeitsniveaus der Rückmessungen mit 8 kN an Tag 21. Während die Literatur [96] den Mullins-Effekt im Werkstoff als vollständig reversibel beschreibt, trifft dies für das Bauteil nicht zwingend zu. So zeigen in Abbildung 4-46 nur zwei der vier Gummi-Metall-Lager eine eindeutige Tendenz der Wiederherstellung der Steifigkeit nach der eingebrachten Werkstoffschädigung unter der Einwirkung von Zeit. Demgegenüber ist im Zusammenhang mit der stark vorgespannten Schlitzbuche keinerlei Reversibilität der Spannungserweichung zu erkennen, da das Bauteilverhalten derart von den Kriech- und Relaxationsphänomenen im Werkstoff bedingt durch den hohen Kalibriergrad dominiert wird.

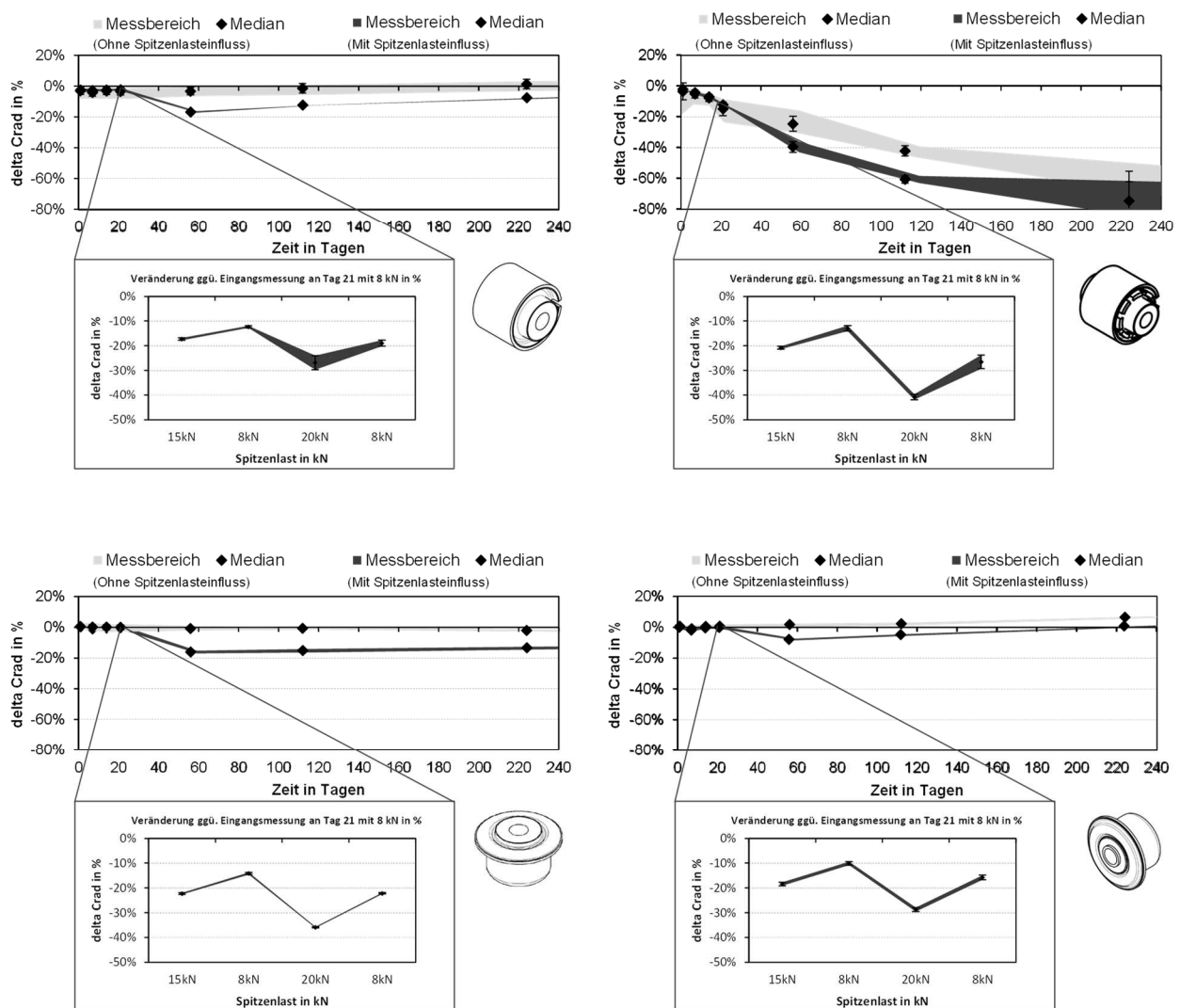


Abbildung 4-46: Steifigkeitsänderung mit ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen mit und ohne Einfluss der Spitzenlast

Bezüglich des Einflusses von kontinuierlichen Betriebslasten (Lastkollektiv) ergeben sich während des Nachfahrversuchs von 620 Runden Nürburgring Nordschleife kaum Unterschiede in der Steifigkeitsabnahme zwischen den einzelnen Bauteilen. Demnach ist in Abbildung 4-47 ein Abfall von sieben bis dreizehn Prozent zu verzeichnen, welcher unterhalb der durch andere analysierte Einflussparameter hervorgerufenen Änderungen liegt.

Ferner zeigt sich nur bei der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech sowie einer der Bundbuchsen eine bleibende Bauteilschädigung, wohingegen bei der aus NR/BR-Mischung bestehende Bundbuchse die Verhärtung über der Lagerungszeit überwiegt und das Setzverhalten der stark vorgespannten Schlitzbuchse den Steifigkeitsverlauf über die 224 Tage bestimmt, obwohl diese im Verlauf des Lastkollektivs gar nicht drastisch abfällt.

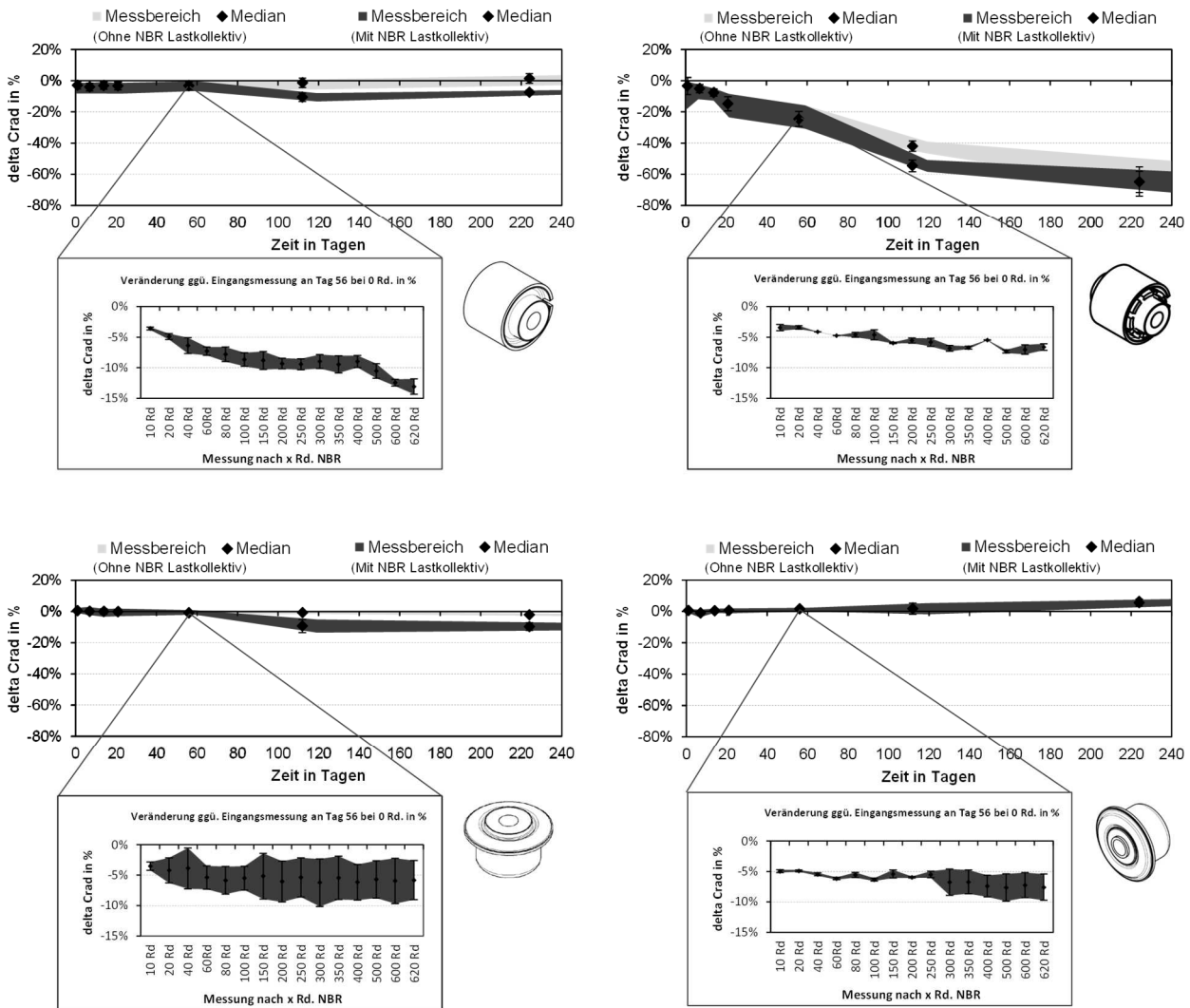


Abbildung 4-47: Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen mit und ohne Einfluss des NBR Lastkollektivs

Der Einfluss der Kalibrierung auf das Langzeitverhalten ausgehend vom Lagerdesign ist in Abbildung 4-48 dargestellt. Dabei ist festzustellen, dass eine erhöhte Vorspannung bezogen auf die Gummihöhe bzw. größere Kalibrierwerte über alle vier analysierten Fahrwerkslager hinweg eine Abnahme der Steifigkeit über der Lagerungszeit zur Folge hat, da dadurch das Kriech- und Relaxationsvermögen des Werkstoffs Gummi unterstützt wird. Indessen verbessert sich die Konstanz der Steifigkeitseigenschaften durch eine Reduktion der Vorspannung und eliminiert gänzlich den Verlust an Steifigkeit über der Laufzeit. Mit Bezug auf die Änderung der Absolutsteifigkeit ist jedoch zu beachten, dass beispielsweise durch die Reduzierung der Vorspannung der Schlitzbuchse von 23 % auf 10 % die Steifigkeit mehr als halbiert worden ist. Um entsprechend die ursprünglich angestrebte Steifigkeit

wieder zu erreichen, erfordert es eine andere Wahl der Gummimischung/-härte und/oder geometrische Änderungen in der Auslegung des Bauteils. Die beiden Bundbuchsenlager zeigen darüber hinaus eine sensitive Reaktion der Dämpfungseigenschaften auf die Variation der Kalibrierung. Ist bei den Schlitzbuchsenlagern kein Einfluss ersichtlich, sinkt der Verlustwinkel mit der Zunahme an Kalibriergrad im Fall der Bundbuchsen, was sich auch in einer niedrigeren dynamischen Verhärtung widerspiegelt.

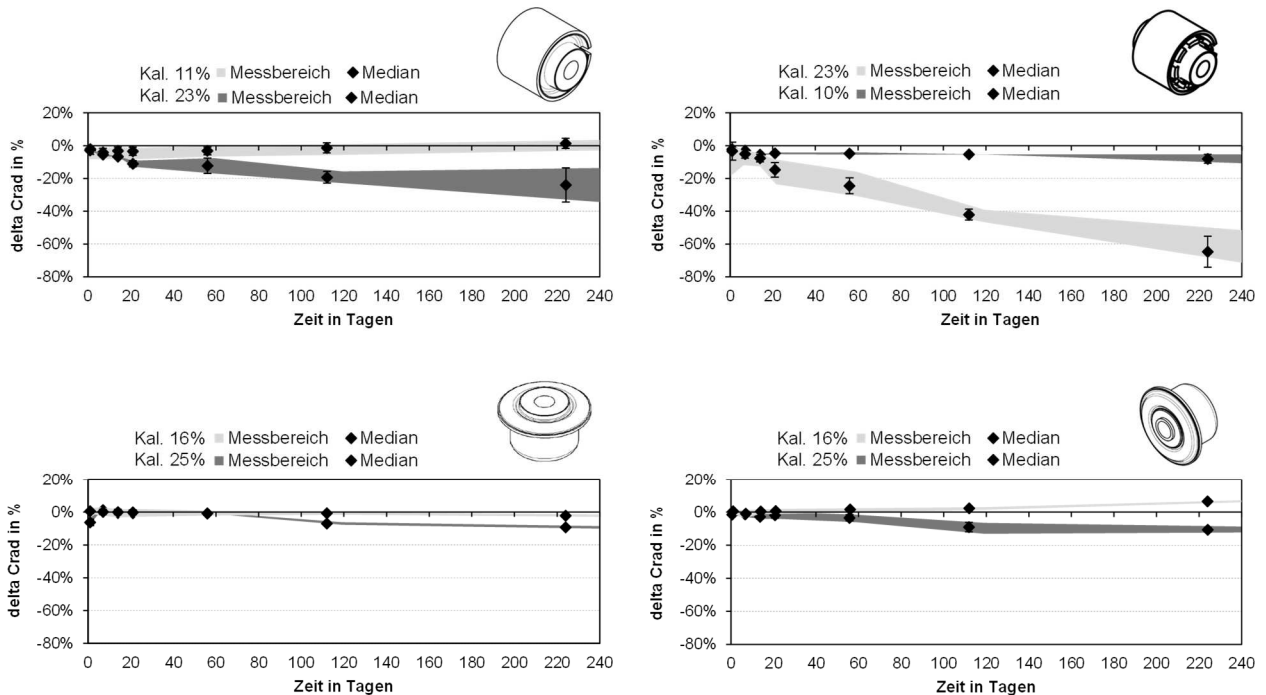


Abbildung 4-48: Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen unter dem Einfluss des Kalibriergrads

Die Substitution des EV-Vernetzungssystems durch ein konventionelles mit einem hohen Schwefelanteil in den Schlitzbuchsenlagern bewirkt eine Zunahme der Steifigkeit über der Zeit bzw. eine Reduzierung des Setzverhaltens des sehr stark kalibrierten Bauteils. (siehe Abbildung 4-49) Denn durch den Umbau der polysulfiden Schwefelbrücken und der damit einhergehenden Erhöhung der Vernetzungsdichte kommt es zu einer Verhärtung über der Lagerungszeit, die einen divergierenden Prozess zu den Kriech- und Relaxationsphänomenen im Werkstoff beschreibt.

Im Gegensatz zur Untersuchung der Bauteile ohne Vorspannung gelagert sind die Unterschiede zwischen dem EV- und HS-Vernetzungssystem aber deutlicher unter Vorspannung ersichtlich. Hintergrund dessen ist, dass die über der Zeit neu gebildeten Polymer-Netzwerke der im Anlieferzustand gelagerten Bauteile immer wieder beim Aufbringen der Vorspannung an den jeweiligen Prüftagen durch die zweiteilige Prüfaufnahme teilweise auseinander gerissen werden, während die Ausrichtung und der Umbau der Schwefelbrücken unter Vorspannung gelagerter Buchsen stetig stattfinden kann. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass in Kombination des hohen Kalibriergrades die Absolutsteifigkeit der Schlitzbuchse mit Zwischenblech deutlich mit dem Einsatz des konventionellen Vernetzungssystems steigt, da es ohne den Füllstoffgehalt der Mischung anzupassen zu einer

höheren Vernetzungsdichte führt. Hinsichtlich der Dämpfungseigenschaften der Gummi-Metall-Lager kann kein signifikanter Einfluss des gewählten Vernetzungssystems identifiziert werden. Lediglich die Tendenzen einer Abnahme des Verlustwinkels und dadurch eine Verbesserung der dynamischen Verhärtung zeichnen sich ab.

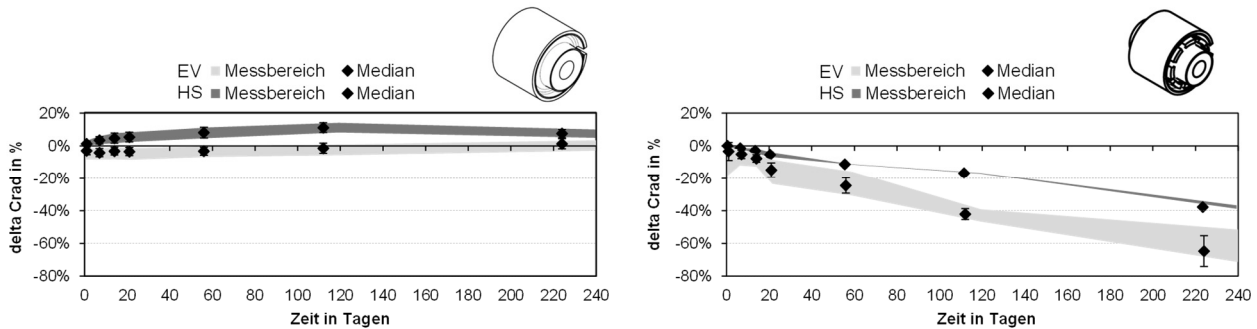


Abbildung 4-49: Steifigkeitsänderung ggü. Tag 0 in % über der Lagerungszeit von 224 Tagen unter dem Einfluss des Vernetzungssystems

4.2.6 Bewertung und Fazit der Bauteilversuche

Zusammenfassend können deutliche Unterschiede im Bauteilverhalten der verschiedenen Fahrwerkslager über der Lagerungszeit ausgemacht werden. Waren die Differenzen ohne Vorspannung gelagerter Bauteile noch eher gering, zeigt insbesondere das stark kalibrierte Schlitzbuchenlager mit Zwischenblech im durchgehend eingepressten Zustand einen stetigen Abfall seiner Steifigkeit. Begründet ist dies darin, dass durch die hohen Vorspannungen bzw. Kalibriergrade das Kriech- und Relaxationsvermögen des Elastomers unterstützt wird. Entsprechend dominieren die Relaxationsphänomene im Werkstoff jegliche Reversibilität der Lagereigenschaften nach eines Temperatur- oder Spitzenlasteinflusses stark vorgespannter Lager und liefern eine Erklärung für die zu beobachteten Steifigkeitsabfälle ohne jegliche äußerlichen Bauteilschäden im Feld über der Laufzeit. Die ermittelte Steifigkeitsabnahme durch die beschriebene Vorgehensweise gleicht allerdings nicht ganz der Realität, sondern überzieht etwas, da die Untersuchung nicht die thermo-chemische Alterung mitberücksichtigt, welche durch die Umlagerung der Netzwerkstruktur und der Kettenversteifung durch die Rekombination von NR-Makroradikalen (siehe Kapitel 4.1.3) auch zu einer Zunahme der Steifigkeit führen kann.

Einen Beweis des Einflusses der Vorspannung auf die Steifigkeit über der Zeit liefert ebenfalls die Analyse verschiedener Kalibriergrade, durch die gezeigt werden konnte, dass mit geringerer Vorspannung der Steifigkeitsabfall enorm reduziert werden kann. Infolgedessen besteht eine Grenze im Einsatz von Kombinationen aus Mischungen geringer Shore-Härten, welche aus Gründen der dynamischen Verhärtung und der Isolation eingesetzt werden, und der Wahl von außerordentlich hohen Vorspannungen, um damit hohe Steifigkeiten zu erzielen. So beeinflusst die Variation der Kalibrierung auch deutlich die Absolutsteifigkeiten, die wiederum durch weitere Maßnahmen, wie der Anpassung der Mischung bzw. der Auslegung des Lagers auf die jeweilige Zielsteifigkeit, angepasst werden müssen. Neben der Einflussanalyse der Kalibrierung besitzt aber ebenso das gewählte Vernetzungssystem eine signifikante Wirkung auf die Konstanz der Eigenschaften über der Lage-

rungszeit, da im Gegensatz zu einem EV-System mit einem konventionellen Vernetzungssystem die Vernetzungsdichte zunehmend erhöht wird und folglich einen divergierenden Prozess zum Relaxieren des Werkstoffs darstellt.

Hinsichtlich der Dämpfungseigenschaften, wie der Hysterese oder des Verlustwinkels, können dagegen keine signifikanten Änderungen über der Lagerungszeit von 224 Tagen sowie Einflüsse vom Vernetzungssystem und der gewählten Vorspannung festgestellt werden.

4.3 Charakterisierung der Werkstoffeigenschaften der analysierten Fahrwerkslager

Zur Charakterisierung des Elastomerwerkstoffs gibt es eine Reihe von physikalischen und chemischen Prüfmethode. Viele davon sind genormt und liefern dem Anwender unzählige allgemeine und spezielle Werkstoffkennwerte. [1] Nachdem in Kapitel 4.2 die Gummi-Metall-Lager als Bauteil im Fokus standen und die Auswirkungen thermischer, geometrischer (Vorspannung) und chemischer (Vernetzungssystem) Einflüsse sowie mechanischer Beanspruchungen analysiert worden sind, sollen nun die Eigenschaften des jeweiligen Werkstoffs und deren Einfluss auf das Bauteilverhalten über der Zeit untersucht werden. Dabei finden mechanisch-technologische und physikalische Prüfungen bei Raumtemperatur und höheren Temperaturen bis 85°C, analog des in Kapitel 4.2.2 vorgestellten Temperaturkollektivs, Anwendung. Analog zu den Auslagerungszeiten der Bauteilprüfungen werden auch die Werkstoff-Prüfplatten gelagert. Entsprechend erfolgt die Messung von Standardwerten wie Shore-Härte, Zugfestigkeit, Reißdehnung (siehe Kapitel 4.3.1) sowie Rückprallelastizität (siehe Kapitel 4.3.2) 7, 14, 21, 63, 77, 119 und 133 Tage nach Vulkanisation. Soweit die in Tabelle 4-3 gezeigten Prüfmethode mit den Bauteilprüfungen korrelieren, erlauben sie eine Aussage über das durch den Werkstoff ursächliche und unterschiedliche Bauteilverhalten.

Tabelle 4-3: Übersicht der Werkstoffprüfungen mit potenzieller Korrelation zum Bauteilverhalten

	Bauteil-Prüfung	Potenziell korrelierende Werkstoff-Prüfung
Kenngröße	Stat. Steifigkeit	Shore-Härteprüfung nach DIN EN ISO 868 bei RT Zugversuch nach DIN 53504 bei RT (Identische Zeitabstände zwischen den Messungen nach Vulkanisation)
	Dyn. Steifigkeit Verlustwinkel	Dynamisch-mechanische Analyse bei RT und unter Temperatur bei 0,1, 1, 10 und 100 Hz Rückprallelastizität nach DIN 53512





Einflussgröße	Potenziell korrelierende Werkstoff-Prüfung
Temperatur	Temperature Scanning Stress Relaxation Dynamisch-mechanische Analyse unter Temperatur
Spitzenlast	Zyklentest
Vorspannung	Druckverformungsrest gemäß DIN ISO 815

Bei der Bewertung der Prüfergebnisse ist jedoch zu beachten, dass sich die Werkstoffe und Prüfkörper von den betrachteten Bauteilen unterscheiden können, obwohl in derselben Produktion und aus identischem Gummibatch gefertigt. Grund dafür sind der Vernetzungsgrad und die Oberflächenbeschaffenheit der Prüfplatten, die gerne eine Vulkanisationshaut bilden. Zudem unterliegen die Werkstoffprüfungen gewissen zufälligen oder methodischen Fehlern oder Störungen, die zu Abweichungen bei Messungen an identischen Proben führen. [82] Daher wird die Messung bestimmter Werkstoffeigenschaften, welche Thema der nächsten Kapitel sind, drei bis fünf Mal wiederholt und davon der arithmetische Mittelwert bzw. der Medianwert bestimmt.

4.3.1 Prüfung der quasistatischen mechanischen Eigenschaften

Zur Kennzeichnung von Gummiqualititäten wird in der Praxis unter anderem das nach DIN EN ISO 868 genormte **Härteprüfverfahren nach Shore A** angewandt. Während der definierten Krafteinwirkung einer Feder wird hierbei die Eindringtiefe des Prüfkörpers, welcher als Kegelstumpf ausgeführt ist, gemessen. [1] Die Prüfplatte sollte einen Durchmesser von mehr als 35 mm haben und mindestens 4 mm dick sein, da die Messwerte stark von der Dicke des Probenmaterials abhängen. Die Prüfung selbst erfolgt nach Norm an mindestens fünf Stellen, die wiederum mindestens 6 mm voneinander entfernt liegen. [114] Die Härte wird in Shore A-Härte-Einheiten abgelesen, deren Skala von 0 bis 100 reicht. Die abgelesenen Werte sind von den viskoelastischen Eigenschaften, insbesondere vom Elastizitätsmodul des Gummis, abhängig und lassen sich mit einer Genauigkeit von $\pm 1,7$ Shore A wiederholen. [82] Die Shore-Härte über der Lagerungszeit für die gegenübergestellten Gummiprüfproben der jeweiligen Fahwerksgelager ist in Tabelle 4-4 zu finden.

Tabelle 4-4: Shore-Härte Verlauf über der Lagerungszeit der jeweiligen Gummimischung

Lagerungszeit [Tage]	 Härte [Shore A]	 Härte [Shore A]	 Härte [Shore A]	 Härte [Shore A]
1	63	40	66	60
7	65	41	67	61
14	62	40	66	61
21	65	41	67	62
63	64	41	67	62
77	64	41	67	62
119	64	42	68	63
133	65	42	67	64

Der Vergleich zeigt, dass drei der Gummimischungen hinsichtlich der Härte (> 60 ShA) nahezu kongruieren, wohingegen die Gummimischung des Schlitzbuchsenlagers mit Zwischenbelch und einer Härte von 42 ShA auf einen sehr geringen Füllstoffanteil hindeutet. Ferner weist ausgehend von der ersten Messung einzig und allein der NR/BR-Werkstoff

des Bundbuchsenlagers (Tabelle 4-4 rechte Spalte) eine signifikante Änderung der Härte auf. Der Gummi wird mit voranschreitender Zeit zunehmend härter. Die anderen drei Werkstoffproben zeigen dagegen vor dem Hintergrund der Wiederholgenauigkeit der Shore-Härte Messung keine Abhängigkeit der Shore-Härte von der Lagerungszeit.

Eine weitere quasistatische Prüfung ist der **Zugversuch** nach DIN 53504, bei dem die Prüfkörper unter konstanter Dehngeschwindigkeit von 200 mm/min bis zum Riss gedehnt werden. Er eignet sich gut zur Abschätzung der Beeinträchtigung der Elastomere durch Umwelteinflüsse (Sauerstoff, Ozon, Wärme). [82] Ermittelt werden aus jeweils drei Prüfkörpern die Zugfestigkeit σ_{max} , die als Quotient aus der gemessenen Höchstkraft F_{max} und dem Anfangsquerschnitt A_P des Probekörpers definiert ist,





$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_P} \quad \text{in } \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ oder MPa} \quad (4-15)$$

und die Reißdehnung ϵ_R . Diese ist der Quotient aus der im Augenblick des Reißens gemessenen Längenänderung $L_R - L_0$ und der ursprünglichen Messlänge L_0 des Probekörpers.

$$\epsilon_R = \frac{L_R - L_0}{L_0} \cdot 100\% \quad (4-16)$$

Als Probekörper werden S2 Schulterstäbe verwendet, welche zuvor aus 2 mm dicken Prüfplatten ausgestanzt worden sind. Entsprechend der Norm werden sie keiner Vorbelastung unterzogen, das heißt, die Spannungserweichung (Mullins-Effekt – siehe Kapitel 4.1.2) wird nicht berücksichtigt. Zur Beurteilung der Ergebnisse aus dem Zugversuch gibt die Norm außerdem Präzisionsdaten bezüglich der Wiederholbarkeit für verschiedene Zugfestigkeitsniveaus an. Daraus geht hervor, dass bei der Kenngröße der Zugfestigkeit mit einer relativen Abweichung von maximal $\pm 15\%$ zu rechnen ist, wohingegen die Wiederholgrenze der Reißdehnung bei maximal $\pm 10\%$ liegt. [115]

Tabelle 4-5: Zugfestigkeit und Reißdehnung über der Lagerungszeit der jeweiligen Gummimischung

Lagerungszeit [Tage]								
	σ_{max} [Mpa]	ϵ_R [%]	σ_{max} [Mpa]	ϵ_R [%]	σ_{max} [Mpa]	ϵ_R [%]	σ_{max} [Mpa]	ϵ_R [%]
1	21,8	501	26,2	682	27,8	502	29,1	603
7	21,6	496	26,8	645	28,8	515	29,1	582
14	21,7	503	25	712	29,1	522	27,4	588
21	20,8	462	25,3	625	29,1	519	30	630
63	22,3	460	25,8	540	29,4	491	28,1	568
77	19,3	374	24,1	518	28,2	493	29,3	571
119	22,7	462	26,8	678	30,7	509	29,6	562
133	23	462	26	630	27,8	457	28,7	529

Aus den Ergebnissen der Zugprüfung in Tabelle 4-5 geht hervor, dass sich die Zugfestigkeit aller Werkstoffprobekörper über der Lagerungszeit nicht signifikant ändert. Lediglich in der Kenngröße der Reißdehnung kann eine tendenzielle Abnahme über der Zeit bei den Gummimischungen, welche in den Bundbuchsenlagern eingesetzt werden, ausgemacht werden, die aus der Nachvernetzung des Elastomers resultiert. Bei den Schlitzbuchsen ist dieser Effekt kaum ersichtlich, da im Gegensatz zu den Bundbuchsen ein EV-Vernetzungssystem mit wenig Schwefelanteil Anwendung findet, welches aufgrund des geringeren Vorkommens, als auch des geringeren Abstands zwischen den Polymerketten wenig zum Umbau seiner mono- und disulfidischen Schwefelbrücken neigt.

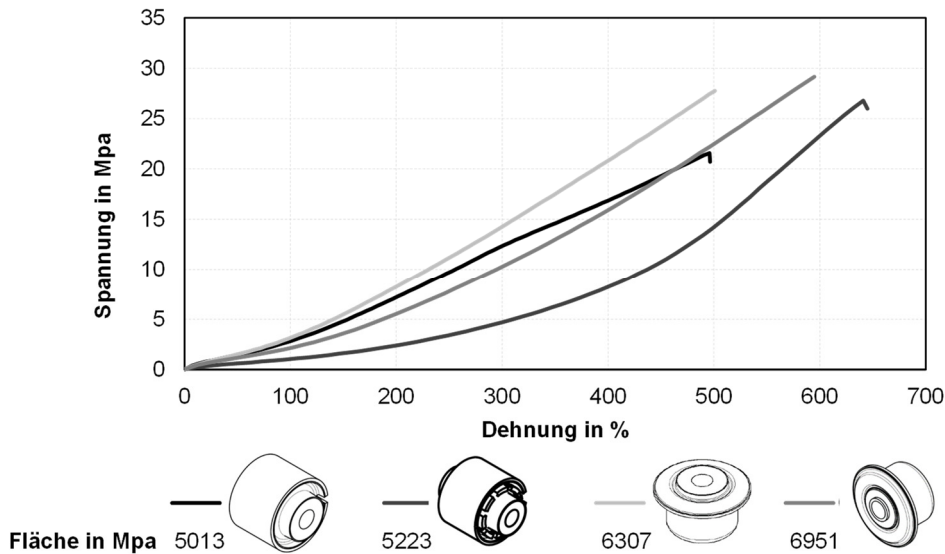


Abbildung 4-50: Spannungs-Dehnungskurve der analysierten Werkstoffproben

Anhand des Integrals bzw. der Fläche unterhalb der in Abbildung 4-50 dargelegten Spannungs-Dehnungskurven kann zudem die Homogenität der Gummimischungen beurteilt werden, die hierfür eine sensible Größe darstellt. [82] Demnach sind eine ungleichmäßige Verteilung von Mischungskomponenten, sowie der unzureichende Dispersionsgrad der in den Kautschukmischungen eingesetzten aktiven Füllstoffe, wie z. B. Ruß, eher in den Mischungen der Schlitzbuchsen zu finden als in denen der Bundbuchsenlager. Dabei hat die Homogenität einen entscheidenden Einfluss auf die Qualität, sodass sie ausschlaggebend für die Lebensdauer der Bauteile, besonders bei dynamisch-mechanischer Belastung, ist. [116]

Eine Abwandlung davon stellt der **Zyklentest** dar. Im Vergleich zum Zugversuch werden die S2-Stäbe nicht bis zum Zerreißen gedehnt, sondern sie werden bei Raumtemperatur mit verschiedenen Dehnungen und einer Prüfgeschwindigkeit von 10 mm/min beaufschlagt. Die Dehnungen werden ausgehend von 50% sukzessive in zwei Stufen (100% und 150%) erhöht. Anschließend wird wieder die erste Laststufe von 50% Dehnung angefahren. Anders als beim Zugversuch erfahren die Proben bei jeder aufgebrachten Dehnung auch 3 Vorzyklen bevor der eigentliche Messzyklus aufgenommen wird. Nach 35 Tagen Lagerung bei RT werden die Prüflinge nochmals mit einer Dehnung von 50% beansprucht, um

analog der Bauteilprüfungen die Fähigkeit der reinen Werkstoffholung nach Spitzenlasten prüfen zu können.

Wie in Abbildung 4-51 dargestellt, ergeben sich in Bezug auf die unterschiedlichen Shore-Härten der vier analysierten Werkstoffproben ebenfalls Differenzen in der maximal erzielten Kraft der jeweiligen Dehnungsstufe. Das Elastomer mit einer Shore-Härte von 67 ShA (unten links in Abbildung 4-51) erreicht bei gleicher Dehnung eine höhere Kraft als die mit 42 ShA in der Analyse nachgiebigste Gummimischung (oben rechts). Weiterhin ist über alle Werkstoffproben hinweg festzustellen, dass die Kurve der Rückmessung mit einer Dehnung von 50 % entsprechend der Theorie der Spannungserweichung nach Mullins nicht mehr entlang der ersten Stufe des Zyklentests verläuft, sondern kongruent mit der der letzten Dehnungsstufe. Daher ist auch das Bauteilverhalten unter dem Einfluss der Spitzenlast rein auf das Werkstoffverhalten zurückzuführen und weniger abhängig von der geometrischen Bauteilauslegung. Entgegen der Bauteilanalyse zeigen jedoch die Elastomerwerkstoffe eine Reversibilität des Mullins-Effekts, sodass nach 35 Tagen Lagerung die Kraft-Dehnungskurve oberhalb der zuletzt angefahrenen Dehnung von 50 % liegt, wenn auch nicht mehr gänzlich das Niveau des ersten Zyklus erreicht wird.

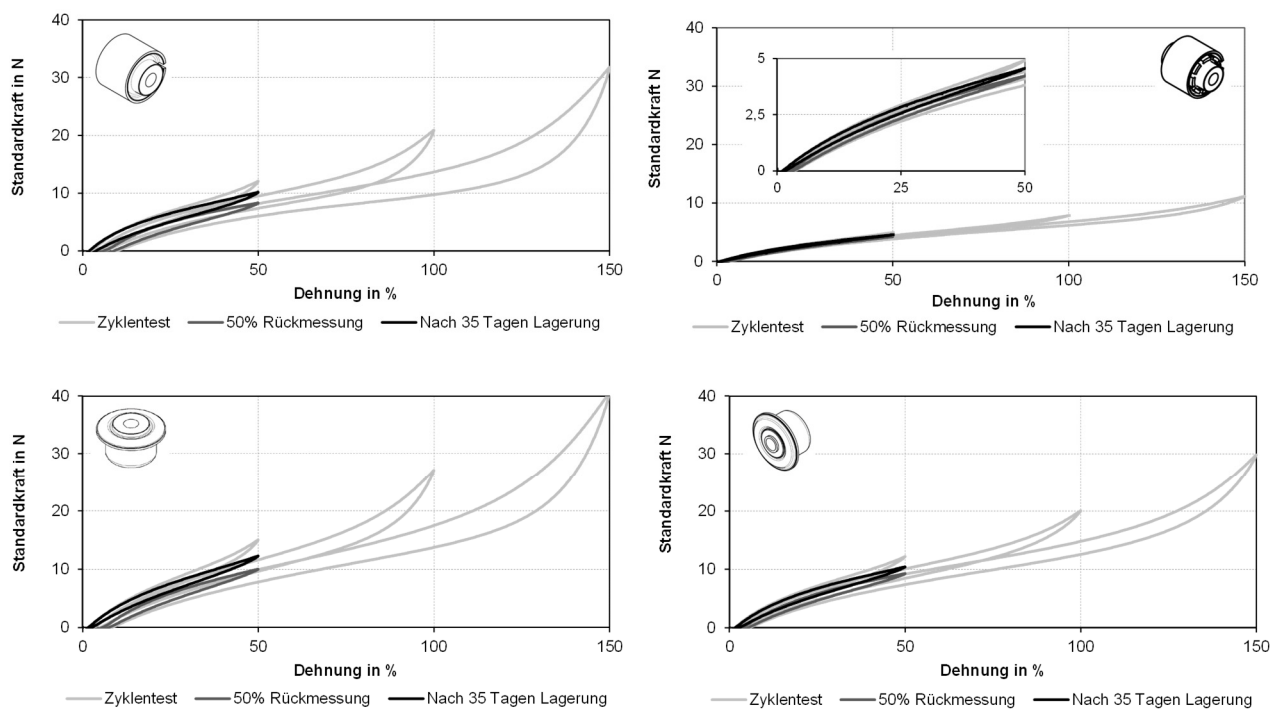


Abbildung 4-51: Ergebnisse des Zyklentests der vier verschiedenen Gummiprüben

4.3.2 Prüfung der viskoelastischen Eigenschaften

Aufgrund von viskosen Prozessen innerhalb des Gummiwerkstoffs entstehen Energieverluste (Hystereseverluste) und es kommt zu einer Phasenverschiebung von Spannung und Verformung (siehe Kapitel 4.1.2). Daher ist es sinnvoll die viskoelastischen Werkstoffe neben den quasistatischen Versuchen auch dynamisch zu belasten.

Eine Prüfung, die eine solche Aussage über das dynamische Verhalten des Materials erlaubt, ist die **Rückprallelastizität** RPE nach DIN 53512. Sie ist bei einer Pendelschlagbeanspruchung als Verhältnis der zurückgewonnenen Energie (E_R) zur aufgewendeten Energie (E_A) definiert. Damit besteht zwischen ihr und dem Verlustfaktor ($\tan\delta$) folgender Zusammenhang: [117]

$$\text{RPE} = \frac{h_R}{h_P} \cdot 100 = \frac{E_R}{E_A} \approx 1 - \pi \cdot \tan \delta \quad \text{in \%} \quad (4-17)$$





h_P ...Fallhöhe des Pendels

h_R ...Rückprallhöhe

Zur Bestimmung der Rückprallelastizität wird ein halbkugelförmiger, an einem Pendel montierter Indentor verwendet, welcher sechs Mal aus waagrechtter Stellung auf dieselbe Stelle des Prüflings fallen gelassen wird. Die ersten drei Schläge dienen der mechanischen Konditionierung der Probe. Mit den letzten drei Schlägen wird die Rückprallelastizität bestimmt und daraus der Median ermittelt. Die Prüfung wird bei Raumtemperatur ($23\pm 2^\circ\text{C}$) an zwei scheibenförmigen gestapelten Probekörpern von 40 mm Durchmesser und einer Gesamtdicke von 12 mm durchgeführt.

Demnach ergeben sich die in Tabelle 4-6 angegebenen Werte der Rückprallelastizität über der Lagerungszeit für die vier verschiedenen Gummiprüben der Bauteile. Bei jedem der einzelnen Werkstoffproben sind kaum Änderungen über der Zeit auszumachen, sodass analog der Bauteilmessungen konstante Dämpfungseigenschaften während der Lagerung vorliegen. Aus dem Vergleich der RPE geht außerdem hervor, dass die Mischung der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech (zweite Spalte von links) die geringste Rückprallelastizität zeigt und damit entsprechend der Bauteilprüfungen den größten Verlustwinkel, gefolgt von den Mischungen der beiden Bundbuchsenlagern, darstellt. Die Gummimischung der zweiten Schlitzbuchse (dritte Spalte von links) in der Analyse, welche im Vergleich die niedrigste Shore-Härte besitzt, führt daher auch zur größten Rückprallelastizität des Werkstoffs und zum kleinsten Verlustwinkel in den Bauteilergebnissen. Daraus resultiert, wie bereits in Kapitel 4.1.2 erwähnt, eine weniger ausgeprägte dynamische Verhärtung.


Tabelle 4-6: Rückprallelastizität über der Lagerungszeit der jeweiligen Gummimischung

Lagerungszeit [Tage]	 RPE [%]	 RPE [%]	 RPE [%]	 RPE [%]
1	46	65	59	59
7	47	66	59	59
14	46	66	59	59
21	47	65	59	58
63	46	65	59	58
77	46	65	59	58
119	46	65	58	59
133	45	65	58	58

Mit der **dynamisch-mechanischen Analyse** (DMA) lassen sich darüber hinaus die viskoelastischen Eigenschaften von Elastomeren temperatur- und frequenzabhängig bestimmen. Damit kann das dynamische Verhalten der Gummimischung alleine unter verschiedenen Temperaturen bewertet werden. Geprüft wird mit dem Gerät DMA/SDTA 861e der Firma Mettler Toledo im Zugmodus, welches die vorgespannte Probe mit einer erzwungenen sinusförmigen Schwingung und einer Amplitude von 20 μm anregt. Dabei werden die Frequenzen 0,1, 1, 10 und 100 Hz angefahren und die Temperatur variiert. Die Haltetemperaturen und Haltezeiten orientieren sich an dem in Abbildung 4-22 dargelegten Temperaturkollektiv der Bauteilprüfungen, sodass der Prüfling isotherm bei 40°C (10 min), 50°C (10 min), 60°C (15 min) und 85°C (25 min) ausgelagert wird. Als Proben werden gestanzte Streifen mit einer Abmessung von ca. 15x4x1,1 mm eingesetzt. Danach werden die Probekörper bei Raumtemperatur beiseite gelegt und nach 35 Tagen die Messung analog wiederholt, um eine Erholung des Werkstoffs nach Temperatureinwirkung beurteilen zu können.

Aus der Spannungs- und Verformungsamplitude der DMA resultiert ein komplexer Modul G^* der Zugbeanspruchung, welcher aus Tabelle 4-7 bis Tabelle 4-10 hervorgeht und die Materialsteifigkeit der Probe kennzeichnet. Entsprechend Kapitel 4.1.2 lässt sich dieser in den Speichermodul G' (Realteil) und den Verlustmodul G'' (Imaginärteil) zerlegen.

Tabelle 4-7: Ergebnisse der DMA der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech (NR 66 Sh A)

	G^* bei 40°C	G^* bei 50°C	G^* bei 60°C	G^* bei 85°C
1. Messung 0,1 Hz	9,72	8,89	7,89	7,72
2. Messung 0,1 Hz	9,95	8,87	8,47	8
1. Messung 1 Hz	10,47	9,53	8,43	8,17
2. Messung 1 Hz	10,66	9,45	8,97	8,44
1. Messung 10 Hz	11,41	10,27	8,96	8,7
2. Messung 10 Hz	11,59	10,13	9,66	8,95
1. Messung 100 Hz	13,85	11,68	10,73	9,72
2. Messung 100 Hz	13,97	11,45	10,76	9,78

Daraus wird deutlich, dass die dynamische Steifigkeit aller Elastomerprobekörper mit steigender Temperatur analog dem dynamischen Bauteilverhalten sinkt (horizontale Ansicht der Tabellen). Eine weitere Gemeinsamkeit der vier Mischungen ist zudem der Anstieg der dynamischen Steifigkeit mit der Frequenz in der vertikalen Betrachtung, da die Polymerketten mit zunehmender Frequenz keine Platzwechselfvorgänge mehr ausüben können, sodass das Material in Folge versteift. Worin sich aber die Gummiwerkstoffe unterscheiden folgt aus dem Vergleich zwischen 1. Messung und 2. Messung nach 35 Tagen Lagerung bei Raumtemperatur. Denn weisen die Mischungen der beiden Bundbuchsen, als auch die des Schlitzbuchenlagers ohne Zwischenblech eine Versteifung mit der Lagerzeit auf, fallen die Steifigkeiten der Probe des Lagers mit Zwischenblech unterhalb der Werte der ersten Messung. (siehe Tabelle 4-8) Damit zeigen drei der Gummiwerkstoffe durch die Zufuhr von Energie in Form von Wärme eine Verhärtung infolge der Nachvernetzung, während die

Steifigkeit des Elastomers, als auch des Bauteils der Schlitzbuchse nach einem Temperatureintrag sinkt.

Tabelle 4-8: Ergebnisse der DMA der Schlitzbuchse mit Zwischenblech (NR 45 Sh A)


	G* bei 40°C	G* bei 50°C	G* bei 60°C	G* bei 85°C
1. Messung 0,1 Hz	2,92	2,87	2,87	2,87
2. Messung 0,1 Hz	2,8	2,72	2,74	2,74
1. Messung 1 Hz	3,01	2,96	2,94	2,95
2. Messung 1 Hz	2,89	2,79	2,79	2,81
1. Messung 10 Hz	3,14	3,06	3,05	3,04
2. Messung 10 Hz	3	2,89	2,88	2,89
1. Messung 100 Hz	3,26	3,14	3,11	3,08
2. Messung 100 Hz	3,1	2,95	2,92	2,92

Tabelle 4-9: Ergebnisse der DMA der Bundbuchse (NR 65 Sh A)



	G* bei 40°C	G* bei 50°C	G* bei 60°C	G* bei 85°C
1. Messung 0,1 Hz	7,09	6,77	6,65	6,2
2. Messung 0,1 Hz	8,09	7,43	7,27	6,71
1. Messung 1 Hz	7,51	7,2	6,88	6,4
2. Messung 1 Hz	8,44	7,74	7,53	6,96
1. Messung 10 Hz	7,96	7,56	7,14	6,69
2. Messung 10 Hz	8,87	8,09	7,74	7,2
1. Messung 100 Hz	8,44	7,93	7,65	6,92
2. Messung 100 Hz	9,71	8,7	8,35	7,55

Tabelle 4-10: Ergebnisse der DMA der Bundbuchse (NR/BR 62 Sh A)

	G* bei 40°C	G* bei 50°C	G* bei 60°C	G* bei 85°C
1. Messung 0,1 Hz	7,83	7,37	7,1	6,62
2. Messung 0,1 Hz	8,03	7,45	7,21	6,83
1. Messung 1 Hz	8,28	7,75	7,46	6,93
2. Messung 1 Hz	8,48	7,82	7,55	7,14
1. Messung 10 Hz	8,86	8,23	7,95	7,3
2. Messung 10 Hz	9,05	8,29	8,01	7,51
1. Messung 100 Hz	9,77	8,97	8,57	7,82
2. Messung 100 Hz	9,93	8,9	8,59	8,01

4.3.3 Prüfung der Relaxation und Retardation

Sowohl viskoelastische als auch chemische Vorgänge der Polymerstruktur, welche durch thermische und oxidative Prozesse hervorgerufen werden, führen zu Relaxations- und Kriechphänomenen im Elastomer. [82] So erfordern die in Kapitel 4.1.3 erläuterten Platzwechselforgänge einige Zeit bis zum Erreichen eines stationären Zustands.

Zur Beurteilung des viskoelastischen Verhaltens von Elastomeren unter länger andauernder statischer Druckverformung, wie sie die Fahrwerkslager im eingepressten Zustand erfahren, wird daher die Prüfung des **Druckverformungsrests** (DVR) nach DIN ISO 815 herangezogen. Er gibt den Verformungsanteil eines Probekörpers an, der nach Aufheben der Belastung zurückbleibt. [118]

$$\text{DVR} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_s} \cdot 100\% \quad (4-18)$$

h_0 ...Ursprüngliche Höhe der unbelasteten Probe

h_1 ...Höhe der Probe nach der Rückverformung

h_s ...Höhe des verformten Probekörpers

Dazu werden nach Prüfkörper Typ B zylindrische Scheiben von 13 mm Durchmesser und 6,3 mm Dicke verwendet, die den jeweiligen Prüfplatten entnommen worden sind. Jeweils drei dieser Prüfkörper werden abweichend der Norm zwischen zwei ebenen, polierten, mit einem Gleitmittel versehenen Stahlplatten um 11%, 16% und 23% der ursprünglichen Höhe verformt. Damit wird auch werkstoffseitig die bereits mit den Bauteilen durchgeführte Einflussanalyse der geometrischen Vorspannung bzw. Kalibrierung auf das Bauteilverhalten über der Zeit abgebildet. Nach einer Beanspruchungszeit von 24 sowie 96 Stunden und einer anschließenden 30-minütigen Erholung ist dann die bleibende Verformung gemessen und der jeweilige Median berechnet worden. Gemäß dem Temperaturkollektiv in Kapitel 4.2.2 ist der Druckverformungsrest nicht nur bei Raumtemperatur aufgenommen worden, sondern auch bei 50°C, 60°C und 85°C, sodass es möglich ist, den DVR sowohl in Abhängigkeit von der Vorspannung, als auch von der Temperatur darzustellen, siehe Abbildung 4-52 und Abbildung 4-53.

Dabei ist festzustellen, dass der Druckverformungsrest mit steigender Temperatur nichtlinear ansteigt. Dies zeigt sich bei drei der Mischungen in ähnlicher Weise, wohingegen die NR/BR-Mischung der Bundbuchse in Abbildung 4-52 unten rechts gerade bei 85°C einen deutlich geringeren DVR aufweist und somit unter Temperatur weniger zum Setzen neigt.

Des Weiteren nimmt der DVR mit steigender Vorspannung ab, was im Zusammenhang des Einflusses der Kalibriergrade von Bauteilen in Widerspruch steht. Durch die konstant anliegende Verformung der Prüfkörper zwischen den Platten bilden sich mit zunehmender Vorspannung immer kürzere neue Verzweigungen zwischen den Polymerketten, welche für eine nicht gleichwertige Rückverformung sorgen. Wird außerdem ein Vergleich zwischen der Prüfdauer des DVR von 24 und 96 Stunden gezogen, so ist zu erkennen, dass dieser mit steigender Prüfdauer ansteigt. (siehe Abbildung 4-53)

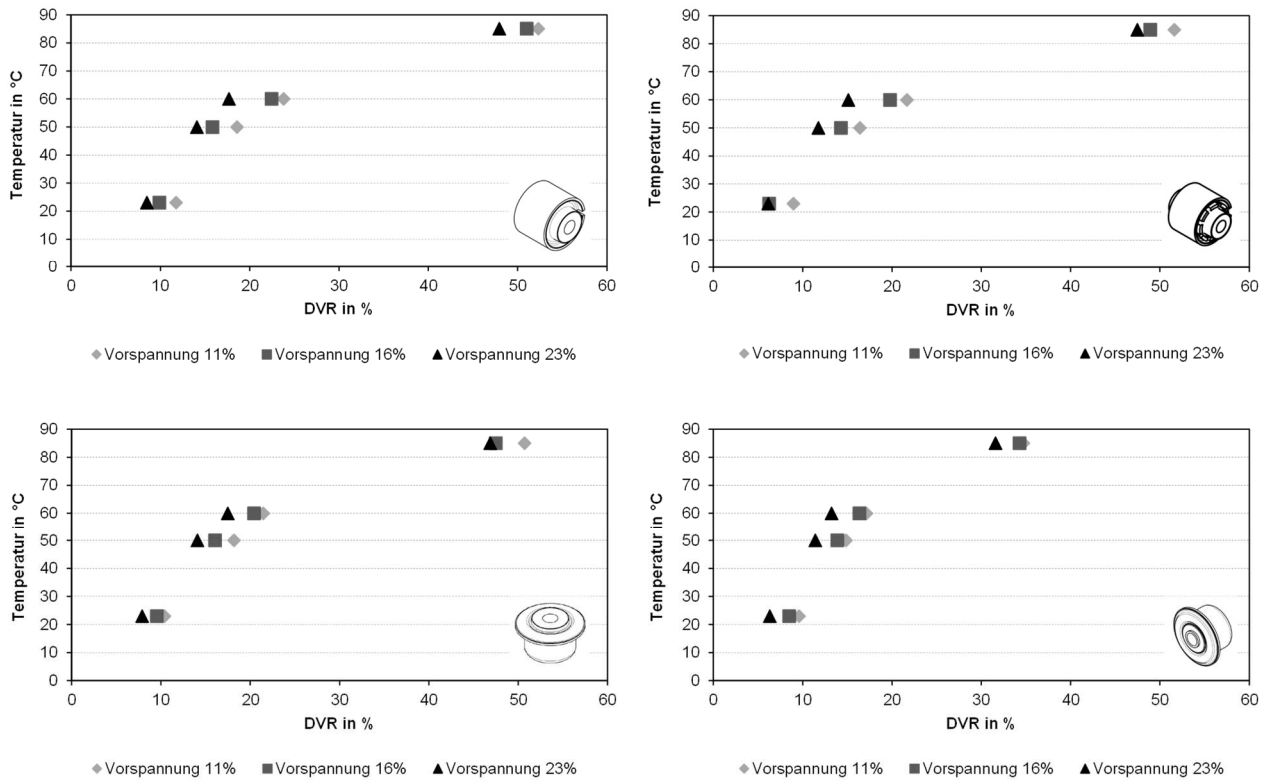


Abbildung 4-52: Ergebnisse des DVR mit einer Beanspruchungszeit von 24 Stunden

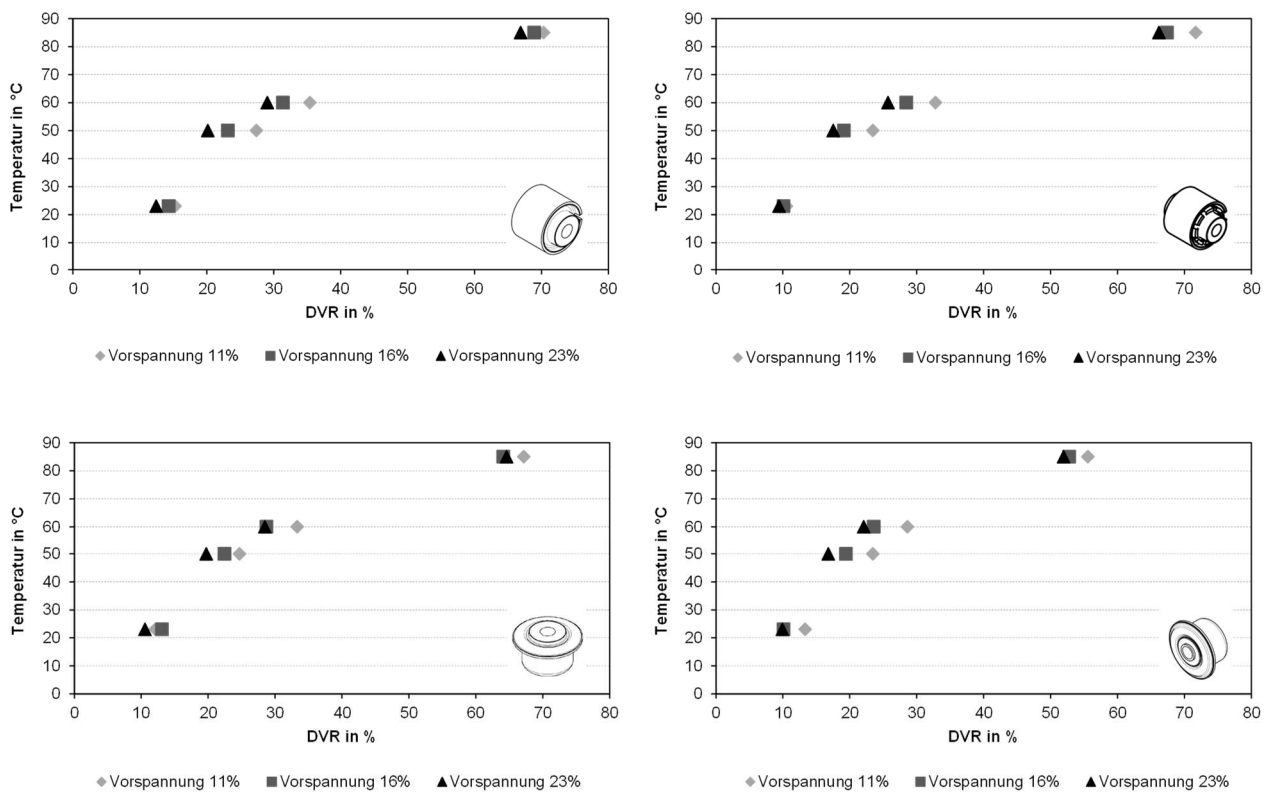


Abbildung 4-53: Ergebnisse des DVR mit einer Beanspruchungszeit von 96 Stunden

Eine weitere Möglichkeit die mechanisch-thermischen Eigenschaften von Elastomeren zu charakterisieren, die hier Anwendung findet, ist das **Temperature Scanning Stress Re-**

laxation Verfahren, kurz TSSR. Dieses basiert auf einem patentierten Prüfverfahren, das an der Hochschule Osnabrück von Vennemann entwickelt wurde. [119] Um Informationen über das Relaxationsverhalten des jeweiligen Werkstoffs zu erhalten, wird ein S2-Stab als Prüfkörper auf eine beliebige Prüftemperatur gebracht und mit einer Zugdehnung von 50 % beaufschlagt. Während einer Zeitdauer von 2 Stunden wird dann der Kraftabfall gemessen, mithilfe dessen die isothermen Relaxationsprozesse im Elastomer beurteilt werden können. Als Prüftemperaturen wurden analog den Temperaturen der Bauteilprüfungen 25, 40, 50, 60 und 85°C gewählt.

Ausgehend von den durch die Shore-Härte bedingt unterschiedlichen Spannungsniveaus der einzelnen Mischungen ergeben sich folglich die in Abbildung 4-54 dargestellten Relaxationskurven für verschiedene Temperaturen. Ein Abfall der Spannung mit zunehmender Temperatur ist dabei nicht durchgehend erkennbar, sodass beispielhaft für das Elastomer der Schlitzbuche mit Zwischenblech die bei 85°C aufgenommenen Messpunkte, der Entropieelastizität geschuldet, oberhalb der Graphen mit geringerer Temperatur liegen. Verglichen mit der Analyse der statischen Bauteilsteifigkeit unter Einwirkung der Temperatur kann der Werkstoffeffekt hingegen auf Bauteilebene nicht bestätigt werden. Bei Bauteilen wie der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech, die in ihren Bauteileigenschaften eine ausgeprägte Entropieelastizität aufwies, zeigt deren Mischung im TSSR Verfahren ebenfalls ein konträres Ergebnis.

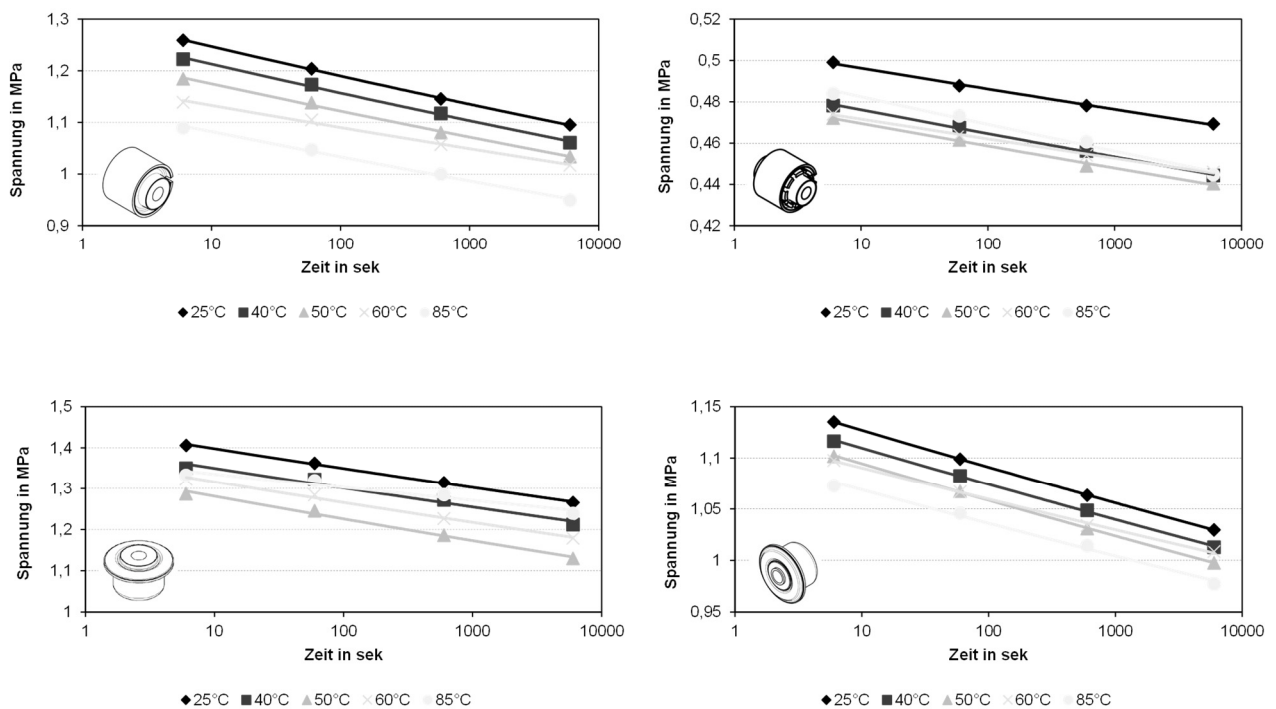


Abbildung 4-54: Ergebnisse der TSSR Prüfung bei 25, 40, 50, 60 und 85°C

4.3.4 Interpretation und Korrelation der Materialeigenschaften mit den Bauteilergebnissen

Nach der Auswertung der sieben Werkstoffprüfungen ergibt sich durch die Betrachtung der Shore-Härte eine Erklärung für die Zunahme der Steifigkeit des aus einer NR/BR Mischung bestehenden Bundbuchsenlagers, da diese auch in der Härte festzustellen gewesen ist und damit aus dem Werkstoffverhalten resultiert. Anhand der Shore-Härte kann jedoch nicht auf die Absolutsteifigkeit des Bauteils zurückgeschlossen werden, da die weichste Mischung zu dem mit Abstand steifsten Bauteil in der Langzeituntersuchung gehört, was zeigt, dass das Design und der Kalibriergrad deutlich mehr Effekt zeigen. Ebenso kann der immense Steifigkeitsabfall der Schlitzbuchse mit gerade dieser weichen Mischung mittels der Härtemessung an der Materialprobe über der Zeit nicht nachvollzogen werden, wodurch der Effekt ausschließlich dem Design des Bauteils geschuldet ist.

Dagegen liefern die Werte der Rückprallelastizität sowohl eine gute Übereinstimmung hinsichtlich der Änderungen der Dämpfungseigenschaften über der Lagerungszeit, als auch der Einordnung von Absolutwerten der Verlustwinkelhöhe im Bauteil, sodass mit zunehmender Rückprallelastizität eine Abnahme des Verlustwinkels einhergeht. Demzufolge wird die Kenngröße der Dämpfung im Bauteil im Wesentlichen durch den Werkstoff bestimmt und weniger durch die Auslegung bzw. das Design beeinflusst.

Aus der Abnahme der Reißdehnung über der Lagerungszeit können Rückschlüsse auf das verwendete Vernetzungssystem gezogen werden, da sich durch die höhere Nachvernetzung der Bundbuchsenlager infolge eines semi-EV Vernetzungssystems mit einem höheren Schwefelanteil eine deutlichere Abnahme einstellt als mit einem kaum nachvernetzenden wenig Schwefel beinhaltenden EV-System der Schlitzbuchsen. Der Wert der Zugfestigkeit aus der Zugprüfung liefert dabei keine weiteren Erkenntnisse.

Das Verhalten bezüglich der Abnahme der Bauteilsteifigkeiten unter dem Einfluss von quasistatischen Spitzenlasten ist direkt in den Werkstoffeigenschaften wiederzufinden und basiert auf dem Lösen der chemischen Bindungen und dem Zerstören des Füllstoffnetzwerks mit zunehmender Verformung des Materials. Allerdings weist das Elastomer unabhängig der vier analysierten Gummimischungen eine Reversibilität der Steifigkeitsreduzierung unter der Einwirkung von Zeit auf, die nicht zwingend über alle Bauteile hinweg bestätigt werden kann. Demnach werden die Eigenschaften unter dem Einfluss von Spitzenlasten rein durch den Kautschukwerkstoff vorgegeben und sind durch den Mullins-Effekt beschrieben. Das Erholungsvermögen nach solchen Lasten hängt aber wiederum stark von der Bauteilkonzeptionierung ab.

Mithilfe der Daten der DMA bestätigt sich zunächst das im Allgemeinen bekannte Verhalten einer Versteifung des Gummis über der Frequenz und einer Abnahme der dynamischen Steifigkeit unter der Temperatur, welches sich auch in den Bauteilergebnissen zeigt. Ferner zeichnet sich ab, dass der komplexe Modul der Mischung der Schlitzbuchse mit Zwischenblech nach der Temperatureinwirkung und 35 Tagen Lagerung sinkt, was ebenfalls gut mit dem Lagerverhalten korreliert. Da die besagte Schlitzbuchse bereits ohne Temperaturein-

wirkung an Steifigkeit verliert, hat die Mischung neben dem Lagerdesign einen Anteil am Steifigkeitsverlust, ist aber nicht allein dafür verantwortlich.

Anhand des DVR lässt sich grundsätzlich ableiten, dass dieser mit ansteigender Temperatur zunimmt und dadurch mehr Setzen des Elastomers bei höherer Temperatur resultiert, was auch in den Bauteilergebnissen unter Temperatur und nach dem Temperatureintrag zu verzeichnen ist. Der Effekt der Vorspannung auf das Setzverhalten tritt hingegen im Bauteil invers auf. Um der stärkeren Neigung zum Setzen mit zunehmender Kalibrierung gerecht zu werden und damit korrelieren zu können, ist es daher notwendig den reziproken Wert des DVR heranzuziehen. Des Weiteren stimmt der Anstieg des DVR mit einer längeren Prüfdauer mit den Resultaten der Schlitzbuchse mit Zwischenblech überein, da der Vergleich zwischen ohne und unter Vorspannung gelagerter Bauteile zeigt, dass sich das Fahrwerkslager unter konstanter und damit länger anhaltenden Vorspannung deutlich stärker setzt. Allerdings ist die Abhängigkeit zwischen der Prüfdauer und der Änderung des DVR bei jeder der untersuchten Mischung festzustellen, wohingegen in der Bauteilanalyse nur die angesprochene Schlitzbuchse über den Unterschied zwischen den zwei differenzierten Lagerungsweisen verfügt.

Die TSSR Messungen korrelieren dagegen in keiner Weise mit den quasistatischen Bauteilprüfungen unter Temperatur. Zwar wird durch die Prüfung in Verbindung mit hohen Verstreckungen und erhöhten Temperaturen teilweise auch der Effekt der Entropieelastizität sichtbar, sodass die statische Steifigkeit ansteigt. Doch sind es gerade jene Mischungen, beispielsweise die der Schlitzbuchse ohne Zwischenblech, die diesen Effekt in der Werkstoffprüfung nicht zeigen, aber in den Bauteiltests darauf hindeuten.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Werkstoffprüfungen ergänzend zu den Bauteiluntersuchungen förderlich sind, um transparent den Einfluss des Werkstoffverhaltens auf die Lagereigenschaften darzustellen und damit ein tiefgreifendes Verständnis der jeweiligen Mischung zu erlangen. Keine der verwendeten Methoden kann jedoch den Bauteilversuch komplett ersetzen, da die Auslegung des Bauteildesigns einen weit größeren Einfluss besitzt als das Verhalten des Werkstoffs selbst.

4.4 Ableitung eines über der Zeit robusten Lagerdesigns

Auf Grund der Erkenntnisse der Bauteil- und Werkstoffuntersuchungen resultiert ein Optimierungsbedarf der Schlitzbuche mit Zwischenblech hinsichtlich deren sich veränderten Kennungseigenschaften über der Zeit. Die Anforderungen, welches dieses Lager bereits erfüllt, sind:

- Eine hohe Radialsteifigkeit für eine hohe Sturz- und Quersteifigkeit der Achse
- Eine niedrige Torsionsrate zur Erlangung geringer Nebenfederraten und einem guten Ansprechverhalten der Achse
- Eine niedrige Shore-Härte bzw. eine geringe dynamische Verhärtung, um eine gute akustische Isolation zu erzielen

Das Ziel des neuen Fahrwerkslagerdesigns ist dabei die zuvor genannten Eigenschaften beizubehalten, und diese über der Zeit, der Temperatur und äußeren Betriebslasten konstant und verschleißresistent auszuführen. Ausgehend von einem Überblick über die in der Literatur vorhandenen und vorgeschlagenen Lagergestaltungen wird dazu ein paarweiser Vergleich der Anforderungen angestellt sowie eine Nutzwertanalyse möglicher in Frage kommender Bauteilalternativen durchgeführt, um letztlich ein finales robustes Lagerdesign abzuleiten.

Die europäische Patentanmeldung von Baltes et. al. [120] offenbart hierfür ein als Einpressverbund ausgeführtes Elastomerlager mit einer hohen Vorspannung von bis zu 40%, zu dessen Montage nur relativ geringe Einpresskräfte erforderlich sind. Es weist außerdem ein Zwischenblech auf, was zu einer Erhöhung der Radialsteifigkeit führt und gibt ein Verfahren zur Herstellung eines solchen Elastomerlagers an.

Kümper [121] und Tanaka et. al. [122] stellen ein Fahrwerkslager vor, bei dem mittels eines eingeschobenen elastomeren Formteils bzw. eines ölhaltigen Kunststoffmaterials zwischen Innenkern und Zwischenblech und einer aufgepressten Ringscheibe eine Verbesserung des Torsionsverhaltens erreicht wird. Durch die aufgepressten Ringscheiben wird zudem das Elastomer unter Vorspannung gehalten, sodass kein Axialspiel entsteht, und ein Abdichten der Stirnseiten gewährleistet. Tanakas Entwurf sieht außerdem abdichtende Gummischichten an beiden Enden zwischen den Ringscheiben vor, um das Eintreten von Schmutz und damit eine Verschlechterung des Gleitens zu verhindern.

Hinze [123] beschreibt weiterhin den Vorteil des Einsatzes eines Zwischenblechs, durch die sich eine hohe Radialsteifigkeit, welche ein direktes Anlenken des Fahrzeugs ermöglicht, und die für den Fahrkomfort günstige niedrige Torsionssteifigkeit ergeben.

Für eine verbesserte Dämpfung von Vibrationen und einer gesteigerten Haltbarkeit eines Gummilagers sind in Kojimas Konzept [124] verschiedene Gestaltungsvarianten geschlitzter Zwischenbleche zwischen Innenkern und Außenrohr vorgesehen. Verglichen mit einem konventionell gestalteten Elastomerlagers kann dadurch die freie Länge der Gummispur vergrößert werden.

Der Einsatz von mehreren Zwischenschalen wird durch Böse [125] genutzt, um die axiale Kennungscharakteristik des Gummi-Metall-Lagers anfangs sehr weich und später zunehmend härter zu gestalten. Dazu sind die Gummischichten gegen ihre beiden Stirnseiten treppenartig durch Stegbleche abgesetzt, sodass sie einer Zusammenschaltung von mehreren druckbeanspruchten Federelementen entsprechen, die nacheinander in Eingriff kommen.

Die möglichst gleichmäßige Verteilung der Vorspannung, sowohl auf den Umfang als auch in axialer Richtung infolge der Kalibrierung (Reduzierung des Durchmessers) der Außenhülse wird durch die Erfindung eines axial doppelseitig geschlitzten Zwischenrohrs nach Sichler et. al. [126] erlangt. Mindestens ein Schlitz geht dabei von jedem der axialen Enden des Zwischenrohrs aus und ist nicht durchgängig ausgeführt.

Das von Jorn [127] bekannte Lager sieht in radialer Richtung zwei gegenüberliegende Nuten in V-Form vor, sodass sowohl die Außen- als auch Zwischenschale geschlitzt ist. Die äußerste Schicht des Lagers ist zudem mit einer dünnen Schicht Gummi überzogen, die neben Rostschutz auch eine effektive Kraftübertragung durch eine gesteigerte reibschlüssige Verbindung zwischen Lageraufnahme und angrenzenden Bauteilen bietet.

Zusammenfassend kann jedoch festgestellt werden, dass in der Literatur kein Gummi-Metall-Lager mit dem Fokus gleichbleibender Eigenschaften über der Zeit zu finden ist, weshalb unter Zuhilfenahme der Methoden des paarweisen Vergleichs und der Nutzwertanalyse ein solches abgeleitet wird.

Die Methode des paarweisen Vergleichs in Tabelle 4-11 eignet sich für alle Problemstellungen hinsichtlich der Gewichtung von Kriterien und dient damit der Vorauswahl vorliegender Ideen, welche eine robuste Auslegung eines Fahrwerkslagers betreffen. Nach dem Kriterienvergleich und deren anschließenden Gewichtung werden das jetzige Schlitzbuchsenlager und vier Alternativen in einer Nutzwertanalyse in Tabelle 4-12 bearbeitet.

Tabelle 4-11: Paarweiser Vergleich der Anforderungskriterien eines robusten Gummi-Metall-Lagers

Kriterium (unten) ist wichtiger = 2 gleich wichtig = 1 unwichtiger = 0 als Kriterium (rechts)	C_{radial}	C_{torsion}	Robustheit	Shore-Härte/ dyn. Verhärtung	Bauraum	Gewicht	Kosten	Summe	%
C_{radial}		2	2	2	2	2	2	12	28,57
C_{torsion}	0		1	2	2	2	2	9	21,43
Robustheit	0	1		2	2	2	2	9	21,43
Shore-Härte/ dyn. Verhärtung	0	0	0		2	2	2	6	14,29
Bauraum	0	0	0	0		1	1	2	4,76
Gewicht	0	0	0	0	1		1	2	4,76
Kosten	0	0	0	0	1	1		2	4,76
								Prüfsumme	100

Grundsätzlich sehen alle Alternativen eine geringere Vorspannung als die der aktuellen Schlitzbuchse vor, um dem in Kapitel 4.2.5 ermittelten Relaxationsvermögen des Elastomerwerkstoffs und dem damit verbundenen Steifigkeitsverlust des Fahrwerkslagers über der Zeit entgegenzuwirken. Für die Kompensation möglicher Erweichungen ist außerdem ein Hochschwefel-Vernetzungssystem einzusetzen, wenn es die äußeren Temperaturbelastungen erlauben.

Alternativdesign A zeichnet sich durch ein relativ einfaches Design mit geschlossenem Außenteil und geschlitztem Zwischenblech aus, welches aber etliche Nachteile mit sich bringt. Denn um die hohe Radialsteifigkeit zu erzielen und den Kalibriergrad nicht zu extrem

zu wählen, ist eine relativ hohe Shore-Härte zu erwarten, die auch zu hohen Torsionssteifigkeiten führt.

Tabelle 4-12: Nutzwertanalyse von möglichen Alternativen zum jetzigen Schlitzbuchsenlager

	Gewichtung	Aktuelles Design		Alternative A		Alternative B		Alternative C		Alternative D	
		Bewertung	Wert	Bewertung	Wert	Bewertung	Wert	Bewertung	Wert	Bewertung	Wert
C_{radial}	28,57%	8	2,29	8	2,29	8	2,29	8	2,29	8	2,29
C_{torsion}	21,43%	10	2,14	4	0,86	8	1,71	8	1,71	10	2,14
Robustheit	21,43%	0	-	8	1,71	8	1,71	8	1,71	8	1,71
Shore-Härte/ dyn. Verhärtung	14,29%	10	1,43	0	-	4	0,57	8	1,14	10	1,43
Bauraum	4,76%	6	0,29	6	0,29	6	0,29	6	0,29	8	0,38
Gewicht	4,76%	6	0,29	6	0,29	6	0,29	6	0,29	2	0,10
Kosten	4,76%	6	0,29	6	0,38	6	0,29	4	0,19	4	0,19
	Summe		6,71		5,81		7,14		7,62		8,24

Design B ist ohne Zwischenblech und mit geschlossenem Außenrohr ausgeführt, welches zusätzlich gebördelt ist, um eine hohe Radialsteifigkeit durch die Kapselung des Elastomers zu erreichen. Ferner ist der Innenkern abgesetzt, sodass das Lager durch die relativ große Gummihöhe eine niedrige Torsionsrate besitzt. Allerdings liegt die Shore-Härte durch das fehlende Zwischenblech mit 50 bis 55 ShA erhöht vor, um der Anforderung der hohen Radialsteifigkeit gerecht zu werden.

Die Lagervorschläge C und D erwirken beide eine hohe Radialsteifigkeit in Verbindung einer geringen Shore-Härte (< 50 ShA) durch die Kapselung der Kautschukmischung und bieten ein extremes Verhältnis zwischen Radial- und Torsionssteifigkeit (ca. 30000:1). Der Unterschied zwischen den beiden Alternativen liegt darin, dass der Bauraumbedarf der Ausführung D aufgrund der aus Stahl bestehenden Metallteile geringer ist und der Innenkern getaumelt wird. Durch den kleineren Innenkerndurchmesser kann wiederum die Höhe der inneren Gummispur angehoben werden, was nochmals einer Verringerung der Torsionsrate dient. Das geschlitzte Zwischenblech wirkt zusätzlich als Kapselung der inneren Gummispur, weshalb dieses Konzept das Aussichtsreichste hinsichtlich der geforderten Kriterien darstellt. [128]

5 Erfassung und Analyse des dynamischen Achsverhaltens unter Berücksichtigung des Langzeitverhaltens von Elastomerlagern am Beispiel einer Mehrlenker-Hinterachse

Nach erfolgter Charakterisierung der Fahrwerkslager auf dem Elastomerprüfstand und Identifikation deren Langzeitverhalten werden die Versuche zur Einflussanalyse veränderter Lagereigenschaften auf das Übertragungsverhalten der Achse bei harmonischer, stochastischer und transienter Anregung auf dem Porsche eigenen Fahrwerk-Identifikations-Prüfstand (FIPS) durchgeführt. Bei diesem handelt es sich um einen servohydraulischen Prüfstand, der ursprünglich als reiner Prüfstand zur Analyse von Stahl- oder Luftfedern, Dämpfer oder komplette Feder-/Dämpferbeine gedacht war. Da sich jedoch die Kräfteverhältnisse von Feder und Dämpfer innerhalb einer Achse gegenüber der Einzelbauteilprüfung unterscheiden, wie beispielsweise durch Querkräfte bei Federbeinen in McPherson-Achsen oder die dreidimensionale Verformung der Luftfeder bei einem aufgelösten Federbein, wurde der FIPS durch einen zweiten servohydraulischen Pulser auf der dem Querhaupt abgewandten Seite erweitert (siehe Abbildung 5-1). [129] Damit ist es nun möglich die Wechselwirkung verschiedener Lager und Komponenten unter Berücksichtigung der realen Fahrwerkskinematik analysieren zu können, um die Zusammenhänge zwischen der Bauteilebene Elastomerlager und der Systemebene Achse zu ermitteln. Erste Untersuchungen hierzu hat Haberzettl [57; 130] in seiner Dissertation am Beispiel einer McPherson Vorderachse, einer Doppelquerlenker Vorderachse, und einer Mehrlenker-Hinterachse gemacht.

5.1 Beschreibung und Aufbau des Prüfstandes

5.1.1 Vorstellung des Prüfstandes

Der 26 t schwere Aufbau des dynamischen Achsanalyse-Prüfstandes besteht aus dem massiven Grundkörper, welcher sowohl tragendes Prüfstandselement, als auch Schwingfundament darstellt, und ist auf vier Luftfedern gelagert, welche der Schwingungsisolierung dienen. [129] Während die erste zerstörende Eigenfrequenz (ca. 150 Hz) aufgrund der sehr steifen Konstruktion des Querhauptes deutlich über der maximal möglichen Anregung von 100 Hz liegt, sind die Luftfedern unterkritisch ausgelegt. Zusatzluftvolumen der Luftfedern erlauben zudem die erste Eigenfrequenz des Prüfstandes im Bereich von 0,8 – 1,5 Hz einzustellen. [57] Weitere technischen Spezifikationen sind Tabelle 5-1 zu entnehmen.

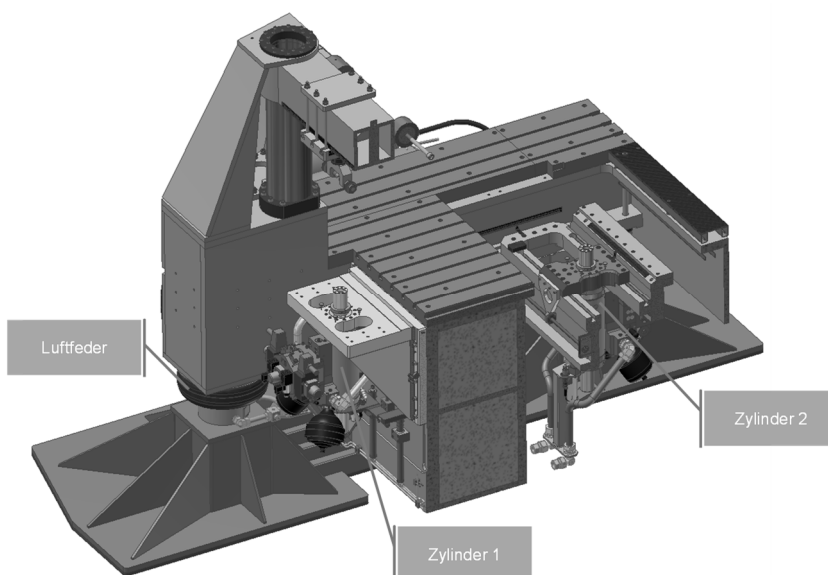


Abbildung 5-1: Schnittdarstellung FIPS nach [129]

Weiterhin sind am Grundaufbau die beiden bereits erwähnten servohydraulischen Zylinder angebracht, durch welche die Anregung in vertikaler Richtung erreicht wird. Um den Prüfstand an Achsen mit unterschiedliche Spurweiten zu adaptieren, ist der dem Querhaupt abgewandte Pulser in Querrichtung verfahrbar. Damit ist immer eine Krafteinleitung in Radmitte gewährleistet.

Tabelle 5-1: Technische Daten FIPS

Masse des Prüfstands	26 t
Erste Eigenfrequenz	0,8 – 1,5 Hz (einstellbar)
Vertikalzylinder	
Max. Beschleunigung	550 m/s ²
Max. Frequenz	120 Hz
Max. Weg	+/- 130 mm
Max. Kraft	60 kN (links), 40 kN (rechts)
Längskraftpulser	
Max. Weg	+/- 70 mm
Max. Kraft	10 kN

Die Krafteinleitung in die Achse kann auf zwei Weisen erfolgen. (siehe Abbildung 5-2) Durch einen am Vertikalzylinder angebrachten Radteller wird die Achse über den Reifen angeregt und ermöglicht bei der Untersuchung des dynamischen Achsverhaltens auch die Berücksichtigung des Übertragungsverhaltens des nicht rotierenden Reifens. Beim Radteller kann hierbei zwischen einer starren oder in Querrichtung beweglichen Ausführung unterschieden werden. Letzterer soll verhindern, dass durch die einfederbedingte Spurweitenänderung die Achse in Querrichtung verspannt wird. Es zeigt sich jedoch, dass die Verwendung eines verschiebbaren Radtellers keinen signifikanten Einfluss besitzt, da die Linearführungen eine extrem hohe Reibung aufweisen. [131]

Die zweite Möglichkeit ist ein Radersatzsystem (RES) zu montieren, welches zwischen Radmitte und Vertikalpulser eine sehr steife, formschlüssige Verbindung darstellt. Dies hat den Vorteil die reine Elastokinematik der Achse ohne jegliche, zum Teil unbekanntene Einflüsse des Reifens prüfen zu können. Da es sich jedoch beim Ein- und Ausfedern der Achse um eine mehrdimensionale Bewegung der Radmitte handelt, muss diese durch eine gelenkige Verbindung zwischen Vertikalzylinder und Achse ausgeglichen werden. Dadurch resultieren eine Schiefstellung des Koppellements und ein Winkelfehler, der durch das möglichst lange Ausführen der Koppelstangen minimiert wird. [129] Weiterhin werden trotz des Einsatzes von Kohlefaser-Verbundwerkstoffen für die Koppelstangen durch das erhöhte Gewicht des RES die Achseigenfrequenzen signifikant beeinflusst, weshalb die Messdaten im Post Processing trägheitskompensiert werden müssen. Das Einstellen der jeweiligen Einpresstiefe (ET) der zur Achse zugehörigen Rad-/Reifenkombination ist über das verschiebbare Kopfteil möglich.

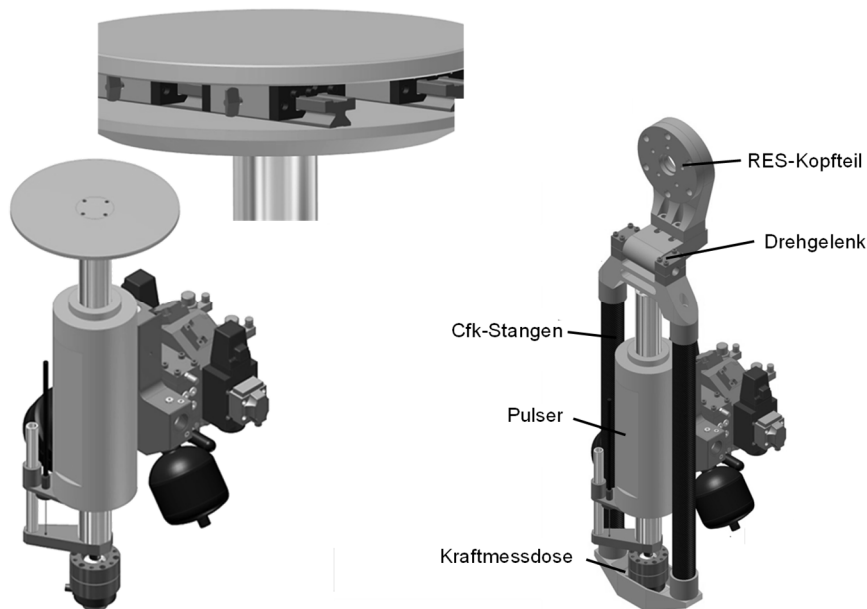


Abbildung 5-2: Arten der Kräfteinleitung (links: Radteller; rechts: Radersatzsystem) nach [129]

Da neben der reinen Vertikaldynamik vor allem auch das dynamische Verhalten der Achse in Longitudinalrichtung Einfluss auf das Komfortverhalten ausübt, ist ein Längskraftzylinder auf dem Spannfeld vorgesehen. [57] Die Längskrafteinleitung erfolgt dabei einseitig auf der dem Querhaupt abgewandten Seite über den Reifen oder das RES. Während die Längsanregung beim Reifen über einen verschiebbaren Radteller in Radmitte realisiert ist, wird der Längskraftzylinder im Fall des RES mittels einer starren Koppelstange fest mit dieser verbunden. (siehe Abbildung 5-3)

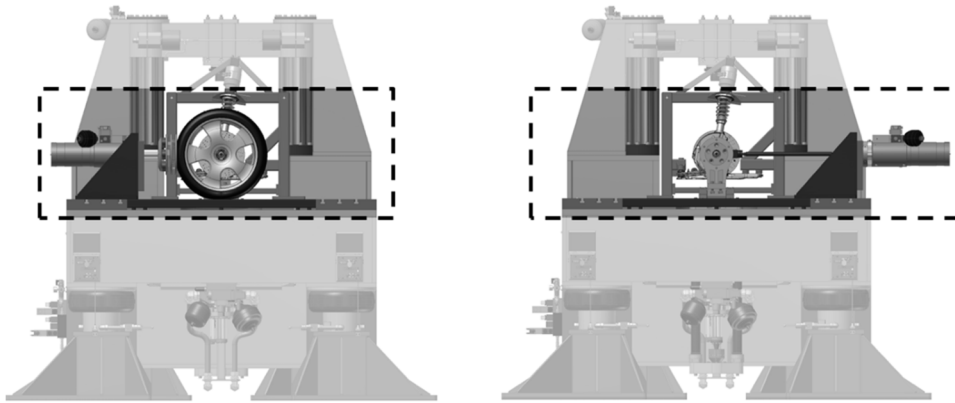


Abbildung 5-3: Längsanregung (links: Einleitung über Radteller; rechts: Kopplung an Radersatzsystem) nach [129]

Die Identifikation von dynamischen Achskennwerten in Querrichtung erfolgt in Verbindung mit dem RES einseitig auf der Höhe der Radaufstandsfläche und der Radmittenebene durch einen servohydraulischen Y-Pulser, welcher ebenfalls auf der gegenüberliegenden Seite des Querhauptes angebracht ist. (siehe Abbildung 5-4)

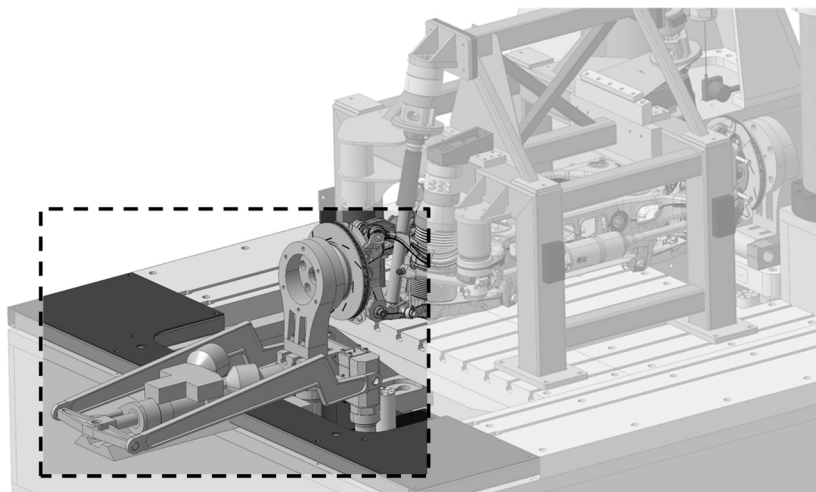


Abbildung 5-4: Einleitung der Queranregung über das Radersatzsystem [132]

5.1.2 Beschreibung der betrachteten Achse und deren Adaptierung auf dem Prüfstand

Bei der betrachteten Achse handelt es sich um die in Abbildung 5-5 dargestellte Mehrlenker-Hinterachse mit Fahrschemel. Für eine effektive Dämpfung der über die Räder in das Fahrwerk eingeleiteten Schwingungen besitzt diese ein hydraulisches Lager im unteren Querlenker und hydraulisch dämpfende Fahrschemellager. Für den Vertikalkomfort sorgt das aufgelöste Federbein, bestehend aus einer Mehrkammer-Luftfeder und einem geregelten Dämpfer. Da der Prüfstand aber nicht Hardware-in-the-Loop fähig ist, wird die Dämpferbestromung (0 A) über die Prüfstandssoftware in Form des sogenannten Pulsweitenmodulationsverfahrens (PWM) vorgegeben und der Luftfeder alle drei Volumina zugeschalten, was der Komfortstellung im Fahrzeug entspricht. Die Befüllung der Luftfedern als auch die Regelung ihres Luftdruckes erfolgt ebenfalls über die interne Messtechnik und die

am Prüfstand befindlichen Druckluftanschlüsse. Die Wankstabilisierung übernimmt ein konventioneller Stabilisator hinter der Radmitte.

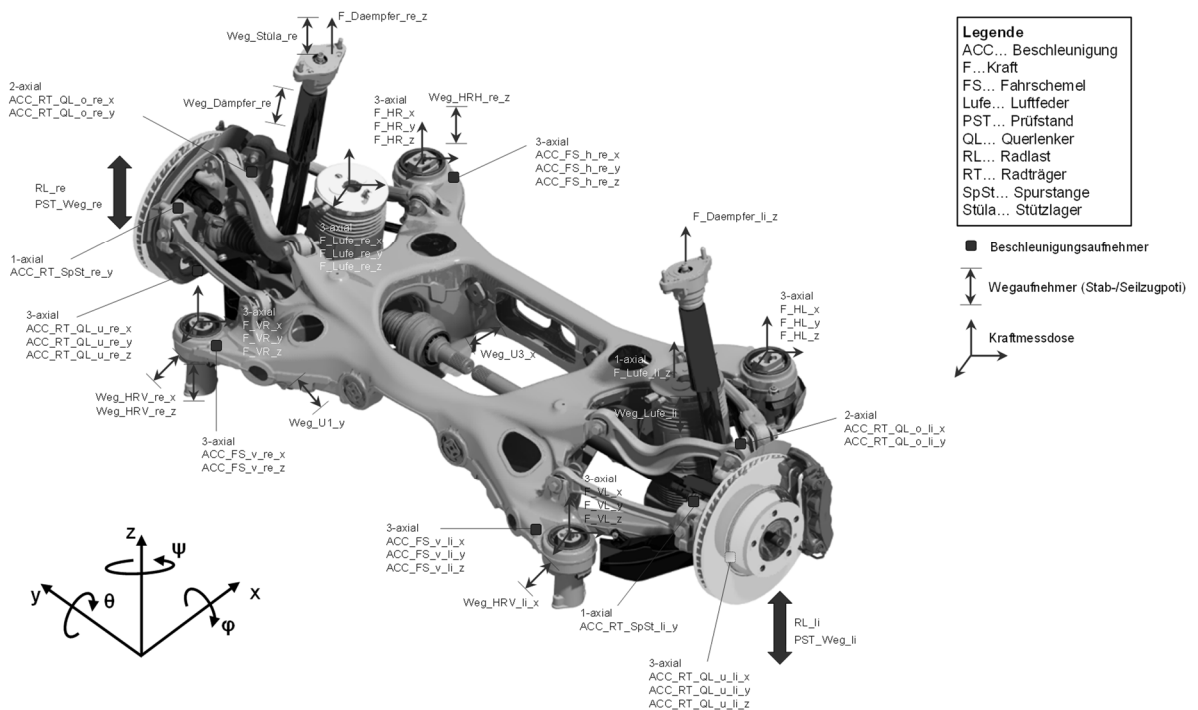





Abbildung 5-5: Koordinatensystem [133] und messtechnischer Aufbau der Mehrlenker-Hinterachse mit Fahr-schemel auf FIPS

Die der Langzeitanalyse unterzogenen konventionellen Schlitzbuchsenlager mit Zwischenblech sind in der oberen Lenkerebene sowie der Spurstange verbaut. Aufgrund der unterschiedlichen Struktursteifigkeiten der Schmiedelenker ergeben sich folglich der Abnahme der Lagersteifigkeiten um 40 % nach 112 Tagen Lagerungszeit unterschiedliche Abfälle der Lenkersteifigkeiten, die aus Tabelle 5-2 hervorgehen, deren Auswirkungen auf das dynamische Achsverhalten untersucht werden soll.

Tabelle 5-2: Abnahme der ZSB Lenkersteifigkeiten

		
Spurstange	Querlenker oben vorn	Querlenker oben hinten
$\Delta c = -35\%$	$\Delta c = -32\%$	$\Delta c = -20\%$

Die Achse wird in einem speziellen und steif ausgeführten Achsgestell aus zusammenschweißten Vierkant-Stahlprofilen aufgebaut, welches auf dem zwischen den beiden Pulsern befindlichen T-Nuten-Spannfeld befestigt wird. (siehe Abbildung 5-6) Das Spannfeld dient außerdem der Anbringung weiterer zusätzlicher servohydraulischer Zylinder, wie der der Quer- als auch Längspulsung. Zu beachten ist aber, dass ein solches Prüfgestell nicht die Steifigkeit und die Schwingungseigenschaften einer Fahrzeugkarosserie abbilden wird, weshalb die frequenzabhängige Übertragungsfunktion von Schwingungen im Zusammenspiel von Achse und Karosserie nicht beurteilt werden kann. [134] Dies wird dadurch be-

rücksichtigt, dass die Anregungsfrequenz bis 30 Hz gewählt worden ist. Oberhalb dieser Frequenzen können im Gesamtfahrzeug Resonanzen mit Karosserieeigenfrequenzen zu Überhöhungen in der Übertragungsfunktion in den Schnittstellen zwischen Fahrwerk und Aufbau führen. [61]

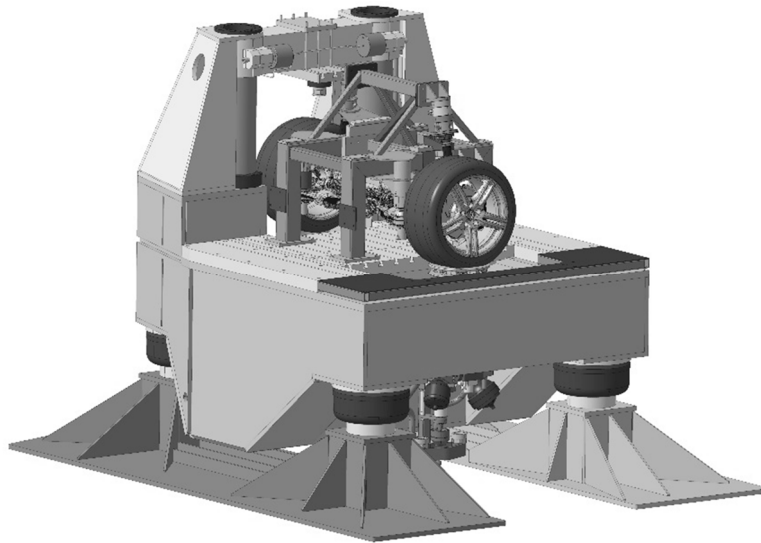


Abbildung 5-6: Adaptierung der Achse in Vorrichtung auf FIPS

5.1.3 Verwendete Messtechnik

Zur Ermittlung des Übertragungsverhaltens der Mehrlenker-Hinterachse sowie des Einflusses der über der Zeit veränderlichen Steifigkeitseigenschaften der oberen Lenkerebene und der Spurstange wurden an den Achsaufnahmestellen des Achsgestells zum Fahrschemel die Kräfte mittels piezoelektrischer triaxialer Kraftaufnehmer aufgenommen. Die Ermittlung der Domkräfte durch den Dämpfer und die Luftfeder erfolgte hingegen durch uniaxiale DMS-Kraftsensoren sowie einem dreiaxialen DMS-Kraftaufnehmer an der Luftfeder rechts. Die auftretenden translatorischen Beschleunigungen des Radträgers und des Fahrschemels wurden mit teils 3-axialen piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmern erfasst, um mögliche Ausbildungen von Eigenmoden der Achse und deren Schwingungsverhalten zu bestimmen. Dazu wurden die Beschleunigungssensoren auf zuvor im CAD festgelegte Positionen appliziert und damit die Abstände des jeweiligen Sensors zur Radmitte verzeichnet, sodass eine Umrechnung der Modalbewegung nach dem Starrkörperansatz [135], bezogen auf die Radmitte, durch das post processing möglich ist. Zur Charakterisierung des Ansprechverhaltens der Achse wurde außerdem der Dämpfer-, Luftfeder- sowie Stützlagerweg mittels Wegaufnehmer gemessen. Weitere Seil- und Stabpotentiometer hielten die Bewegungen der Fahrschemellager in Längs- und Vertikalrichtung, des Lagers im Querlenker unten in Querrichtung und des Führungslagers in Axialrichtung fest. Den gesamten messtechnischen Aufbau zeigt Abbildung 5-5.

Die Erfassung aller Messdaten erfolgt durch die am FIPS permanent integrierten 24 Bit Messtechnik sowie einen zweiten externen Messrechner. Diese Maßnahme ist erforderlich, da die Anzahl der benötigten Messkanäle die Kanalanzahl des prüfstandseigenen Mess-

systems überschreitet. Die Synchronisation beider Messsysteme erfolgt über ein Trigger-signal, welches die Aufzeichnung der Messdaten mit einer Abtastrate von je 1 kHz startet.

5.2 Experimentelle Untersuchungen und Auswertung

Um vollumfänglich die Auswirkung veränderlicher Lagerkenngrößen auf den Fahrkomfort sowie die Fahrdynamik ausmachen zu können, ist eine genaue Kenntnis der quasistatischen und dynamischen Eigenschaften der Achse erforderlich. Dies setzt voraus, das periodische und transiente Schwingungsverhalten der Achse, zunächst auf der Subsystemebene ohne Berücksichtigung anderer Fahrzeugebenen wie den Antriebstrang oder die Karosserie, auf dem in Kapitel 5.1 vorgestellten Prüfstand zu charakterisieren und identifizieren.

5.2.1 Versuchsprogramm zur dynamischen Messung von Achsen

Zur Bewertung und Analyse möglichst aller auftretenden Schwingungsphänomene des Gesamtverbands der Achse werden unterschiedlichste translatorische Anregungen über den Prüfstand in die Achse eingeleitet. (siehe Anhang A1) Vor der Durchführung der jeweiligen vertikalen dynamischen Messungen erfolgt zunächst die Ermittlung der quasistatischen Kennung der Achse mittels einem Dreieckssignal mit der Amplitude von Radlast $F_z = 0$ bis zur 2,5fachen statischen Radlast bzw. einer Weganregung von ± 20 mm und einer Prüfgeschwindigkeit von 0,5 mm/s. Die aus dem in Abbildung 5-7 dargestellten Kraft–Weg Diagramm ermittelten Gradienten sowie die Fläche und Höhe der Hysterese charakterisieren die Summe der Achssteifigkeit, bestehend aus Aufbaufeder und Nebenfedersteife, und das Maß an Achsreibung bzw. Dämpfung. [129]

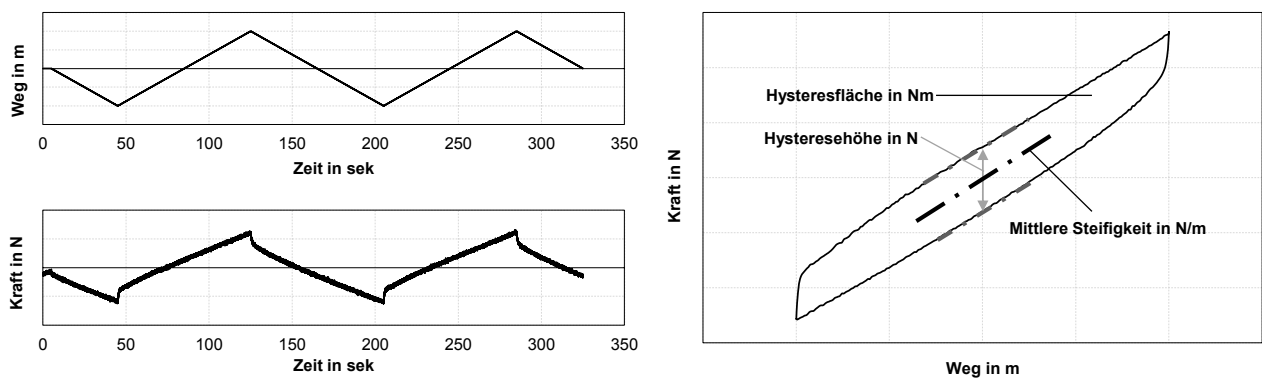


Abbildung 5-7: Quasistatische Anregung im Zeitbereich (links); Darstellung Kraft über Weg (rechts)

Um die frequenzabhängigen Eigenschaften einer Achse zu untersuchen, erfolgt die dynamische Anregung mit einer sinusförmigen Schwingung konstanter Wegamplitude, deren Frequenz mit der Zeit zunimmt. Sie bildet die Grundlage für die Generierung von Übertragungsfunktionen, welche es ermöglichen, die Resonanzfrequenzen der Achse zu identifizieren und zu analysieren. In Verbindung mit dem Radersatzsystem kann zudem die dynamische Steifigkeit, der Verlustwinkel sowie die dynamische Verhärtung der Achse aufgrund der Frequenzerhöhung ermittelt werden. Darüber hinaus hat Zauner et. al. [136] aus Ge-

samtfahrzeugmessungen sowie Simulationen beim Überfahren von Schlechtwegstrecken einen Frequenzsweep entwickelt, der das reale vertikale Schwingungsverhalten der Achse im Fahrzeug besser abbilden soll. (siehe Abbildung 5-8 rechts) Dieser ist in drei Sektoren untergliedert, welche sich dadurch auszeichnen, dass es sich von 0,1 bis 1 Hz um einen wegamplituden-konstanten Sweep, von 1 bis 20 Hz um einen geschwindigkeitsamplituden-konstanten Sweep und von 20 bis 30 Hz um einen beschleunigungsamplituden-konstanten Sweep handelt.

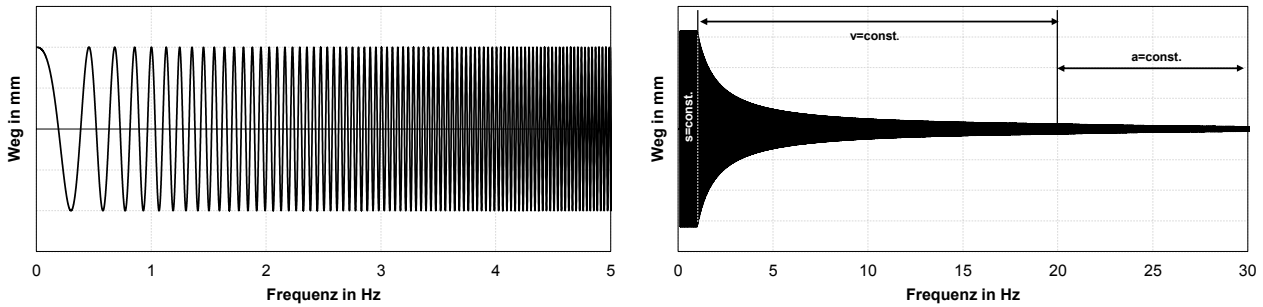


Abbildung 5-8: Auszug eines wegamplitudenkonstanten Frequenzsweeps (links); Frequenzkontinuierlicher Sweep (rechts)

Im Vergleich zu den zuvor beschriebenen Frequenzsweeps wird auch das amplitudenselektive Verhalten der Achse identifiziert, indem sich nach Abbildung 5-9 die Wegamplitude einer sinusförmigen Schwingung mit der Zeit vergrößert, während die Frequenz aber konstant gehalten wird. Dominieren bei kleinen Anregungsamplituden Reibungseffekte, wie von Kugelköpfen, und sorgen für eine signifikante Versteifung der Achse, sprechen bei größeren Amplituden maßgeblich das Federbein und der Dämpfer an. [61]

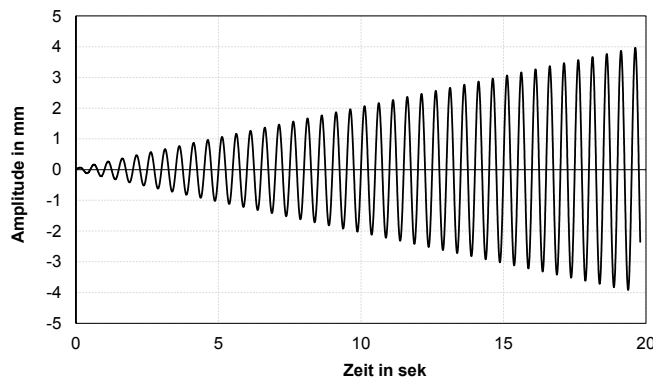


Abbildung 5-9: Amplitudensweep nach Lefevre [137; 138] bei 2 Hz, 0,02–4 mm Amplitude, Geschwindigkeit 0,04 mm/s

Das Überfahren von Einzelhindernissen wie beispielsweise erhöhten Schachtdeckeln, Querfugen oder Bordsteinen wird am Achsprüfstand durch eine transiente Kantenanregung mit einer Höhe von 30 mm in z-Richtung dargestellt. Dazu wird ein abgewandelter Rechteckimpuls verwendet, da die Unstetigkeit des rechtwinkligen Knicks durch die Prüfstands-hydraulik nicht abgebildet werden kann. Stattdessen wird der Knick, wie in Abbildung 5-10 dargestellt, durch einen Viertel-Cosinus und einer möglichst hohen Flankensteigung angenähert. Da jedoch beim Überfahren von Unebenheiten sowohl in Vertikal- als auch Längs-

richtung Kräfte in die Achse eingeleitet werden, werden am Prüfstand neben der reinen Vertikalpulsung auch selektiv in x-Richtung der Achse kurze Impulse aufgebracht, sowie überlagerte Anregungen in x- und z-Richtung gefahren. Ausgewertet werden dabei im Zeitbereich der Erstpuls der Schwingung über den Peak-to-Peak Wert (P2P) sowie der quadratische Mittelwert (RMS) nach Gleichung (5-1) über 0,2 Sekunden nach der P2P Betrachtung als Maß für das Abklingverhalten in die jeweilige Raumrichtung. [139]

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{d_t} \sum_i^{i+d_t} x_i^2} \quad (5-1)$$

d_t ...Anzahl Messpunkte, die zur Mittelung herangezogen werden
 x_i ...Messwert an der Stelle i

Für weitere Einzelheiten zur Kantenanregung sowie eine detaillierte Erklärung der Auswerterroutinen aller Anregungsspektren sei auf Haberzettl et. al. [130; 57] und Zauner [140] verwiesen.

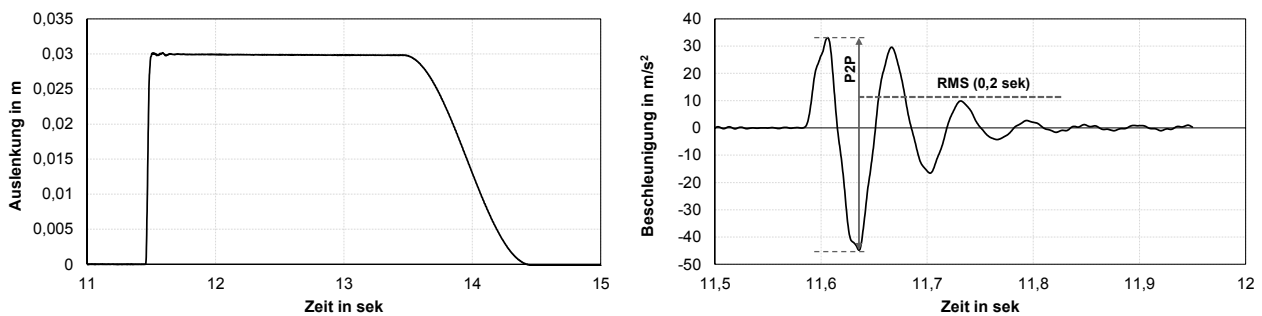


Abbildung 5-10: Selektive Kantenanregung (links); Beschleunigungsverlauf nach transienter Anregung (rechts)

5.2.2 Voruntersuchung bezüglich der Reproduzierbarkeit der Prüfstandergebnisse

Um die Messergebnisse der Achse mit neuwertigen und über der Zeit relaxierten Lenkerlagern vergleichen und die Unterschiede besser einordnen zu können, muss zuvor die Genauigkeit der Prüfmethode bzw. die Reproduzierbarkeit des gesamten Prüfprozesses bekannt sein. Ansonsten können diese nicht eindeutig bewertet werden und es ist keine Aussage über signifikante Unterschiede möglich. Daher sind die quasistatischen, dynamischen sowie transienten Anregungen der Ausgangsvariante mit neuwertigen Fahrwerkslagern mehrmals wiederholt worden und der Mittelwert μ_M daraus berechnet worden. Zur Charakterisierung der Streuung wird die Standardabweichung σ_{St} herangezogen. Unter der Berücksichtigung des Signifikanzniveaus von $\alpha=0,05$, welches den Anteil einer Wahrscheinlichkeitsverteilung für den die Aussage nicht zutrifft bezeichnet, kann schließlich davon ausgegangen werden, dass mit einem Vertrauensbereich von 95 % ($\mu_M \pm 2\sigma_{St}$) aller Messergebnisse in diesem Bereich liegen und keine signifikante Änderung aufweisen. [82]

Für die jeweiligen Kennwerte der quasistatischen Prüfung, wie Steifigkeit und Hysterese, bedeutet dies, dass die relative Weite des Vertrauensbereichs um den Mittelwert mit den in Tabelle 5-3 angegebenen Werten schwankt. Demnach scheinen die ermittelten Steifigkeiten gut reproduzierbar zu sein, die Auswertungen der Hysterese aber größeren Streuungen unterlegen zu sein.

Tabelle 5-3: Wiederholbarkeit der quasistatischen Messungen (Signifikanzniveau $\alpha=0,05$)

	Steifigkeit [N/mm]	Hysteresefläche [Nmm]	Hysteresehöhe [N]
Wiederholbarkeit r [%]	r=1,5%	r=5,6%	r=6,6%

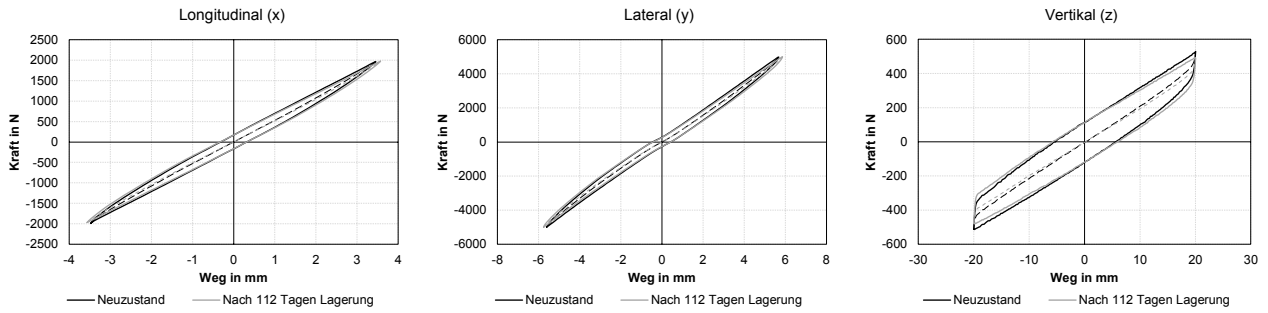
Die größte Differenz zwischen vier einzelnen Ergebnissen des Frequenzsweeps, die unter Wiederholbedingungen mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % erwartet werden kann, liegt dagegen bei einer maximalen Wiederholbarkeit von nur $r = 1,4 \%$.

Eine ebenfalls gute Präzision liefern die Kenngrößen des P2P und des RMS der transienten Anregung, welche in Summe fünf Mal wiederholt worden ist. Während die Wiederholbarkeit (r) des RMS bei durchschnittlich 1,4 % liegt, streut der P2P-Wert im Fall eines Vertrauensbereichs von 95 % lediglich um 0,8 %.

5.2.3 Einfluss des Langzeitverhaltens der Elastomerlager auf das Übertragungsverhalten der Achse in Vertikal-, Longitudinal- und Querrichtung

Die Darstellung der Ergebnisse wird anhand der untersuchten Art der Belastung (quasistatisch, dynamisch, transient) und der jeweiligen Belastungsrichtungen gegliedert. Zu Beginn werden die quasistatischen Anregungen mit RES betrachtet, darauf folgend die Analyse der dynamischen Anregungen, wie die des Frequenz- und Amplitudensweeps. Zuletzt sollen die Ergebnisse der stoßartigen Belastung in Vertikal- und Longitudinalrichtung über den Reifen diskutiert werden.

Die quasistatischen Messungen der Achse sind in Longitudinal-, Lateral- und Vertikalrichtung durchgeführt worden. An dieser Stelle soll nun der Einfluss der über die 112 Tage abfallenden Radialsteifigkeit der Lenkerlager auf die statische Steifigkeit und die Dämpfung bzw. die Reibung der Achse in die jeweilige Raumrichtung analysiert werden. In Abbildung 5-11 ist zu erkennen, dass mit der Veränderung der Lagereigenschaften über die 112 Tage hauptsächlich die Steifigkeit in Vertikalrichtung beeinflusst wird. Die Quersteifigkeit der Achse, die eigentliche Hauptwirkrichtung der Stablenker und der untersuchten Fahrwerkklager, als auch die Longitudinalsteifigkeit fallen hingegen nur mäßig um 3 % ab. Weiterhin ist anzumerken, dass sich erwartungsgemäß keine signifikanten Änderungen in der Hysteresehöhe als auch in der Hysteresefläche der Achse ergeben, da sich die Fahrwerkslager über der Zeit nur in ihrer Steifigkeit ändern, nicht aber in ihren Dämpfungseigenschaften. (siehe Kapitel 4.2.6)



	Longitudinal	Lateral	Vertikal
Δ Steifigkeit	- 3 %	- 3 %	- 7 %
Δ Hysteresehöhe	- 1 %	- 5 %	- 1 %
Δ Hysteresefläche	+ 3 %	- 1 %	+ 2 %

Abbildung 5-11: Einfluss der über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften auf die quasistatische Kennung der Achse

Für die komfortrelevanten Untersuchungen der Einflussanalyse des Langzeitverhaltens der Schlitzbuchse in den Schmiedelenkern spielen dagegen vor allem die dynamischen Anregungen in die jeweilige translatorische Richtung der Achse eine entscheidende Rolle. In Abbildung 5-12 bis Abbildung 5-14 sind die Verläufe der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels der Achse, welche in Verbindung mit dem RES und der amplitudenkonstanten Frequenzsweeps ermittelt worden sind, dargestellt. Weitere Ergebnisse des Frequenzsweeps mit unterschiedlichen Weg- bzw. Kraftamplituden sind im Anhang A2 zu finden. Auch hier ist niederfrequent zu erkennen, dass sich mit den Eigenschaftsveränderungen der Lager über der Lagerungszeit von 112 Tagen ähnliche Unterschiede in den Achssteifigkeiten ergeben, wie bereits in der quasistatischen Prüfung ermittelt. Höherfrequent kommen dagegen „Achsmoden“ zum Tragen, welche zuvor in der Mehrkörpersimulation (MKS) durch eine Modalanalyse der Achse berechnet worden sind, um diese frequenzselektiv der Achse zuordnen zu können. Bei der betrachteten 4-Lenker Hinterachse treten demnach verschiedenste Fahrschemel-Moden auf, welche aus Tabelle 5-4 hervorgehen und zum Teil durch die Steifigkeitsänderungen der Stablenker beeinflusst werden.

Tabelle 5-4: Übersicht an Achsmoden im Bereich von 10 -30 Hz

Mode	Frequenz [Hz]
Fahrschemel-Längsmode gleichphasig	10
Fahrschemel-Längs-/Vertikalmode	15 - 20
Fahrschemel-Längs-/Quermode	20 - 25
Fahrschemel-Vertikalmode	25 - 30

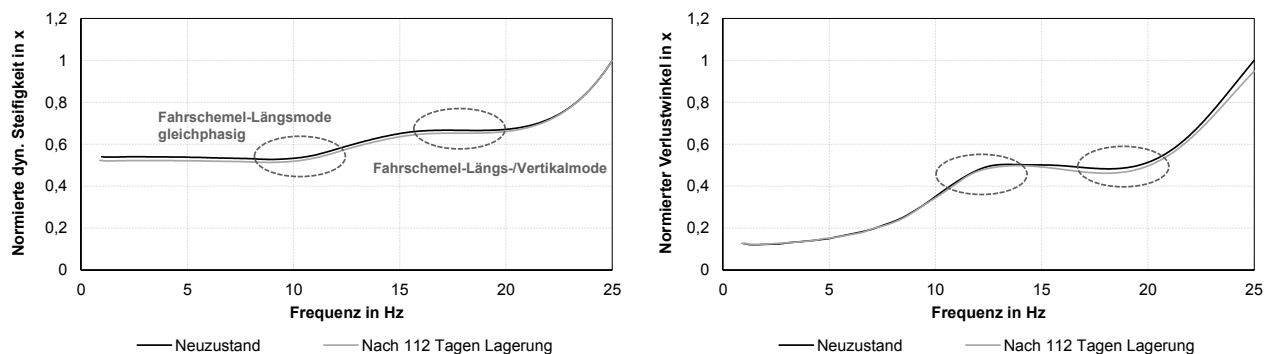


Abbildung 5-12: Normierte longitudinale dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der Achse über der Frequenz (0 – 25 Hz bei 1 mm)

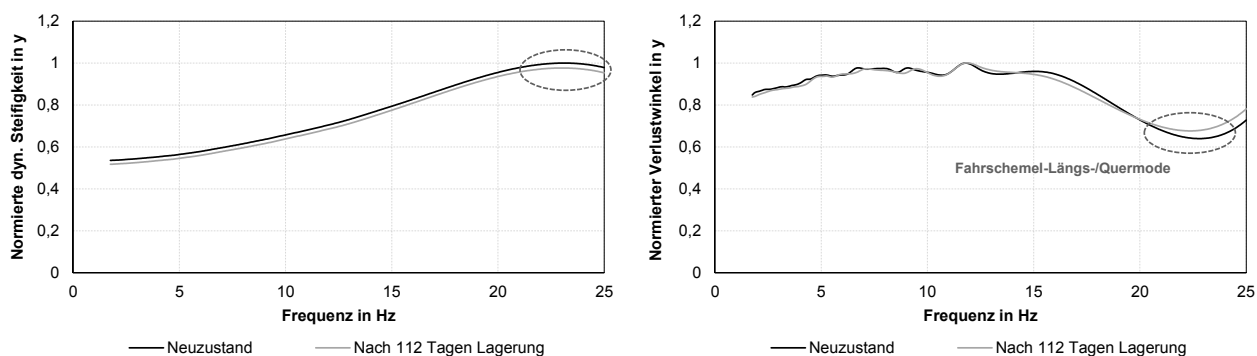


Abbildung 5-13: Normierte laterale dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der Achse über der Frequenz (0 – 25 Hz bei 1 kN)

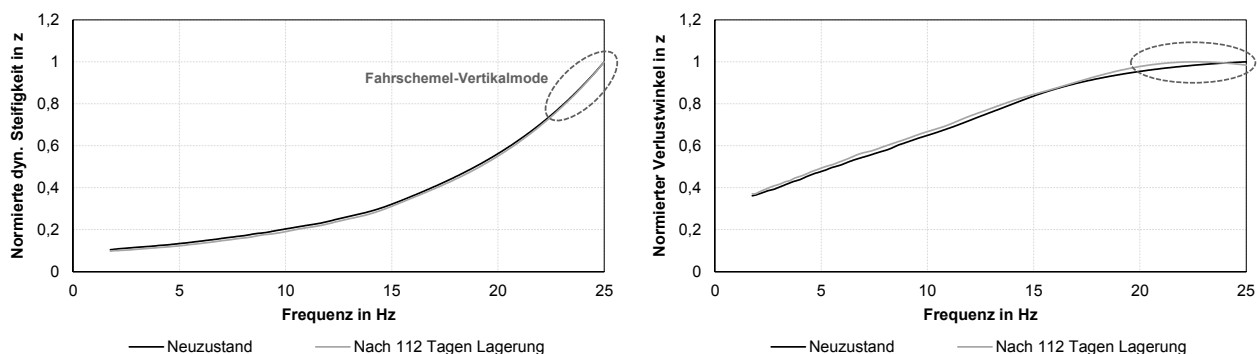


Abbildung 5-14: Normierte vertikale dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der Achse über der Frequenz (0 – 25 Hz bei 2 mm)

So steigt die dynamische Vertikalsteifigkeit der Achse über der Frequenz mit den unter Vorspannung gelagerten Fahrwerkslager stärker an als mit neuwertigen Gummi-Metall-Lagern in den Stablenkern, da sich die Fahrschemel-Vertikalmode hin zu niedrigeren Frequenzen verschiebt. In ähnlicher Weise zeigt sich dies auch in der Longitudinalrichtung. Durch die in ihrer Steifigkeit reduzierte obere Lenkerebene tritt die Fahrschemel-Längs-/Vertikalmode bei etwas kleineren Frequenzen auf, was dazu führt, dass sich die Verläufe der dynamischen Steifigkeit im Bereich 10 bis 20 Hz annähern. Die Verschiebung der Fahrschemel-Vertikalmode sorgt dann wiederum dafür, dass im höherfrequenten Bereich bis

25 Hz keinerlei Unterschiede mehr in der Longitudinalsteifigkeit der Achse ausgemacht werden können. In Querrichtung hingegen besteht über den gesamten Frequenzbereich eine nahezu konstante Reduktion der Steifigkeit in Verbindung mit den der Langzeitanalyse unterlegenen Schlitzbuchsenlagern, obwohl auch lateral eine Fahrschemel-Längs-/Quer-mode zu identifizieren ist. Die obere Lenkerebene übt jedoch auf diese keinen Einfluss aus, weshalb auch keine Änderung der Eigenfrequenz der Mode zwischen 20 und 25 Hz erkennbar ist.

Bezüglich der dynamischen Achsdämpfungseigenschaften ist ferner zu erwähnen, dass diese wie bereits in der Statik keine signifikanten Unterschiede aufweisen. Einzig die Verschiebungen von Achseigenfrequenzen sind auch im Phasengang der Achse sichtbar.

Um weiter die Wechselwirkungen der Steifigkeitsabnahme der oberen Stablenker über der Zeit auf das Übertragungsverhalten mit Reifen zu analysieren, sind in Abbildung 5-15 und Abbildung 5-16 die Amplituden- und Phasengänge der auf die Radmitte bezogenen translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen infolge einer Vertikalanregung dargelegt. Neben der bei 14 Hz liegenden ersten vertikalen Resonanzfrequenz („Radresonanzfrequenz“) ist auch hier die Ausprägung der Fahrschemel-Längs- und Quermode bei ca. 25 Hz im Amplituden- und Phasengang – longitudinal sowie lateral – zu erkennen. Im Fall der Radresonanzfrequenz sind durch die gelagerten Schlitzbuchsenlager zudem eine minimale Verschiebung zu einer kleineren Frequenz und eine Reduzierung der Amplitudenhöhe zu verzeichnen. Dagegen führt das Rad in Verbindung dessen größere Wank- und Gierbewegungen aus, was besonders im Amplitudengang in Abbildung 5-16 ersichtlich wird.

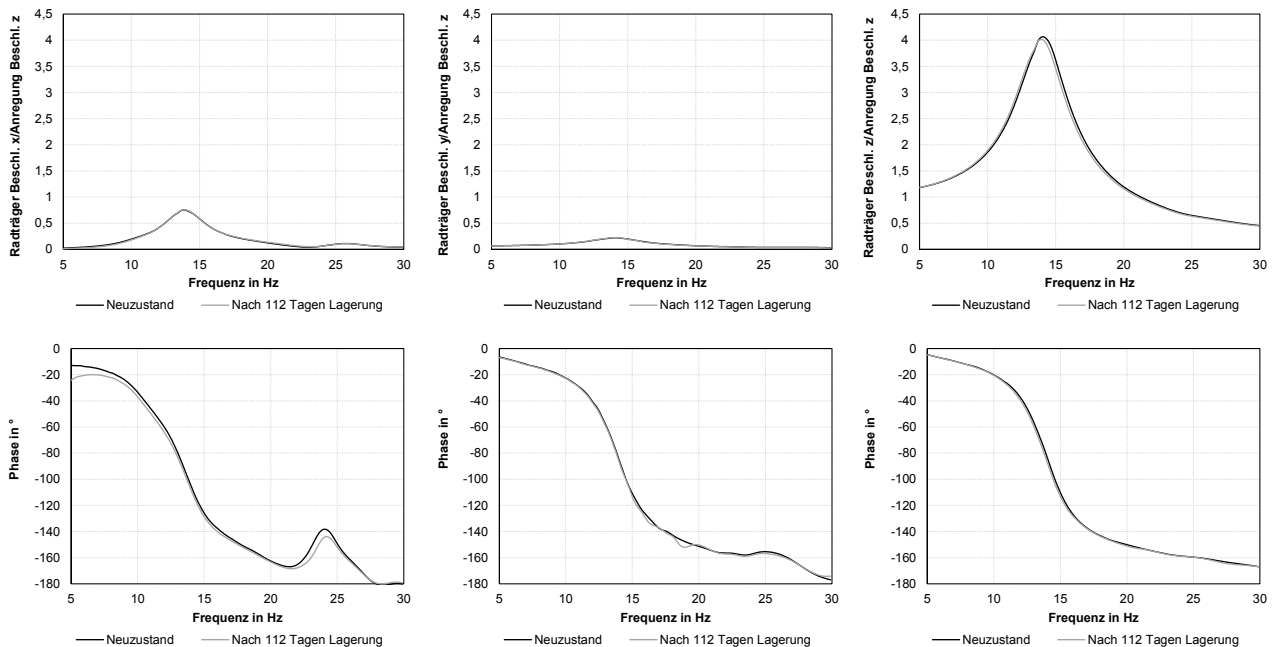


Abbildung 5-15: Amplituden- und Phasengänge der translatorischen Beschleunigungen (v.l.n.r. longitudinal-lateral-vertikal)

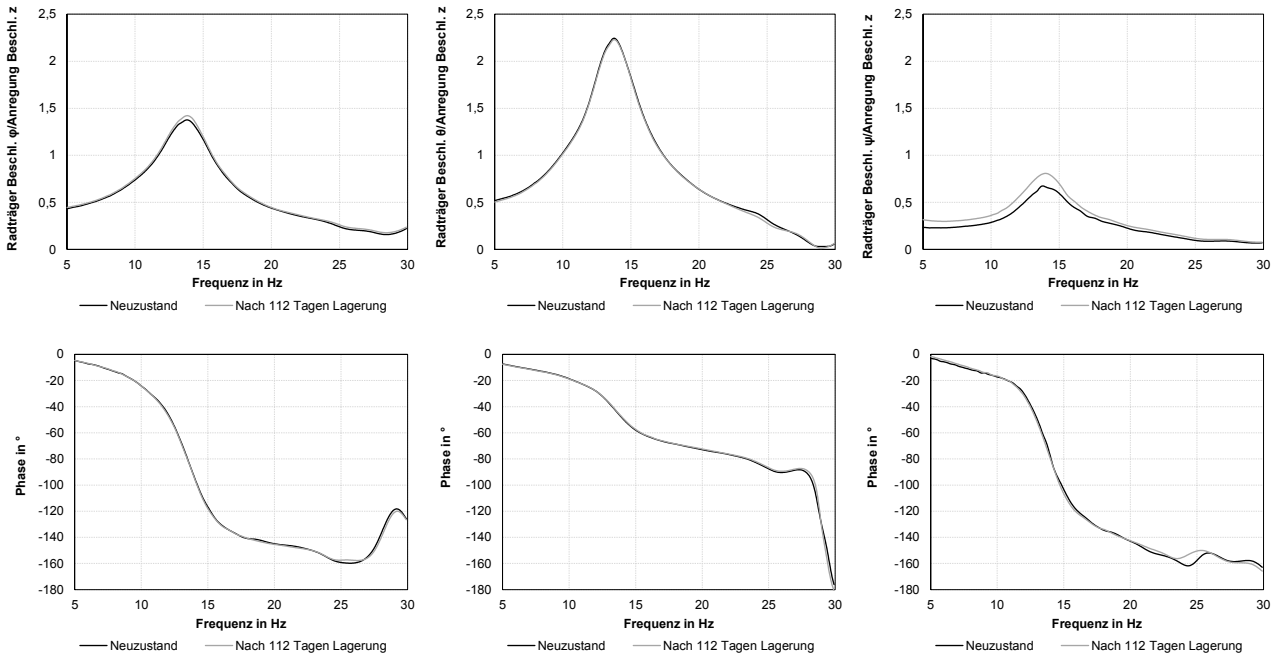


Abbildung 5-16: Amplituden- und Phasengang der rotatorischen Beschleunigungen (v.l.n.r. wanken–nicken–gieren)

Zur Charakterisierung des Ansprechverhaltens der Achse findet in Vertikalrichtung mit RES zusätzlich ein Amplitudensweep bei unterschiedlichen Frequenzen nach Lefevre [137; 138] Anwendung. Ein Vergleich der Dämpfer- und Stützlagerlagerübersetzung bei 5 Hz, welche über das Verhältnis des Dämpfer- bzw. Stützlagerwegs zur Anregung berechnet wird, in Abbildung 5-17 zeigt, dass die Achse mit den 112 Tagen unter Vorspannung gelagerten Elastomerlagern der oberen Lenkerebene ein deutlich früheres und besseres Ansprechverhalten über der Anregungsamplitude aufweist. Mit steigender Amplitude nimmt die Differenz der Dämpferübersetzung zwischen den beiden Varianten ab bis letztlich die kinematische Dämpferübersetzung erreicht ist. Weitere Ergebnisse der Dämpfer- und Stützlagerübersetzungen über der Anregungsamplitude bei anderen Frequenzen (1, 2, 10, 15 und 30 Hz) sind im Anhang A2 dieser Arbeit angefügt.

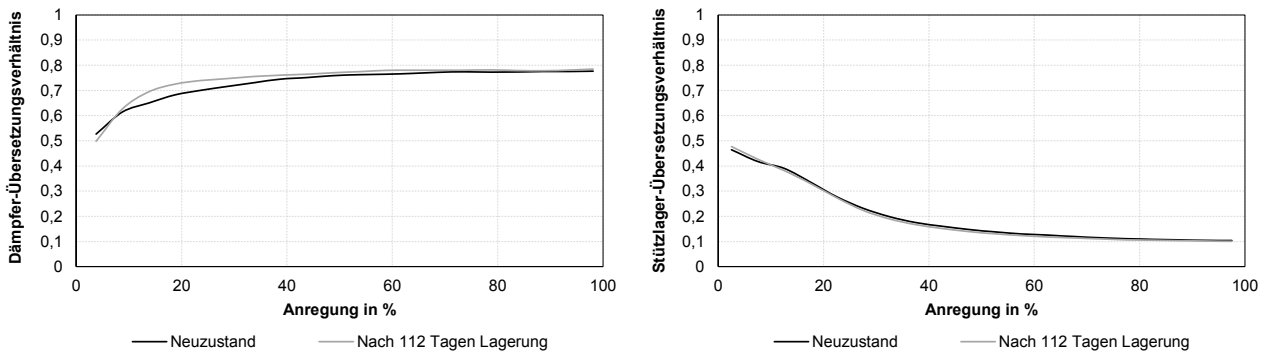


Abbildung 5-17: Vergleich der Dämpfer- und Stützlagerübersetzung über dem Amplitudenspektrum bei 5 Hz

Die Betrachtung des Schwingungsverhaltens der Radmitte infolge eines vertikalen Stoßes in Abbildung 5-18 zeigt besonders in Längs- und Vertikalrichtung Unterschiede in der

Schwingweite (P2P) zwischen anfangs steifen Fahrwerkslagern und nach 112 Tagen relaxierten Lagern der oberen Lenkerebene. Auffällig ist weiterhin der höhere RMS-Wert in Längs- und Querrichtung durch die Reduktion der Elastomerlagersteifigkeiten, welcher ein schlechteres Abklingverhalten der Schwingung widerspiegelt.

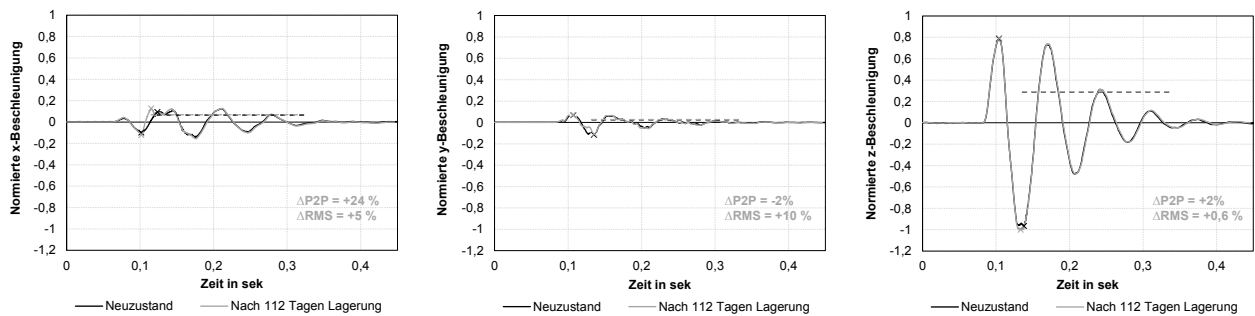


Abbildung 5-18: Vergleich der normierten translatorischen Radträgerbeschleunigungen infolge eines Vertikalstoßes

Anhand der transienten Prüfung in Longitudinalrichtung ist dagegen in Abbildung 5-19 zu erkennen, dass sich sowohl ein niedrigerer P2P-Wert als auch ein niedrigerer RMS-Wert der Beschleunigungen des Radträgers mit den über der Zeit veränderlichen Schlitzbuchsensteifigkeiten ergeben. Vertikal nimmt der Erstausschlag der Schwingung zu. Die Beschleunigungen in Lateralrichtung sind derart gering, dass sie vom Rauschen dominiert werden und damit kaum zu interpretieren sind.

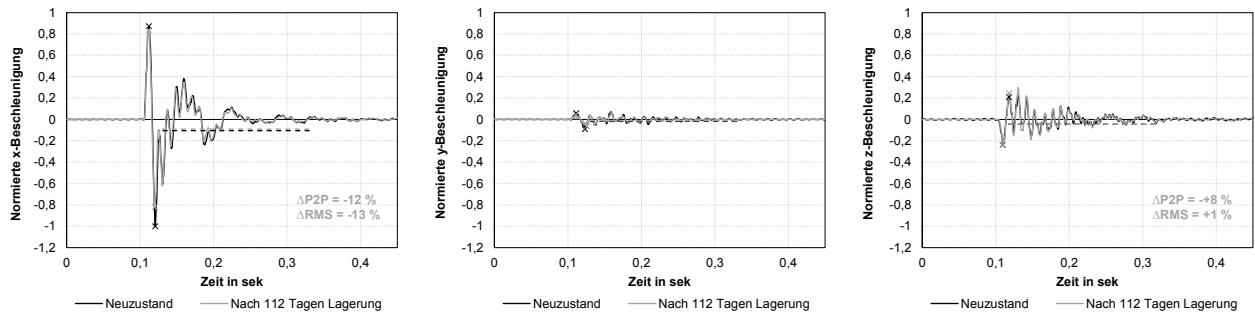


Abbildung 5-19: Vergleich der normierten translatorischen Radträgerbeschleunigungen infolge eines Longitudinalstoßes

Des Weiteren ist anzumerken, dass die in Haberzettl et. al. [57] beschriebene überlagerte transiente Anregung des Prüfstands in Längs- und Vertikalrichtung für die zu untersuchende Hinterachse mit Fahrschemel nicht zielführend ist, da der Fahrschemel durch den Zeitverzug zwischen Vertikal- und Longitudinalstoß bereits gegenphasig zur Längsanregung schwingt. Daher findet diese Art der überlagerten Stoßbeanspruchung in der Arbeit keine Anwendung.

5.2.4 Diskussion der Ergebnisse

Nachdem quasistatisch vor allem Unterschiede in der Vertikalsteifigkeit beim Ein- und Ausfedern der Achse festgestellt werden konnten, ist neben der uniaxialen radialen Vermes-

sung auch die torsionale Kennung der Lager nach 112 Tagen Lagerung über eine in Abbildung 5-20 ersichtliche Vorrichtung aufgenommen worden. Ergebnis dessen ist, dass sich mit dem Relaxieren des Elastomers auch die Torsionssteifigkeit der Schlitzbuchsenlager um 25 % absenkt und somit eine Erklärung für die Reduktion der Steifigkeit in Vertikalrichtung liefert. Denn infolge der geringeren Torsionssteifigkeit wird die Nebenfederrate der Achse reduziert, die als eine parallel geschaltete Zusatzfeder zur Aufbaufeder interpretiert werden kann.

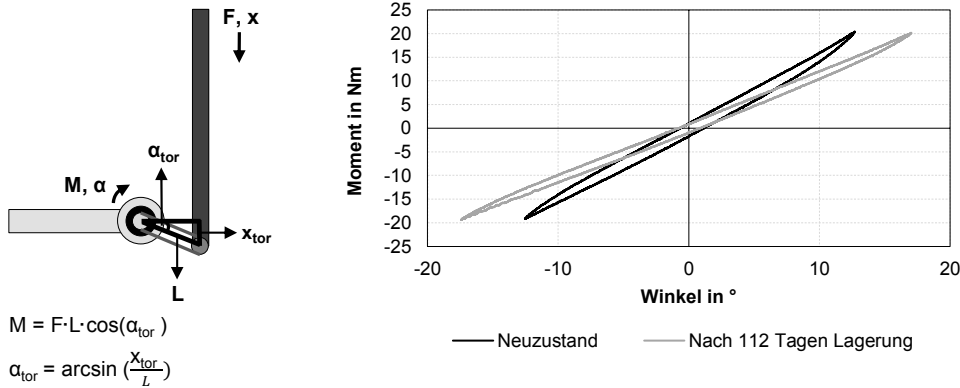


Abbildung 5-20: Vorrichtung zur Messung der Lagertorsion (links) und deren Messergebnisse nach [141]

Diese sorgt außerdem für eine Verschiebung der Fahrschemel-Vertikalmoden und der vertikalen Radeigenfrequenz, wodurch ein früherer Anstieg der Vertikalsteifigkeit über der Frequenz in Abbildung 5-14 resultiert. Des Weiteren führt die geringere Torsionssteifigkeit der über 112 Tage unter Vorspannung gelagerten Fahrwerkslager zu einem früheren und besseren Ansprechverhalten des Dämpfers über dem Amplitudenspektrum in Abbildung 5-17.

Zur Validierung der Unterschiede in der Quersteifigkeit der Achse, welche entgegen erster Hypothesen deutlich geringer ausgefallen sind als vermutet, werden Ergebnisse des Kinetik und Elastokinematik (K&C) Prüfstands herangezogen. Demnach können vergleichbare Steifigkeitsunterschiede auf K&C und FIPS festgestellt werden. Abbildung 5-21 zeigt jedoch einen immensen Gegensatz in der auf dem K&C Prüfstand ermittelten Vorspuränderung unter einer Seitenkraft der Achse auf.

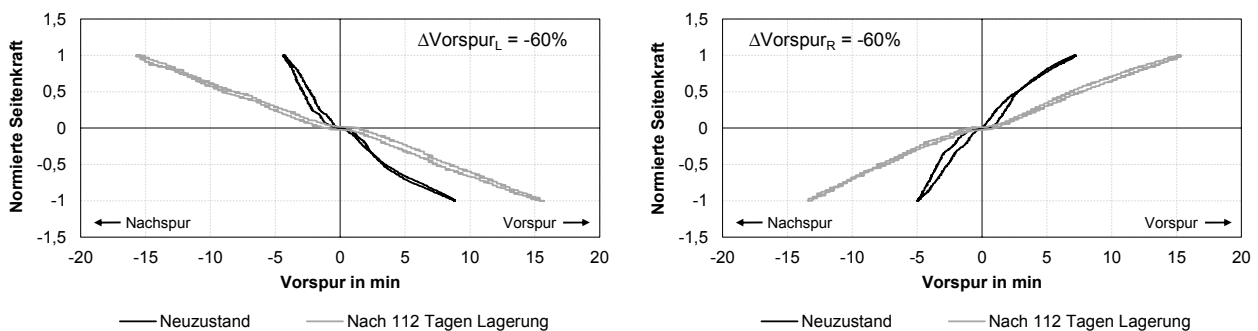


Abbildung 5-21: Vergleich der Vorspuränderung unter Seitenkraft

Durch die reduzierten Stablenkersteifigkeiten aufgrund der über der Zeit relaxierten Gummi-Metall-Lager nimmt die Vorspursteifigkeit um 60 % ab. Dies erlaubt die Schlussfolgerung,

dass sich kleine Steifigkeitsänderungen in Lateralrichtung der betrachteten Achse bedingt durch die obere Lenkerebene deutlich auf die Vorspuränderungen unter einer Seitenkraft auswirken und damit Einfluss auf die fahrdynamischen Eigenschaften ausüben.

Die höhere Schwingweite in Längsrichtung bei einer vertikalen transienten Anregung infolge der geringeren Radialsteifigkeit der oberen Querlenker und der Spurstange ist dagegen durch größere Wank- und Gierbewegungen des Radträgers (siehe Abbildung 5-22) zu erklären, welche bereits auch in den jeweiligen Frequenzgängen der Abbildung 5-16 festgestellt werden konnte.

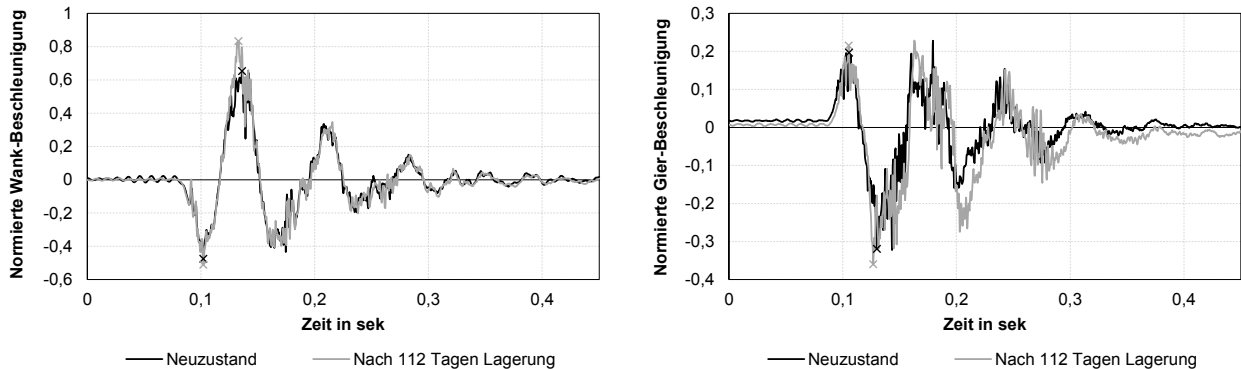


Abbildung 5-22: Vergleich der normierten rotatorischen Radträgerbeschleunigungen infolge eines Vertikalstoßes

Infolgedessen wirkt sich die in Abbildung 5-23 dargestellte Änderung des Schwingungsverhaltens der Radmitte auch auf die Wegamplitude im Hydrolager des unteren Querlenkers (U1) aus, sodass dieses stärker parallel zur Spurstange ausgelenkt wird und zu einer höheren Longitudinalbewegung der Radmitte führt. Mit zunehmender Wegamplitude im Hydrolager U1 sinkt allerdings dessen Dämpfungswirkung bzw. nimmt deren Verlustwinkel ab, wodurch das schlechtere Abklingverhalten (höherer RMS) in Längs- und Querrichtung der Achse in Abbildung 5-18 begründet ist.

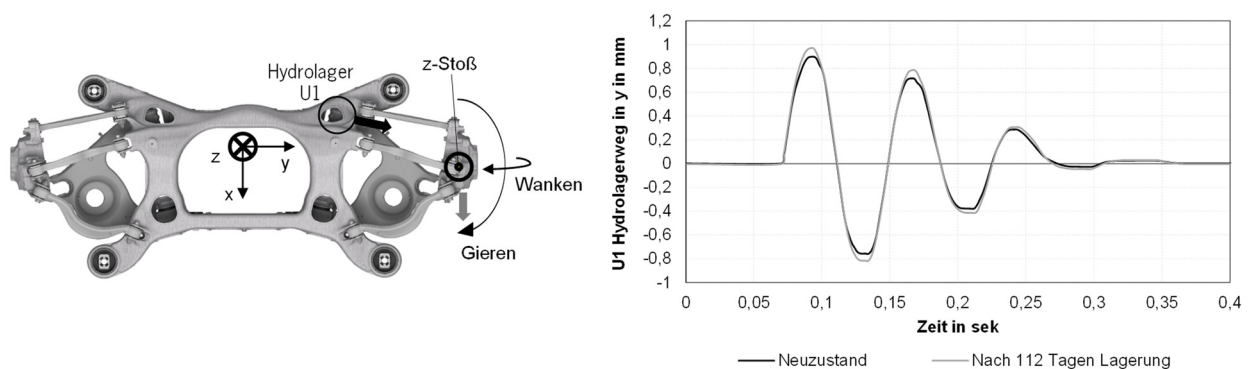


Abbildung 5-23: Schwingform der Achse (Draufsicht) und Vergleich des Hydrolagerwegs (U1) infolge eines Vertikalstoßes

Im Fall des Längsstoßes der Achse sorgt die in Verbindung mit der reduzierten Radial- sowie Torsionsfederrate stehende niedrigere Kardaniksteifigkeit der Schlitzbuchsenlager für eine größere Bewegung in den beiden oberen Querlenkern. Dadurch nimmt die Amplitu-

den Auslenkung im Hydrolager U1, wie in Abbildung 5-24 zu erkennen ist, ab. Da dieses sensitiv für die Radträgerbewegung in Längsrichtung ist, zieht die Änderung der Auslenkung im Hydrolager einen geringeren longitudinalen P2P-Wert nach sich. Der geringere RMS-Wert ist wiederum durch die Amplitudenabhängigkeit der Dämpfungseigenschaften der Hydrobuchse zu erklären. Mit abnehmender Anregungsamplitude steigt der Verlustwinkel an und bedingt somit ein besseres Abklingverhalten der Schwingung.

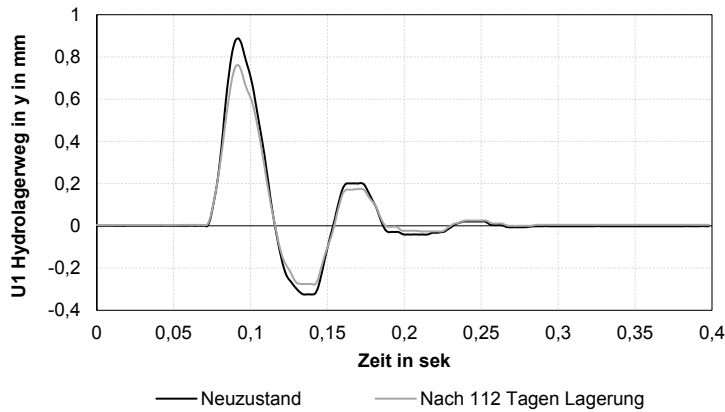


Abbildung 5-24: Vergleich des Hydrolagerwegs (U1) infolge eines Longitudinalstoßes

5.3 Numerische Simulation

Durch die materialbedingten, nichtlinearen frequenz- und amplitudenabhängigen Eigenschaften der Gummilager stellt die möglichst exakte Nachbildung der Elastomerlager in einer Mehrkörpersimulation eine große Herausforderung dar. So muss das Modell die quasistatischen Eigenschaften, wie die Hysterese und die nichtlineare Kraft-Weg-Kennlinie ebenso wiedergeben, wie die frequenz- als auch amplitudenabhängigen dynamischen Kenngrößen, wie die dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel, um die komfortrelevanten Eigenschaften der Achse realitätsnah abbilden zu können.

Ausgehend von einem kurzen Überblick über die in der Literatur vorgeschlagenen Modellierungsverfahren wird ein geeignetes Modell, welches die oben genannten Anforderungen ausreichend erfüllt, auf Bauteilebene ausgewählt und validiert und deren Einfluss auf die Modellgüte des Subsystems der Achse geprüft. Die Untersuchung und Modellierung beschränkt sich dabei allerdings auf konventionelle Gummi-Metall-Lager, hydraulische Fahrwerkslager gehören nicht zum Umfang dieser Arbeit.

5.3.1 Übersicht zu Fahrwerkslagern in der Literatur

Als Standardmodell für die Abbildung des mechanischen Verhaltens der Elastomere wird in der Mehrkörpersimulation ein Kelvin-Voigt-Modell nach Abbildung 4-14 verwendet, welches abhängig von der aktuellen Verformung als auch von der Geschwindigkeit ist. Da aber der linear geschwindigkeitsabhängige Dämpfungsanteil der Kraft bei hochfrequenten Anregungen kontinuierlich anwächst und kein anregungsamplitudenabhängiges Verhalten aufweist (siehe Abbildung 5-27), muss das Lagermodell über die statische Kennung an einen Be-

triebspunkt angepasst werden. Daneben besteht das in Abbildung 5-25 dargestellte erweiterte Kelvin-Voigt-Modell („Frequency Bushing“), welches aus der in Versuchen ermittelten statischen Steifigkeit (linear oder nichtlinear) sowie dem Verlustwinkel parametrisiert wird. Allerdings bildet auch dieses Modell die nichtlinearen Elastomereigenschaften über einen weiten Frequenzbereich nicht korrekt ab, weshalb die frequenz- und amplitudenabhängigen Modellparameter für einen Betriebspunkt gewählt werden müssen. [142]

Wolf-Monheim et. al. [62] entwickelt und implementiert dagegen ein Modell, das die quasi-statische Progression und die Abhängigkeit von Steifigkeit und Verlustwinkel von der Amplitude und der Frequenz abbilden kann. Die Progression wird durch einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung, die Amplitudenabhängigkeit durch den sogenannten Bouc-Wen-Ansatz und die Frequenzabhängigkeit durch ein rheologisches Modell aus Masse, Feder und Dämpfer wiedergegeben.

Ebenso verfolgen Lion und Sedlan [143] das Ziel sowohl die statischen, als auch die wesentlichen dynamischen Eigenschaften von Elastomerlagern in einem niederfrequenten Bereich mittels eines auf rheologischer Basis entwickelten Modells quantitativ richtig zu beschreiben. Ihr Modell besteht aus einer nichtlinearen Feder, die parallel zu einem Maxwell-Element (Serie aus linearer Feder und nichtlinearem Dämpfer) angeordnet ist. Das Kraft-Weg Verhalten wird durch ein Polynom und die nichtlineare Dämpfung durch eine Viskositätsfunktion beschrieben.

Das auf dem Yeoh-Modell aufbauenden Materialmodell von Ueda et. al. [144] ist ebenfalls in der Lage die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit gleichzeitig abzubilden. Die Validierung anhand von harmonischen Oszillationen und transienten Auslenkungen zeigt außerdem, dass das Materialmodell fähig ist, sowohl die Veränderung der Steifigkeit durch multi-axiale Belastung, als auch die nichtlineare Lagercharakteristik, verursacht durch Progressionseinsätze, zu reproduzieren.

Zur Beschreibung von Gummilagern bei einachsiger statischer und dynamischer Belastung stellt Amelunxen [66] ein Gesamtmodell vor, welches aus einer Parallelschaltung einer nichtlinearen Feder und jeweils einem oder mehreren Maxwell- und Jenkin-Elementen besteht. Die Anzahl an Maxwell- und Jenkin-Elementen hängt dabei von der gewünschten Modellgenauigkeit ab und lässt die Komplexität sowie den Parametrierungsaufwand des Modells ansteigen.

Karlsson und Persson [145] verfolgen in ihrer Arbeit einen ähnlichen Ansatz viskoelastische und elastoplastische Modelle zu einem generalisierten linear elastischen, viskoelastischen und elastoplastischen Modell zu kombinieren, da diese eigenständig entweder keine Amplituden- oder Frequenzabhängigkeit darstellen können. Allerdings bedarf das Modell einen großen Aufwand, die vielen notwendigen Parameter über einen etablierten Prozess zu bestimmen.

Einen ebenfalls modularen Ansatz der Modellstruktur, welche aus drei Modulen besteht, beschreiben Sedlacek et. al. [146]. Für die Modellierung der Hysterese kommt jedoch nicht ein Jenkin-Element zum Einsatz, sondern eine mathematische Shape-Funktion, die auf einem Ansatz von Berg [147] mit einem rein algebraischen Zusammenhang zwischen der

Verschiebung und der Reibkraft basiert. Zur Abbildung der dynamischen Eigenschaften werden zwei parallele Maxwell-Elemente verwendet, deren Anzahl sich als ausreichend erwies, ein auf fraktionellen Ableitungen basierendes Spring-Pot Modul sowie ein linearer Dämpfer. Allerdings ist für ein exaktes Modellverhalten die Formulierung der Hysterese von großer Wichtigkeit, weshalb an weiterentwickelten Reibmodellen gearbeitet wird.

Nakahara et. al. [148] schlagen ein visko-tribo-elastisches Elastomerlagermodell (siehe Abbildung 4-15) und eine Berechnungsmethode für die Parameter vor, welches zur Untersuchung der Fahrzeugdynamik in der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung verwendet werden kann. Durch die wenigen Modellparameter einer Parallelschaltung eines Federelements, eines amplitudenabhängigen und eines frequenzabhängigen Elements liefert es effizient die dynamischen Charakteristika des Elastomerlagers, um deren Einfluss auf die Fahrdynamikeigenschaften qualitativ zu untersuchen.

Durch den modularen Aufbau des „Linear/Non-Linear elastomeric“ (LNL) Modells von Pfeffer und Scheiblegger et. al. [149; 150; 151] ist dieses hingegen noch für viele weitere Anwendungsgebiete, wie für die Fahrkomfort- und Akustikbeurteilung, sowie das Misuseverhalten von Bauteilen, verwendbar. Das lineare Modul ist eine Kombination aus zwei Kelvin-Voigt Modellen (Dual Kelvin-Voigt model) und charakterisiert die nichtlineare statische Steifigkeit durch die Feder k_1 . Die Abbildung der Viskoelastizität bzw. das frequenzabhängige Verhalten wird durch die zwei Dämpferelemente (d_1 und d_2) sowie der Feder k_2 parallel zur Hauptfeder k_1 erreicht. Entsprechend des Aufbaus ergibt sich die Kraft für das lineare Modul aus der Gleichung (5-2).

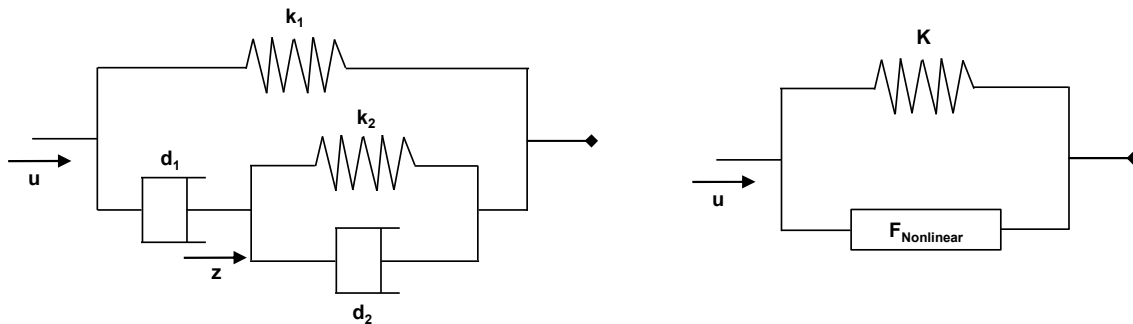


Abbildung 5-25: Duales bzw. erweitertes Kelvin-Voigt Modell nach [151] (links); Nichtlineares Modul des LNL Modell (rechts)

$$F_{lin} = k_1 u + k_2 z + d_2 \dot{z} = k_1 u + d_1 (\dot{u} - \dot{z}) \quad (5-2)$$

Für die Beschreibung des nichtlinearen Moduls, bestehend aus einem Reibungselement und einer parallel geschalteten linearen Feder, wird nachfolgende Gleichung (5-3) verwendet, um das triboelastische Verhalten (Amplitudenabhängigkeit) darzulegen.

$$F_{Nlin} = Ku + RDL \log(1 + \rho u) \quad (5-3)$$

RDL, ρ ...Nichtlineare Faktoren, welche durch den Vergleich von Hystereseschleifen zweier unterschiedlicher Amplituden bestimmt werden

Während bereits die einfachen linearen Modelle, wie das Kelvin-Voigt Modell oder dessen Erweiterung, die frequenzabhängigen Gummieigenschaften zumindest qualitativ wiedergeben, ist deren wesentlicher Nachteil jedoch die fehlende Amplitudenabhängigkeit. [5] Die Verwendung des Polynomansatzes von Lion und Sedlan [143] wäre zwar für die Beschreibung der Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit geeignet, kann aber die quasistatische Hysterese nicht abbilden. All diesen Anforderungen werden die Modelle von Amelunxen [66], Nakahara et. al. [148] sowie Karlsson und Persson [145] gerecht, sind aber wiederum hinsichtlich ihrer Modellparameter nicht einfach und mit vertretbarem Aufwand identifizierbar. Das modulare nichtlineare LNL-Modell von Pfeffer und Scheiblegger et. al [149; 150; 151] erfordert für die Parameterermittlung im Vergleich zum erweiterten Kelvin-Voigt-Modell dagegen nur einen geringen Mehraufwand, indem neben der quasistatischen Kennung die dynamische Messung von Steifigkeit und Verlustwinkel bei zwei unterschiedlichen Amplituden notwendig ist. Deshalb wird im Rahmen der Arbeit für die Nachbildung des komfortrelevanten Elastomerlagerverhaltens dieses verwendet.

5.3.2 Modellvalidierung

Für die Validierung gerechneter und gemessener Kurvenverläufe werden zunächst die notwendigen Modellparameter, welche dem Anhang A3 entnommen werden können, für die in Abbildung 5-26 betrachteten Modelle anhand von Messungen identifiziert und parametrisiert. Mit dem in der Mehrkörpersimulation ADAMS vorhandenen virtuellen Komponentenprüfstand kann dann der direkte Vergleich zwischen dem Versuch und der Simulation vorgenommen werden.

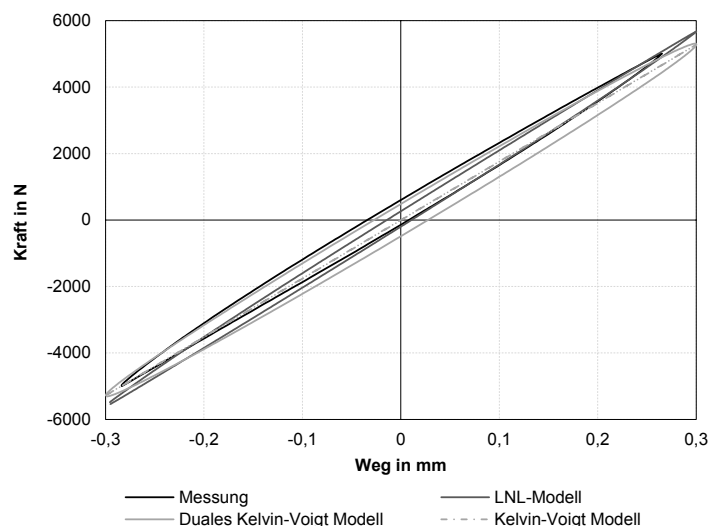


Abbildung 5-26: Vergleich Messung vs. Simulation des quasi-statischen Kraft-Weg-Verlaufs

Der in Abbildung 5-26 beispielhaft dargestellte quasi-statische Modellabgleich zwischen der gemessenen und aus drei verschiedenen Modellen berechneten Kurven zeigt mit Ausnahme des Kelvin-Voigt Modells eine gute Übereinstimmung des Kraft-Weg-Verlaufs. So können, wie bereits im vorherigen Kapitel 5.3.1 erwähnt, das Duale Kelvin-Voigt Modell als auch das LNL-Modell die Elastomerlagereigenschaft der Hysterese abbilden, während das einfache Kelvin-Voigt Modell nur den Gradienten der Steifigkeit beschreibt.

Wie auch von Lefevre [137] angeführt zeigen die charakteristischen Verläufe der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels in Abhängigkeit der Anregungsamplitude in Abbildung 5-27, dass einzig das LNL-Modell eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Verläufen liefert. Weist das Kelvin-Voigt Modell keinerlei Amplituden- und kaum eine Frequenzabhängigkeit auf, ist das duale Kelvin-Voigt Modell zumindest frequenzabhängig. Der Verlustwinkel wird durch das LNL-Modell ebenso wie durch das erweiterte Kelvin-Voigt Modell ausreichend genau beschrieben. Der linear geschwindigkeitsabhängige Dämpfungsanteil der Kraft des einfachen Kelvin-Voigt Modells lässt den Verlustwinkel hingegen bei hochfrequenten Anregungen kontinuierlich anwachsen.

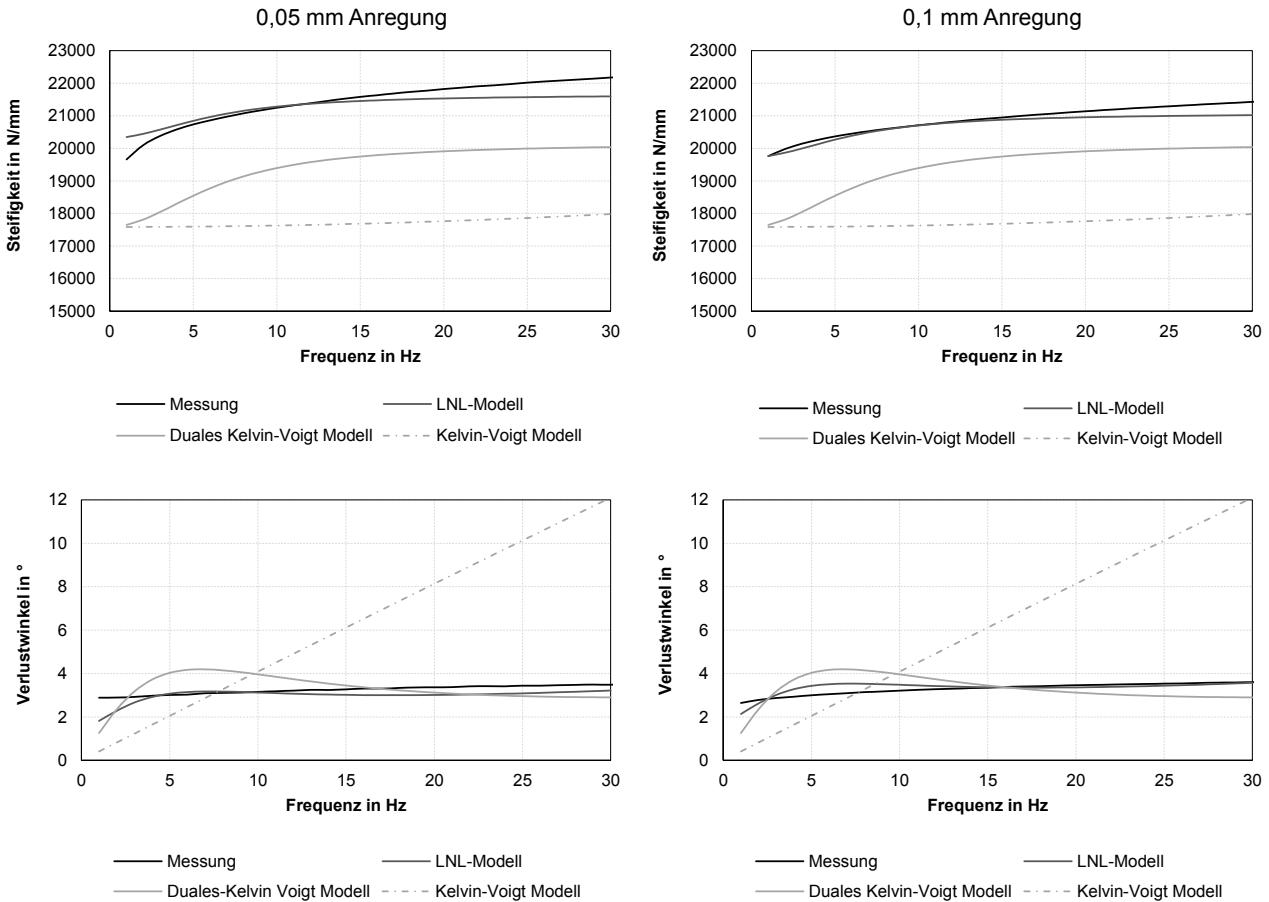


Abbildung 5-27: Vergleich Messung vs. Simulation der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels in Abhängigkeit der Anregungsamplitude

5.3.3 Einfluss der Modellgenauigkeit der Elastomerlager auf das Ergebnis der Systemebene Achse

Nach der Modellvalidierung auf der Bauteilebene soll nun der Einfluss deren Genauigkeit auf die Subsystemebene der Achse geprüft werden. Als Vergleich dienen hierbei die quasi-statischen und dynamischen Messungen des FIPS Prüfstandes mit dem Radersatzsystem in Vertikal- und Longitudinalrichtung. Für die Abbildung der Fahrwerkslager in der Simulation werden jeweils die im vorherigen Abschnitt diskutierten Modelle genutzt.

Bei der Betrachtung der vertikalen quasi-statischen Achs-Hysterese in Abbildung 5-28 links fällt auf, dass weder zwischen der Verwendung des einfachen und erweiterten Kelvin-Voigt Modells noch zwischen der Kelvin-Voigt Modelle und des LNL-Modells, welches die Hysterese des Elastomers abbildet, Unterschiede bestehen. Darüber hinaus wird die gemessene Hysterese der Achse nicht ausreichend wiedergegeben. Erst durch das Einbeziehen der von den Kugeln ausgehenden Reibung, welche durch die Implementierung einer Coulombschen Reibung berücksichtigt worden ist, konnte eine hinreichende Übereinstimmung der Simulation mit der gemessenen Achshysterese erzielt werden. [140] In Longitudinalrichtung (siehe Abbildung 5-28 rechts) zeigt sich dagegen der Einfluss der Abbildung der Elastomerlagerhysterese, indem eine Achshysterese in Verbindung des LNL-Modells festgestellt werden kann, wohingegen durch die Konfigurationen mit dem einfachen und erweiterten Kelvin-Voigt Modell als Fahrwerkslager ausschließlich die longitudinale Steifigkeit der Achse ohne Hysterese dargestellt wird.

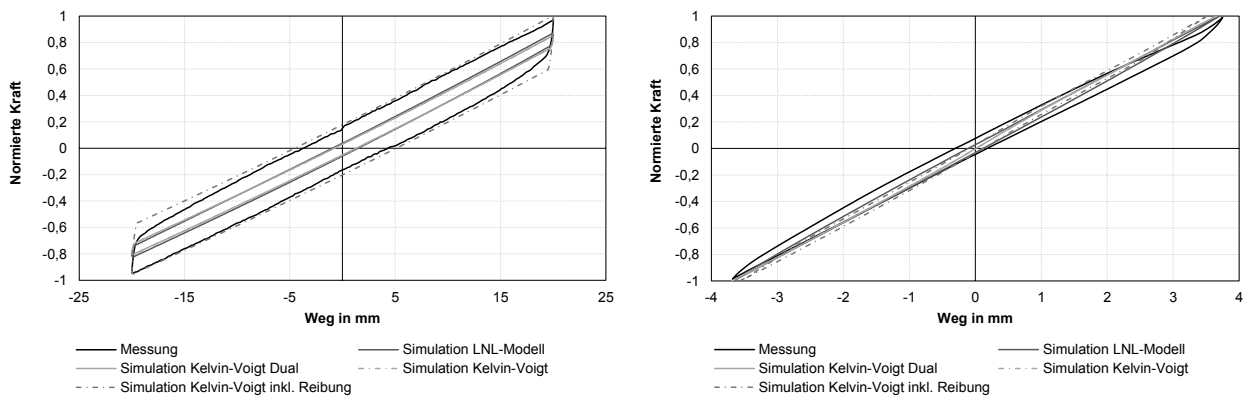


Abbildung 5-28: Vergleich Messung vs. Simulation der vertikalen (links) und longitudinalen (rechts) Achssteifigkeit und Hysterese

In Abbildung 5-29 sind exemplarisch die Verläufe der longitudinalen dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels der Achse in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz und -amplitude dargestellt. Über der Frequenz und der zwei Anregungsamplituden ist dabei zu erkennen, dass durch die Verwendung des LNL-Modells die Verhärtung der Achse ebenso gut abgebildet werden kann, wie die Amplitudenabhängigkeit. Auch die Konfiguration des Subsystems Achse mit dem frequenzabhängigen dualen Kelvin-Voigt Modell als virtuelles Gummi-Metall-Lager zeigt noch eine annehmbare Übereinstimmung des Verlaufs der dynamischen Steifigkeit zwischen Messung und Simulation. Allerdings wird dadurch die Abhängigkeit von der Anregungsamplitude weniger charakteristisch wiedergegeben als mit dem Gebrauch des LNL-Modells. Mit dem Einsatz des einfachen Kelvin-Voigt Modells, sowohl mit, als auch ohne Berücksichtigung einer Coulombschen Reibung, fehlt hingegen die bereits in der Validierung der Einzelkomponente festgestellte dynamische Verhärtung über der Frequenz, wodurch der Anstieg der dynamischen Steifigkeit der Achse flacher ausfällt. Darüber hinaus wird die Wechselwirkung zur Höhe der Anregung kaum aufgezeigt.

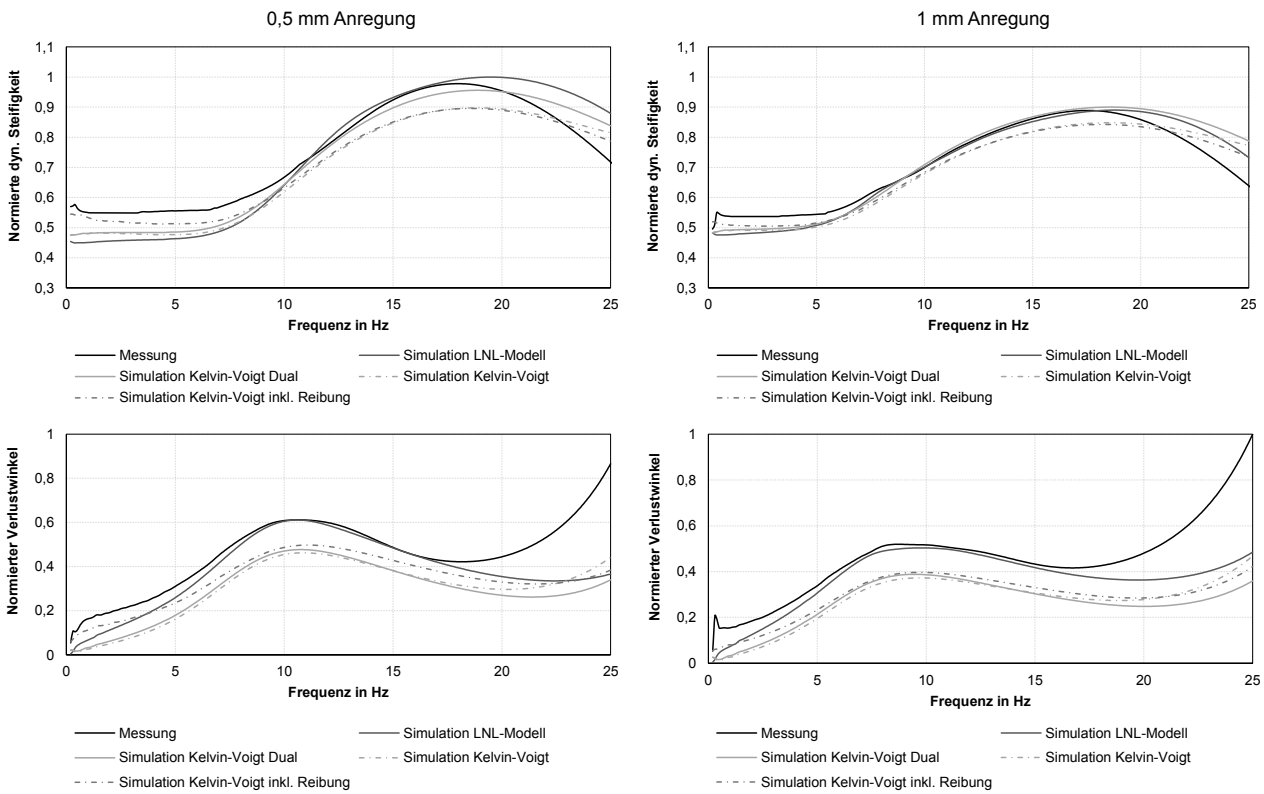


Abbildung 5-29: Vergleich Messung vs. Simulation der longitudinalen dynamischen Steifigkeit der Achse und des Verlustwinkels in Abhängigkeit der Anregungsamplitude

Anhand des Vergleichs des Verlustwinkelverlaufs zwischen Messung und Simulation ist zu erkennen, dass allein durch die Verwendung des LNL-Modells der Verlustwinkel der Achse dynamisch bis etwa 17 Hz realitätsnah abgebildet wird. Lediglich oberhalb dieses Frequenzbereichs weichen die Simulationsergebnisse immer stärker von der Realmessung ab, da die Bauteile in der Simulation als Starrkörper modelliert sind und damit die entsprechenden Bauteilstrukturelastizitäten nicht berücksichtigt sind. Im Frequenzbereich bis etwa 3 Hz sorgt die Modellierung der Reibung in den Kugelgelenken der Achse in Verbindung mit dem einfachen Kelvin-Voigt Modell für eine Verbesserung der Modellgenauigkeit bezüglich des Verlustwinkels, weshalb die Formulierung einer geeigneten Hystereseffunktion von großer Wichtigkeit für das exakte Modellverhalten ist.

5.4 Zusammenfassung und Bewertung der Wechselwirkungen von Elastomerlagereigenschaften und der Subsystemebene Achse

Wären die festgestellten Unterschiede auf Bauteilebene durch die Lagerung unter der Vorspannung noch beträchtlich, beschränken sich deren Auswirkungen auf die Systemebene der Achse meist auf nur wenige Prozent-Punkte. So üben die betrachteten Schlitzbuchsenlager durch ihre torsionale Steifigkeitsnahme (-25 %) und der damit verbundenen Reduzierung der Nebenfederhärte einen Einfluss auf die quasi-statische Vertikalsteifigkeit (-7 %) der Achse aus. Des Weiteren trägt dies zu einem feinfühligere Anprechen des Aufbau-dämpfers über dem Amplitudenspektrum bei 5 Hz (siehe Abbildung 5-17) bei, was eine Verbesserung des Fahrkomforts suggeriert. Die Folge der verringerten Radialsteifigkeiten der Elastomerlager zeigt sich hauptsächlich in der auf dem K&C Prüfstand ermittelten elas-

tokenematischen Vorspuränderung, weshalb auch von einem Einfluss auf die fahrdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs ausgegangen werden kann. Die quasi-statische Steifigkeit der Hinterachse in Querrichtung sinkt dagegen um lediglich 3%. Die dynamischen Wechselwirkungen zwischen den betroffenen Fahrwerkslagern und der Achse basieren auf der Verschiebung von Eigenmoden der Radaufhängung infolge der über der Zeit veränderlichen Eigenschaften der Elastomerbauteile. Während sich im niederfrequenten Bereich die Ergebnisse mit denen der quasi-statischen Untersuchungen decken, beeinflusst die Steifigkeitsabnahme der Gummi-Metall-Lager vor allem die Fahrschemel-Vertikalmode (25–30 Hz) sowie die Fahrschemel-Längs- und Vertikalmode (15–20 Hz). Bedingt durch eine transiente Anregung wirkt sich die Steifigkeitsabnahme der Schmiedelenker im Zusammenspiel mit dem unteren Querlenker und der darin verbauten Hydrobuchse auch auf die Schwingform der Achse aus, wodurch maßgeblich eine Änderung der Schwingweite und des Abklingverhalten in Longitudinalrichtung sowie in der Wank- und Gierbewegung resultiert.

Bezüglich der Modellvalidierung erweist sich die frequenz- und amplitudenabhängige Modellierung, basierend auf dem LNL-Modell, als geeignete Wahl, wohingegen das einfache Kelvin-Voigt Modell erhebliche Abweichungen zu den Messdaten auf Bauteil- und Systemebene zeigt. Zu erwähnen ist jedoch, dass die Berücksichtigung der Hysterese in den Fahrwerkslagern allein nicht hinreichend ist, um das Verhalten der Achse zu beschreiben. Vielmehr hat die Modellierung der Kugelgelenke in Form von Coulombscher Reibung Einfluss auf die quasi-statische Achshysterese. Daher ist zukünftig an weiterentwickelten Reibmodellen zu arbeiten, welche die komplexen Hysterese-Kurven einer Radaufhängung besser abbilden können.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6 Einflussanalyse der sich über der Zeit veränderten Lagereigenschaften auf das Gesamtfahrzeugverhalten

Aus den vorangestellten Analysen der Kapitel 4 und 5 bleibt in gewissem Maße der objektivierte Einfluss der betrachteten Lager der Hinterachse auf das Gesamtfahrzeugverhalten unklar. Dies soll nun nachfolgend anhand der dargestellten Fahrmanöver und deren Kenngrößen ermittelt und diskutiert werden.

6.1 Definition der Manöver und Kenngrößen zur objektiven Beurteilung von Gesamtfahrzeugeigenschaften

Die objektive Beurteilung des Fahrverhaltens dient in erster Linie dazu, die subjektiv empfundenen Fahreindrücke durch geeignete Fahrmanöver in beschreibbare Kennwerte zu überführen. [152] Um die Ergebnisse dabei vergleichbar und reproduzierbar zu machen, ist es unerlässlich, Standards und Normen für die durchgeführten Fahrmanöver einzuhalten (ISO TC22/SC9). Der allgemeine Konsens unter den Prüfverfahren geht dabei zu open-loop Manövern, da dabei der Fahrereinfluss auf die Untersuchungsergebnisse auf ein Minimum reduziert wird und die Reproduzierbarkeit besser gegeben ist. [153] Daher wird im Folgenden näher auf drei open-loop Manöver zur Beurteilung der fahrdynamischen Eigenschaften eingegangen, die in der vorliegenden Arbeit Anwendung finden. Das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs wird durch stochastische über längere Zeit wirkende Anregungen beim Überfahren einer Schlechtwegstrecke sowie transiente, kurzzeitige Anregungen durch Überfahren von Einzelhindernissen beschrieben. Wie auch schon bei den prüfstandsseitigen Untersuchungen werden aufgrund der Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit der späteren Auswertungen immer mehrere Testläufe pro Prüfmanöver gefahren.

6.1.1 Fahrdynamische Manöver und deren Kenngrößen

Bei der objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens ist grundsätzlich zwischen der stationären und der transienten Querdynamik zu unterscheiden. Zur Charakterisierung des (quasi-)stationären querdynamischen Fahrverhaltens wird im Rahmen dieser Arbeit das in Abbildung 6-1 ersichtliche Manöver der Lenkwinkelrampe (auch „Lenkungsziehen“ genannt) verwendet, das eine Abwandlung der stationären Kreisfahrt nach ISO 4138 [154] darstellt. Gegenüber dieser wird bei einer konstanten Geschwindigkeit von 100 km/h aus der Geradeausfahrt heraus – Lenkradwinkel 0° – die Lenkung mit gleichbleibender Lenkwinkelgeschwindigkeit von $30^\circ/\text{s}$ bis zu einem Lenkradwinkel von 180° rampenförmig zugezogen. Um die Fahrbahnneigungen und Mess- sowie Bauteiltoleranzen auszugleichen, wird die Lenkwinkelrampe in beide Lenkrichtungen aufgenommen und anschließend gemittelt.

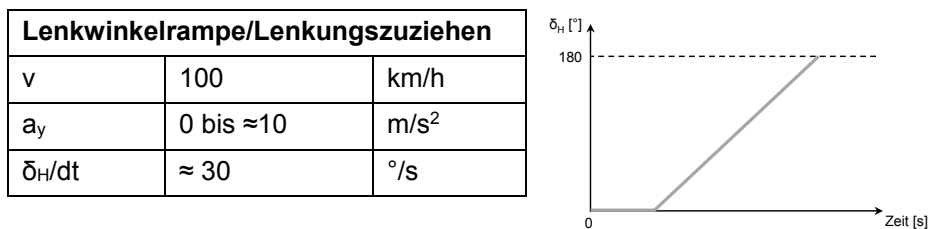


Abbildung 6-1: Versuchsrandbedingungen und zeitlicher Verlauf der Lenkwinkelrampe nach [153]

Die Kennparameter zur Bewertung des stationären Fahrverhaltens beschreiben den Verlauf des Lenkrad- und Schwimmwinkels in Bezug auf die Querbewegung sowie den Aufbau der Achsseitenkräfte über dem jeweiligen Schräglaufwinkel der Vorder- bzw. Hinterachse. Als charakteristische Einzelwerte sind hierbei insbesondere die Gradienten im linearen und nichtlinearen Bereich der jeweiligen Kurven von Interesse, die einen Aufschluss über das nach DIN ISO 8855 [133] genormte Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs geben.

Die Bewertung der transienten Querdynamik erfolgt durch eine aus der Geradeausfahrt heraus aufgebraute Dauersinusbewegung am Lenkrad mit konstanter Amplitude nach Abbildung 6-2, deren Lenkfrequenz ausgehend von 0,1 Hz schrittweise bis 4 Hz erhöht wird. [155] Die Lenkwinkelamplitude ergibt sich aus der Forderung, dass bei den durchgeführten Fahrgeschwindigkeiten von 100 km/h und 150 km/h, die während der Messung konstant gehalten werden müssen, stationär eine Querbewegung von 0,4 g einstellt. [156] Dies entspricht bei dem untersuchten Fahrzeug einem Lenkradwinkel von 23° bzw. 15° . Als Bewertungsmaßstäbe des Frequenzgangs werden vor allem die Phasenwinkel der Bewegungsgrößen Giergeschwindigkeit und Querbewegung bezogen auf den Lenkradwinkel und deren Amplitudenverläufe herangezogen. [152] Aus ihnen lässt sich das instationäre Lenkverhalten in Bezug auf die Agilität, Beherrschbarkeit und Sicherheit beurteilen, sowie die Antwortzeiten der Fahrzeugreaktion zum Lenkradwinkel ermitteln. [92; 157]

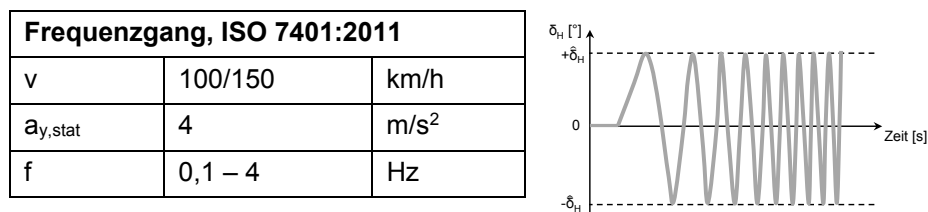


Abbildung 6-2: Versuchsrandbedingungen und zeitlicher Verlauf des Lenkwinkel-Sinus-Sweeps nach [155]

Ein weiteres nach ISO 7401 [155] genormtes und durchgeführtes Testverfahren zur Charakterisierung des querdynamischen Übertragungsverhaltens ist der Lenkwinkelsprung, dessen zeitlicher Verlauf aus Abbildung 6-3 hervorgeht. Bei diesem wird der Lenkradwinkel bei Geradeausfahrt mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h sprunghaft¹ bis zu einer stationären Querbewegung von 0,4 g erhöht. Anschließend ist dieser für einige Sekunden beizubehalten, bis die gemessenen Größen der Fahrzeugbewegung einen stationären Zustand erreicht haben. Analog der Durchführung der Lenkwinkelrampe ist das Manö-

¹ Drehgeschwindigkeit von mindestens 200 $^\circ/s$

ver sowohl für Linkskurven als auch für Rechtskurven zu ermitteln. Wichtige Kenngrößen aus dem Lenkradwinkelsprung sind im Wesentlichen Ansprechzeiten und Überschwingwerte für Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Schwimmwinkel.

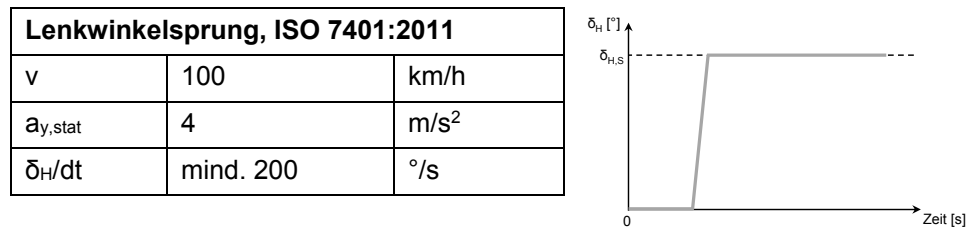


Abbildung 6-3: Versuchsrandbedingungen und zeitlicher Verlauf des Lenkwinkelsprungs nach [155]

Für eine ausführlichere theoretische Betrachtung der Testverfahren und deren Auswertung im Zeit- bzw. Frequenzbereich sei auf die vorhandene Fachliteratur [6; 92; 152; 156; 157; 158] verwiesen.

6.1.2 Objektive Charakterisierung von Gesamtfahrzeugschwingungen

Die Methode zur objektiven Beschreibung des Schwingungsverhaltens im fahrwerkrelevanten Frequenzbereich findet auf Basis der Charakterisierung von Starrkörperschwingungen, wie die der Aufbauanbindung, der Isolation, des Schüttelns und der Rauigkeit, nach Eisenbarth [139] statt. Mit diesem Vorgehen und unter der Verwendung charakteristischer Kennwerte kann damit das Übertragungsverhaltens eines Fahrzeugs aus Straßenmessungen mit harmonischen und stochastischen Anregungen abgeschätzt und quantifiziert werden. Primäre Größen zum Darstellen der vom Fahrwerk ausgehenden Schwingungsphänomene und deren Einfluss auf die relevanten Fahrkomfortkriterien sind dabei die Fahrzeugaufbau- und Sitzschienenbeschleunigung. Für die Auswertung im Frequenzbereich in Abbildung 6-4 wird die Fahrzeugaufbauresonanzfrequenz in vertikaler Richtung herangezogen. Zur Beurteilung der Isolation wird der RMS im Frequenzbereich von 2,5 bis 8 Hz herangezogen. [159] Die Kenngröße des Schüttelns summiert alle die durch Subsystemschwingungen verursachten Phänomene, wie die der Radresonanzfrequenz, und wird anhand der Sitzschienenbeschleunigung bewertet. (siehe Abbildung 6-4 rechts) Anhand von Einzelhindernissen wie einer Kantenüberfahrt wird hingegen das subjektive Empfinden der Schlaghärte und des Abklingverhaltens der Schwingung entlang der Wirkkette von Radträger über den Fahrzeugaufbau bis hin zur Sitzschiene beurteilt. Als Kenngrößen dienen analog der Prüfstandauswertung der P2P-Wert sowie der quadratische Mittelwert der jeweiligen Beschleunigungen.

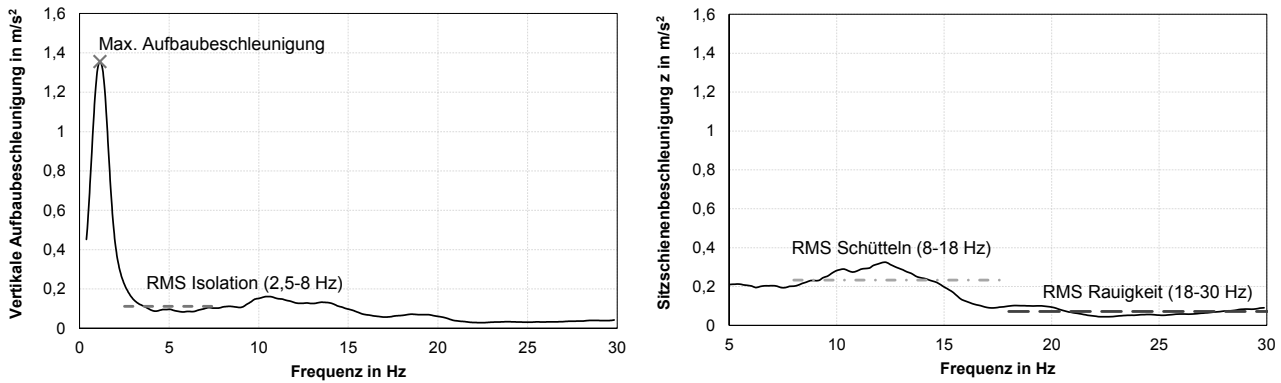


Abbildung 6-4: Fahrkomfortrelevante Kenngrößen nach [139]

6.2 Messung und Auswertung von Gesamtfahrzeugkenngrößen

Um die jeweiligen Fahrzustände und Bauteilbewegungen während der Gesamtfahrzeugmanöver eindeutig identifizieren zu können, wird das nach DIN ISO 8855 definierte fahrzeugfeste rechtshändige Koordinatensystem verwendet und das Fahrzeug mit entsprechender Messtechnik ausgerüstet.

Im Rahmen der Fahrkomfortmessungen werden die maßgeblichen Bewegungszustände der einzelnen Subsysteme ausschließlich mit Hilfe von kapazitiven Beschleunigungssensoren erfasst. Im Vergleich zu den auf dem FIPS-Prüfstand verwendeten piezoelektrischen Sensoren, ermöglichen diese auch die Messung von stationären Beschleunigungen. Deren Positionierung, welche aus Abbildung 6-5 hervorgeht, richtet sich wie bereits zuvor erwähnt nach der Methode von Eisenbarth [139]. Mit nur einem Sensor pro Systemebene kann jedoch kaum auf die translatorische und rotatorische Bewegung des Aufbaus und der verschiedenen Subsysteme geschlossen werden, sodass beispielsweise für die Auflösung der Radbewegung drei dreiaxiale und für die Aufbaubewegung an jedem Dom ein dreiaxialer Sensor verwendet wird. Aus den lokal gemessenen Beschleunigungen können damit die Starrkörperbewegungen des Radträgers, des Fahrschemels und des Fahrzeugaufbaus berechnet werden. Dabei sind die Spektren der Hub-, Nick- und Wank-Aufbaubewegung ausreichend, um die vertikalen Beschleunigungen an jeder komfortrelevanten Stelle des Fahrzeugaufbaus im Bereich bis 30 Hz zu bestimmen. [139]

Die Messung des sich infolge stochastischer Anregungen einstellende Fahrzeug-Schwingungsverhalten erfolgt auf einer 800 m langen Schlechtwegstrecke auf dem Porsche eigenen Prüfgelände in Weissach, die der Landstraße L1175 auf der Strecke Friezheim – Heimsheim nachempfunden ist, und wird bei konstanten Geschwindigkeiten durchgeführt. Da aber der Verlauf des Frequenzspektrums aufgrund von bestimmten Wellenlängen realer Straßen dominiert wird und die Hinterachse, bedingt durch einen geschwindigkeits- und radstandsabhängigen Zeitverzug in Bezug zur Vorderachse, angeregt wird, wird die Strecke mit jeweils 50 km/h, 70 km/h, 90 km/h und 100 km/h befahren und die Amplitudenspektren der verschiedenen Geschwindigkeiten gemittelt. [65; 160] Dadurch kann der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf das Amplitudenspektrum auf ein Minimum reduziert werden. Ferner werden die Fahrkomfortmessungen aufgrund der Vergleichbarkeit

mit den Prüfstandsergebnissen zunächst mit 0 A konstant bestromten Fahrzeugdämpfern durchgeführt und anschließend mit aktiver PASM²-Regelung wiederholt. Die transienten Ereignisse entsprechen je drei steigenden (positiven) und fallenden (negativen) Kanten mit einer Höhe von 30 mm, welche beidseitig mit einer konstanten Geschwindigkeit von 30 km/h überfahren werden.

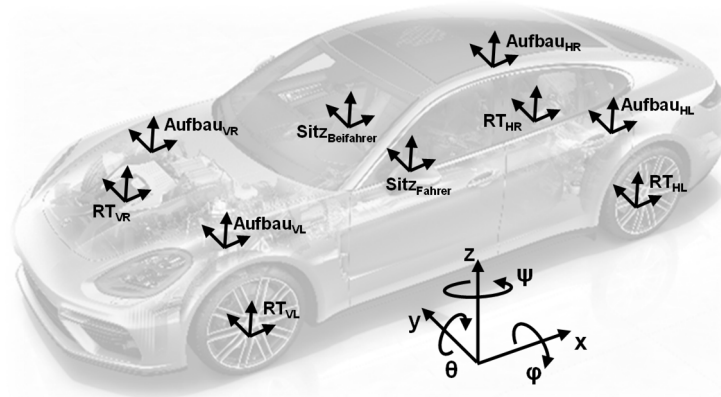


Abbildung 6-5: Standard Fahrkomfort-Messsetup nach [139]

Für die fahrdynamische Untersuchung wird zusätzlich zum Flexray des Fahrzeugs, von dem eine Vielzahl von Messgrößen der On-Board-Messtechnik der Redundanz und Plausibilisierung wegen aufgezeichnet werden, ein im Beifahrerfußraum verbautes inertiales Navigationssystem der Firma „Oxford Technical Solutions“ (OxTS) verwendet. In Verbindung mit einer definiert ausgerichteten GPS-Antenne auf dem Fahrzeugdach und dem intern verbaute GPS-Receiver, sowie jeweils drei Beschleunigungs- und Winkelgeschwindigkeitssensoren kann dieses alle sechs auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogenen Aufbaubewegungen messen. Neben der GPS-Geschwindigkeit und der Position des Fahrzeuges lassen sich dadurch die Gier- und Schwimmwinkel, bezogen auf den Schwerpunkt des Fahrzeugs, berechnen bzw. beobachten. Weiterhin umfasst der Messaufbau ein Messlenkrad, um die Größen des Lenkradwinkels und des Lenkmoments erfassen zu können. Die Auswertung der in Kapitel 6.1.1 aufgeführten open-loop Manövern erfolgt auf der Grundlage der modellbasierten Fahrverhaltensbewertung von Huneke [161]. Diese beruht auf der Identifikation eines erweiterten Einspurmodells, welches erstmals 1940 von Rieckert und Schunk [162] durch die Linearisierung geometrischer Zusammenhänge und die Linearisierung der Abhängigkeit der Achsseitenkraft vom Achsschräglaufwinkel vorgestellt worden ist. Durch die Modellierung des Seitenkraftaufbaus der gesamten Achse unter der Berücksichtigung der Einlaufänge des Reifens σ_α , welche auch als Verhältnis der Schräglaufsteigigkeit zur lateralen Achssteigigkeit – $\sigma_\alpha = c_\alpha/c_y$ – ausgedrückt werden kann [163], sieht Huneke [161] dagegen die Beschreibung der nichtlinearen Abhängigkeit der Seitenkraft von der Schräglaufwinkeländerung vor. Die Modellierung der Achsseitenkraft erfolgt mit der allgemeinen Form der Magic Formula nach [163]. Damit lassen sich neben den ohnehin über die Messtechnik direkt aufgenommen Größen, die unbekannt Parameter Einlaufängen $\sigma_{\alpha,h}$ und die Achsschräglaufsteigkeiten $c_{\alpha,h}$ der VA und HA und das Gierträgheitsmoment I_{zz} bestimmen.

² Porsche Active Suspension Management

6.2.1 Fahrdynamische Analyse anhand objektiver Kennwerte

Zur grundlegenden Untersuchung der Einflussnahme der reduzierten Stablenkersteifigkeiten der Hinterachse auf die Fahrdynamik wird zunächst die stationäre Querdynamik betrachtet. Die aus dem Manöver der Lenkwinkelrampe und dem nichtlinearen Einspurmodell berechnete stationäre Achsseitenkraftcharakteristik in Abbildung 6-6 weist dabei einen Anstieg der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse ($c_{\alpha h}$) im Zusammenhang mit den über der Zeit veränderten Radialsteifigkeiten der Fahrwerkslager auf. Denn die damit verbundene Verstärkung des Seitenkraftuntersteuerns, welche bereits in Kapitel 5.2.4 auf dem Prüfstand festgestellt werden konnte, vermindert den Schräglaufwinkel der Achse bei Kurvenfahrt, was zu einer höheren effektiven Schräglaufsteifigkeit führt. [92] Die Vorderachsseitenkraftkennlinien über dem Schräglaufwinkel verändern sich hingegen nicht, da im Rahmen dieser Forschungsarbeit allein die Auswirkungen der relaxierenden Schlitzbuchsenlager der Hinterachse analysiert werden und die Vorderachse unangetastet bleibt.

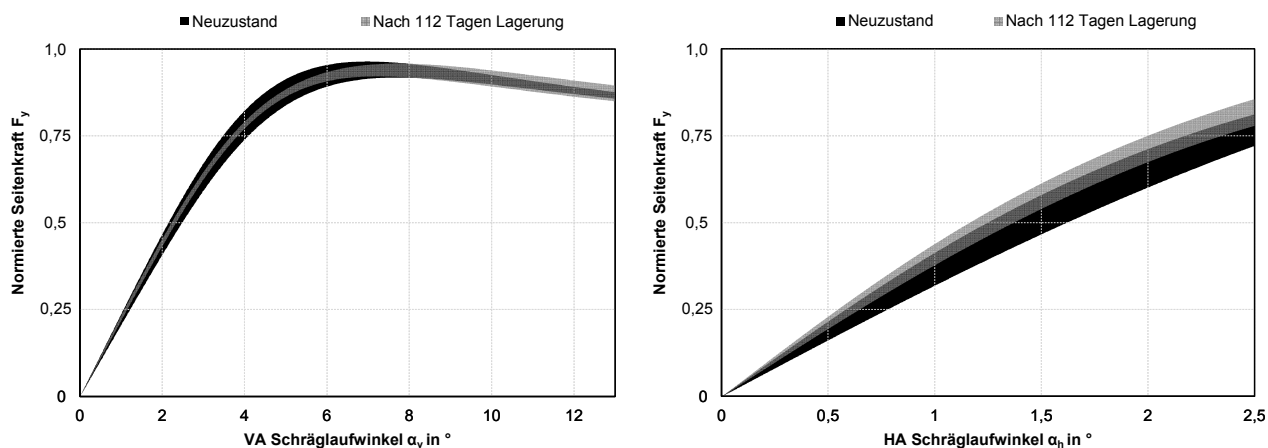


Abbildung 6-6: Vergleich der stationären Achsseitenkraftkennlinien für VA (links) und HA (rechts)

Aus der Zunahme der effektiven Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse resultieren besonders zwei Effekte, welche aus Abbildung 6-7 hervorgehen. Zum einen erhöht sich in der nach Gleichung (6-1) definierte Eigenlenkgradient EG, welcher hauptsächlich zur Beschreibung des Unter- (positive Steigung) bzw. Übersteuerverhaltens (negative Steigung) eines Fahrzeugs dient. Zum anderen reduziert sich der zur Betrachtung der Stabilität eines Fahrzeugs verwendete Schwimmwinkelgradient SG. Das heißt, das Fahrzeug gewinnt mit der Abnahme der Radialsteifigkeiten der betrachteten Gummi-Metall-Lagern an Stabilität, was aber zu Lasten der Agilität geht und sich in einer größeren Untersteuerneigung ausdrückt.

$$EG = \frac{d\delta_H}{da_y} = \frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_{\alpha v}} - \frac{l_v}{c_{\alpha h}} \right) \quad (6-1)$$

$$SG = \frac{d\beta}{da_y} = \frac{m \cdot l_v}{c_{\alpha h} \cdot l} \quad (6-2)$$

Um die Ergebnisse zudem unter dem Gesichtspunkt der Reproduzierbarkeit zu interpretieren und diskutieren, sind die Graphen der Fahrdynamik als auch die im folgenden Kapitel des Fahrkomforts als Toleranzbänder visualisiert, welche die Streuung der jeweiligen Mes-

sung reflektieren. Für den Einfluss der relaxierten Elastomerlager auf das stationäre querdynamische Fahrverhalten folgt allerdings daraus, dass hierbei nur von Tendenzen ausgegangen werden kann, da sich in keiner Kenngröße ein signifikanter Unterschied einstellt.

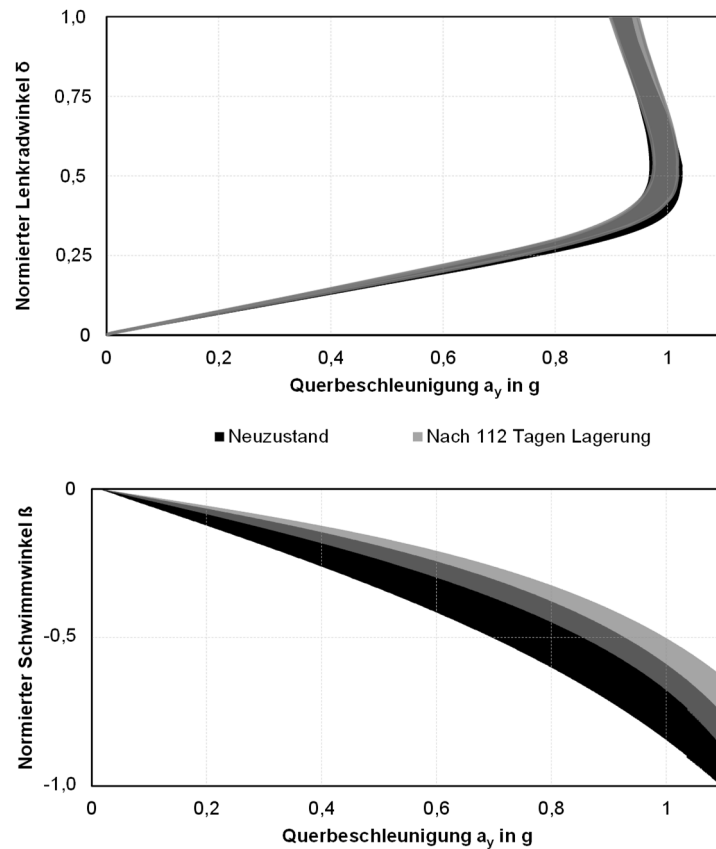


Abbildung 6-7: Einfluss der über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften auf Lenkradwinkel- sowie Schwimmwinkelbedarfskurve

Neben der Beeinflussung des Eigenlenkgradienten führt die Zunahme der Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse zu Änderungen des instationären Lenkverhaltens, welche sich in den Übertragungsfunktionen der folgenden Frequenz- und Phasengänge in Abbildung 6-8 und Abbildung 6-9 zeigen. Im Amplitudengang der Gierübertragungsfunktion ist zu erkennen, dass in Verbindung mit den reduzierten Stablenkersteifigkeiten der Hinterachse der Verlauf eine deutliche Amplitudenüberhöhung aufweist. Die Größe des Maximums hängt dabei stark von der Gierdämpfung ab, welche nach Gleichung (6-3) direkt im Zusammenhang mit der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse steht. Des Weiteren tritt die Überhöhung, welche im Bereich der gedämpften Giereigenfrequenz liegt, bei einer etwas höheren Frequenz auf, da die Giereigenfrequenz ebenso wie die Gierdämpfung dem Einfluss der Schräglaufsteifigkeiten unterliegt. (siehe Gleichung (6-4)) Im Querbeschleunigungsfrequenzgang bei 100 km/h ist dagegen kaum ein Unterschied auszumachen.

$$D = \frac{1}{2\omega_e} \left(\frac{c_{av} + c_{ah}}{m \cdot v} + \frac{c_{av} l_v^2 + c_{ah} l_h^2}{v \cdot I_{zz}} \right) \quad (6-3)$$

$$\omega_{e,D} = \omega_e \sqrt{1 - D^2} \quad \text{mit} \quad \omega_e = \sqrt{\frac{c_{\alpha h} l_h - c_{\alpha v} l_v}{I_{zz}} + \frac{c_{\alpha v} c_{\alpha h} l^2}{I_{zz} m v^2}} \quad (6-4)$$

Der Phasenverzug bei 1 Hz weist im Neuzustand der analysierten Elastomerlager gegenüber den relaxierten Fahrwerkslagern sowohl für die Gierrate als auch für die Querbesehleunigung einen minimal geringeren Wert bezogen auf den Lenkradwinkel auf. (siehe Tabelle 6-1) Begründet ist dies durch die geringere Einlauflänge, welche sich aus dem Quotienten der Schräglaufsteifigkeit und der am Prüfstand höher ermittelten Quersteifigkeit der Achse mit neu verbauten Gummi-Metall-Lagern ergibt.

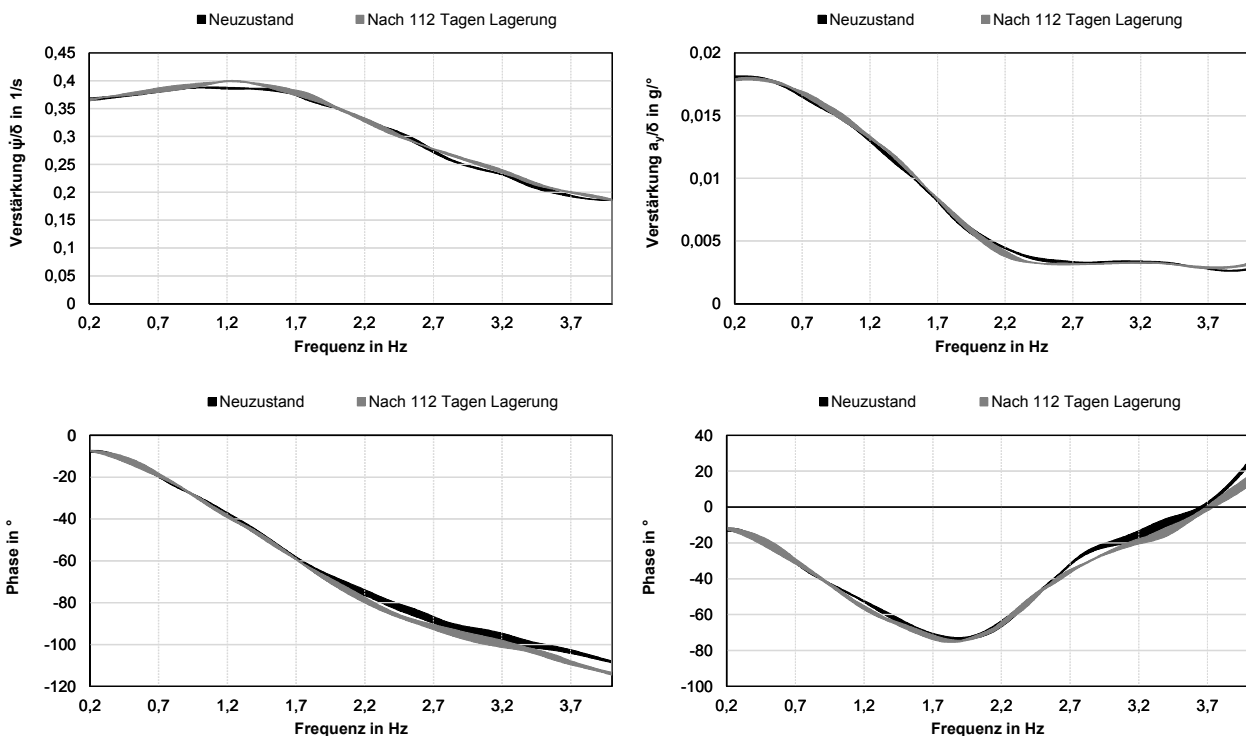


Abbildung 6-8: Einfluss der über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften auf Gier- und Querbesehleunigungs-frequenzgang bei 100 km/h

Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nimmt weiterhin die Gierdämpfung ab, was sich besonders auf die Übertragungsfunktion der Gierrate auswirkt, bei der es zu einer stärkeren Amplitudenüberhöhung kommt. Infolgedessen zeigen sich in Abbildung 6-9 die Verschiebung der Giereigenfrequenz und die höhere Überschwingweite der Gierverstärkung durch die schräglaufsteifere Hinterachse nochmals deutlicher. Ferner erhöht sich aber auch die Amplitude der Übertragungsfunktion der Querbesehleunigung bezogen auf den Lenkradwinkel aufgrund der abnehmenden Systemdämpfung und sorgt im Vergleich zum Neuzustand der Schlitzbuchsenlager für einen späteren Abfall der Kurve des Amplitudengangs. Dadurch eröffnet sich ein Zielkonflikt einer Fahrzeugauslegung, welche einerseits bestrebt ist, den Abfall des Amplitudengangs der Querbesehleunigung für eine schnelle Lenkreaktion bei schneller Lenkbewegung nicht bei zu niedrigen Frequenzen einsetzen zu lassen, andererseits jedoch die Überhöhung der Gierverstärkung nicht zu stark auszuprägen. [6]

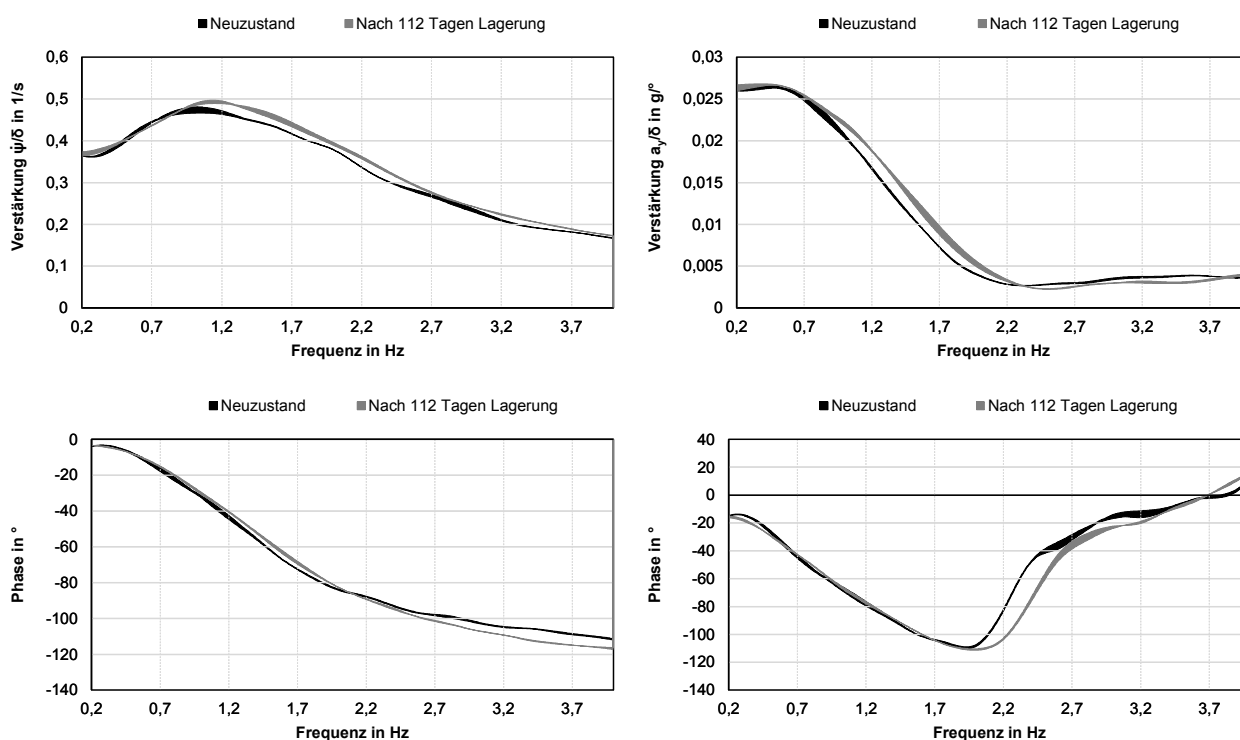


Abbildung 6-9: Einfluss der über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften auf Gier- und Querschleunigungs-frequenzgang bei 150 km/h

Die bei 1 Hz vorliegenden Phasenverzögerungen der beiden Frequenzgänge unterliegen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 150 km/h nach Tabelle 6-1 nur noch marginalen Unterschieden.

Tabelle 6-1: Kenngrößen der Amplituden- und Phasengänge von Gierfrequenz und Querschleunigung für 100 km/h und 150 km/h

		Neuzustand	Nach 112 Tagen Lagerung
Geschwindigkeit v=100 km/h			
Gierüberhöhung	[-]	1,06	1,09
Giereigenfrequenz	[Hz]	1,07	1,21
Phase (ψ/δ) bei 1 Hz	[ms]	-86	-89
Max a_y/δ	[g/°]	0,018	0,018
Phase (a_y/δ) bei 1 Hz	[ms]	-127	-133
Geschwindigkeit v=150 km/h			
Gierüberhöhung	[-]	1,28	1,36
Giereigenfrequenz	[Hz]	1,02	1,11
Phase (ψ/δ) bei 1 Hz	[ms]	-90	-86
Max a_y/δ	[g/°]	0,027	0,026
Phase (a_y/δ) bei 1 Hz	[ms]	-182	-184

Anhand des zeitlichen Verlaufs von Lenkradwinkel, Gierwinkelgeschwindigkeit und Querschleunigung in Abbildung 6-10 lässt sich darüber hinaus der Einfluss der über der Zeit veränderlichen Schlitzbuchseigenschaften der Hinterachse auf die Schnelligkeit des

Ansprechens auf eine sprungartige Lenkradwinkeleingabe und die Dämpfung der Fahrzeugreaktion beurteilen. Dabei weisen Giergeschwindigkeit und Querschleunigung ein Überschwingen auf und nehmen nach dem Übergangverhalten den stationären Zustand einer stationären Kreisfahrt an. Entsprechend der Kenngrößen der Überschwingweiten in Tabelle 6-2, welche aus dem Verhältnis von Maximalwert zu Stationärwert berechnet und zur Bewertung der Dämpfung der Fahrzeugreaktion herangezogen werden, ist außerdem festzustellen, dass die Querschleunigung im Gegensatz zur Giergeschwindigkeit mehr gedämpft ist. Der Vergleich zwischen neuwertigen und über längere Zeit unter Vorspannung gelagerten Schlitzbuchsen zeigt jedoch, dass die Relaxation der Elastomerlager sowohl auf die Schnelligkeit der Fahrzeugreaktion, die durch die sogenannten Ansprechzeiten (90% Response Time, Peak Response Time) charakterisiert wird, als auch auf die Dämpfung der Fahrzeugbewegungsgrößen keinen signifikanten Einfluss ausübt.

Tabelle 6-2: Zusammenfassung der Kenngrößen des Lenkwinkelsprungs unter dem Einfluss der über der Zeit veränderlichen Lagereigenschaften

Lenkwinkelsprung 0,4 g (100 km/h)			Neuzustand		Nach 112 Tagen Lagerung	
			Mittelwert	Stabw	Mittelwert	Stabw
Stationäre Gierverstärkung	$\left(\frac{\psi}{\delta_H}\right)_{SS}$	[1/s]	0,36	0,01	0,36	0,01
90% Response Time der Querschleunigung	T_{aY}	[ms]	281	32	266	26
90% Response Time der Giergeschwindigkeit	T_{ψ}	[ms]	148	17	143	3
Peak Response Time der Querschleunigung	$T_{aY,max}$	[ms]	497	27	440	11
Peak Response Time der Giergeschwindigkeit	$T_{\psi,max}$	[ms]	323	103	286	70
Überschwingweite der Querschleunigung	U_{aY}	[-]	1,11	0,02	1,1	0,06
Überschwingweite der Giergeschwindigkeit	U_{ψ}	[-]	1,2	0,01	1,19	0,04

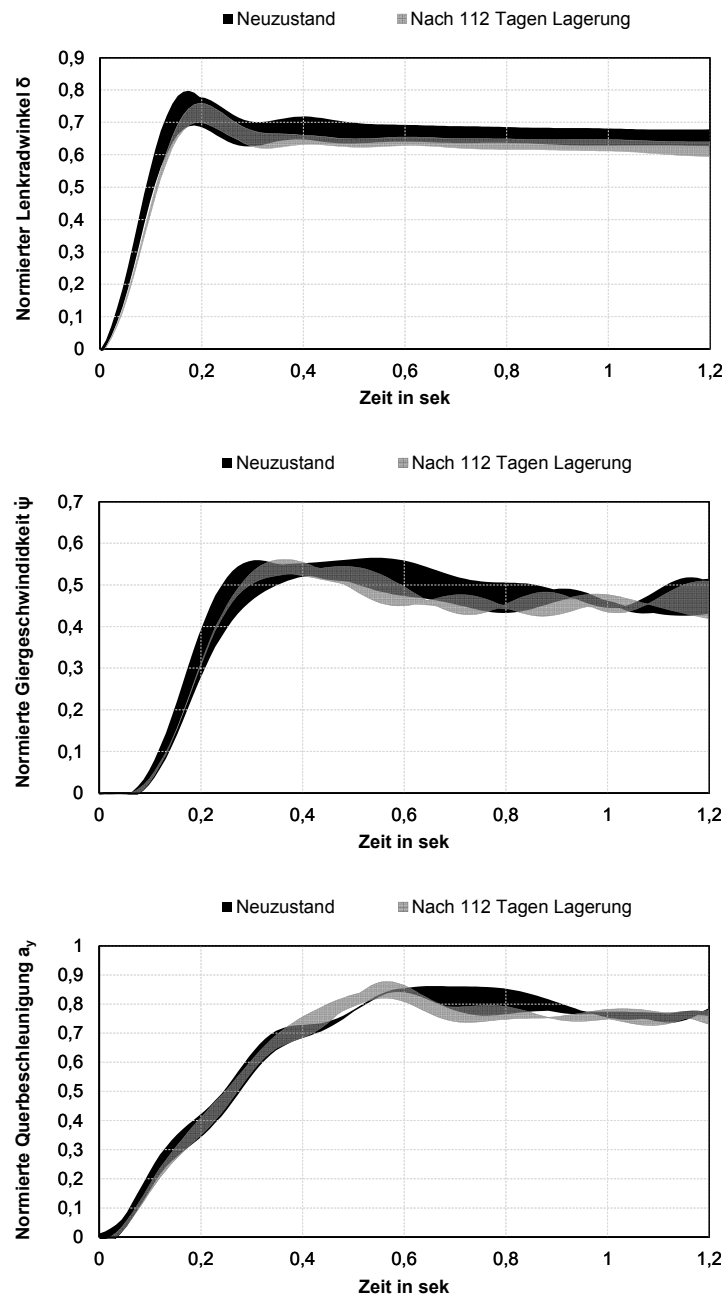


Abbildung 6-10: Zeitlicher Verlauf des Lenkradwinkels, der Giergeschwindigkeit und der Querbeschleunigung infolge eines Lenkwinkelsprungs auf 0,4 g

6.2.2 Auswertung fahrwerksrelevanter Schwingungen infolge stochastischer und transienter Anregungen

Durch die Gesamtfahrzeugmessungen der Schlechtwegstrecken- und Kantenüberfahrt soll der Einfluss der in Kapitel 4 ermittelten veränderlichen Lagereigenschaften auf das fahrwerksrelevante Schwingungsverhalten des Fahrzeugs in Abhängigkeit der konstant bestromten bzw. aktiven PASM-Regelung analysiert werden. In Abbildung 6-11 sind die Spektren der translatorischen Radträgerbeschleunigungen der Hinterachse über der Frequenz (links: konstanter Dämpferstrom; rechts: aktive PASM Regelung) dargestellt, die sich beim Überfahren der Schlechtwegstrecke einstellen.

Sowohl in Longitudinal- als auch Vertikalrichtung ist dabei zu erkennen, dass sich übereinstimmend mit den Prüfstandsergebnissen die Radeigenfrequenz mit den über 112 Tage gelagerten Elastomerlagern aufgrund der Reduzierung der Nebenfederrate hin zu niedrigeren Frequenzen verschiebt. Weiterhin ist anzumerken, dass in Verbindung dessen die Amplitudenhöhe der Beschleunigung in Vertikalrichtung abnimmt und damit das Rad besser bedämpft wird. Dies ist auf das prüfstandseitig analysierte bessere Ansprechverhalten des Dämpfers infolge der reduzierten Nebenfederrate zurückzuführen. Allerdings kann dieser Effekt ausschließlich mit konstanter Dämpferbestromung festgestellt werden. Mit aktiver PASM Regelung zeigt sich dagegen kein relevanter Unterschied im Maximum der vertikalen Beschleunigungsamplitude. In Querrichtung übt die reduzierte Radialsteifigkeit der Schlitzbuchsenlager keinen Einfluss bei konstanter Dämpferbestromung aus.

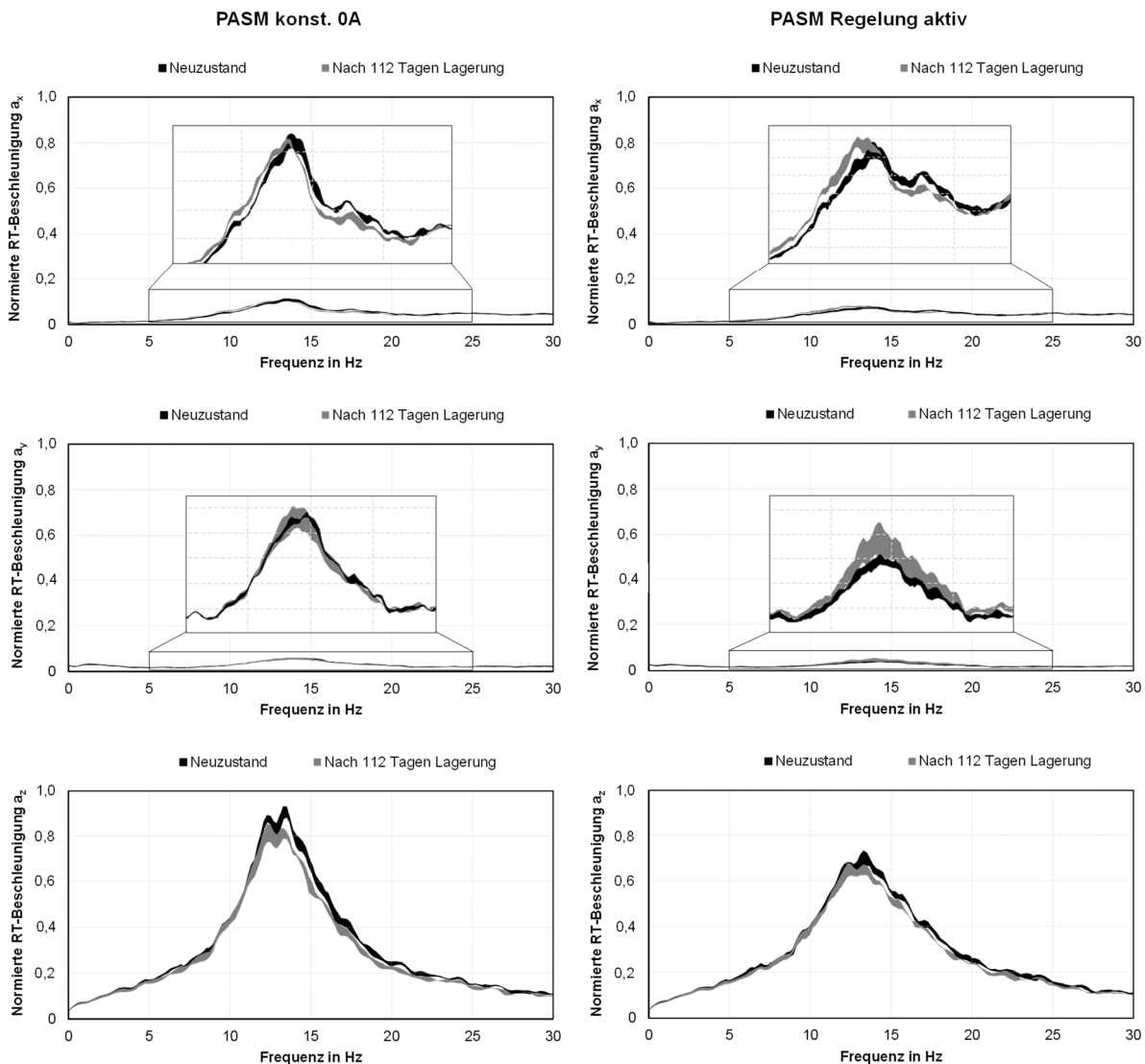


Abbildung 6-11: Spektren der longitudinalen, lateralen und vertikalen Radträgerbeschleunigungen unter dem Einfluss veränderlicher Elastomerlagereigenschaften

Die Betrachtung der Spektren der Fahrzeugaufbaubewegung in Abbildung 6-12 zeigt insbesondere in der Hubbewegung Unterschiede im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (knapp 1 Hz) auf. Denn nicht nur auf der Subsystemebene der Achse ist in Verbindung mit einer

konstanten Dämpferbestromung von 0 A und den unter Vorspannung gelagerten Fahrwerkslagern eine Reduzierung des Peaks der Amplitude der vertikalen Radträgerbeschleunigungen im Frequenzbereich zu verzeichnen, sondern auch beim Peak der Amplitude der vertikalen Aufbaubeschleunigung. Jedoch ist dieser Einfluss, wie auch schon im Fall der Radträgerbeschleunigungen, mit aktiver PASM-Regelung nicht mehr signifikant. Ferner beeinflussen die in ihrer Radial- und Torsionssteifigkeit veränderlichen Elastomerlager der Hinterachse weder den Verlauf der Nick- noch der Wankspektren des Fahrzeugaufbaus über der Frequenz.

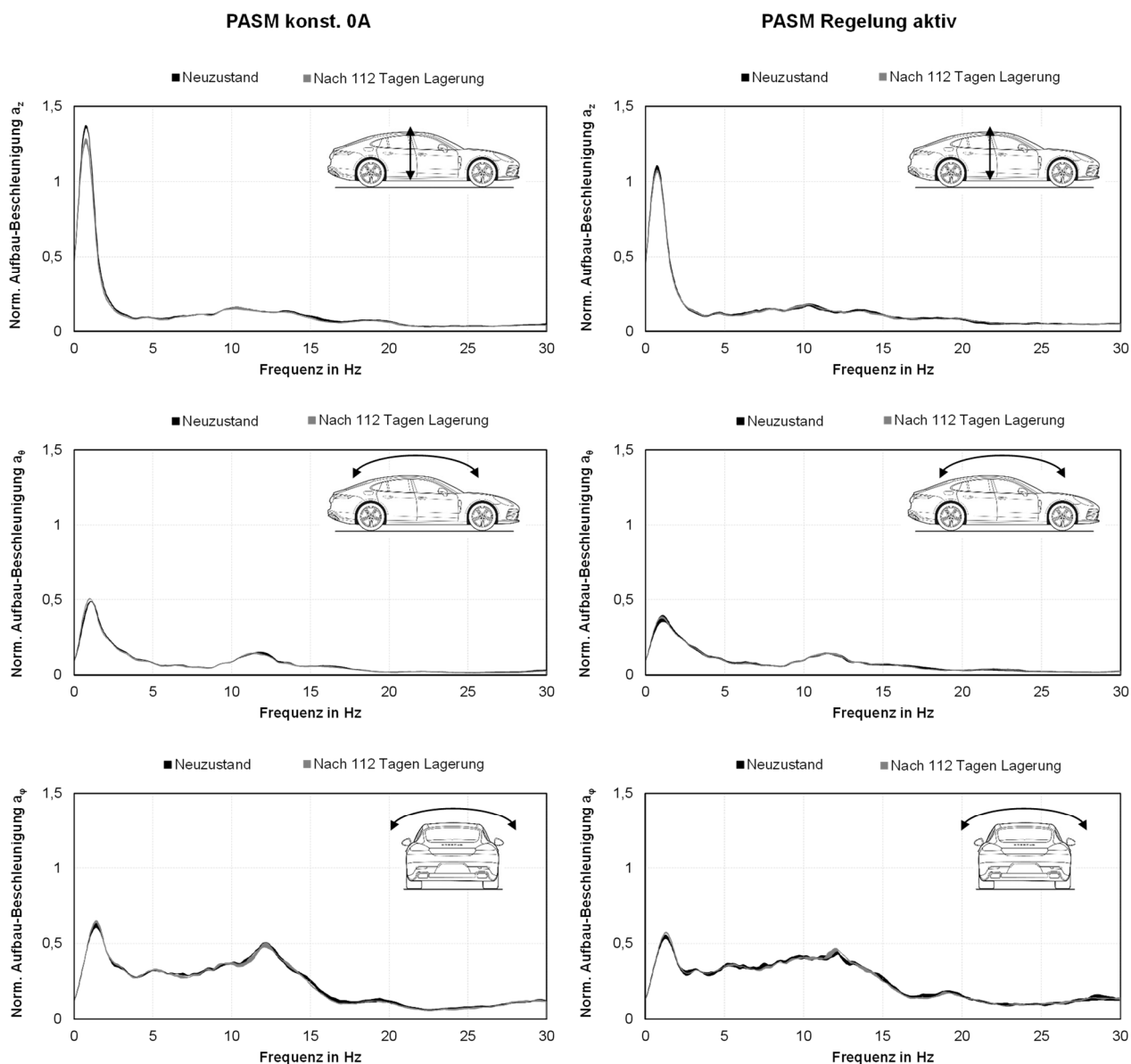


Abbildung 6-12: Spektren der Hub-, Nick- und Wank-Aufbaubewegung unter dem Einfluss veränderlicher Elastomerlagereigenschaften

Die Spektren der Beschleunigungen an der Sitzschiene in der Frequenzdarstellung in Abbildung 6-13 spiegeln dies in ähnlicher Weise wider. Während in Longitudinal- und Lateralrichtung kein Einfluss ausgemacht werden kann, fällt auch hier in vertikaler Richtung die Abnahme der Höhe der Aufbauresonanzfrequenz auf, was darauf schließen lässt, dass sich

der Einfluss der niedrigeren Nebenfederrate der Hinterachse ausgehend vom Radträger bis hin zur Sitzschiene noch minimal zeigt. Mit aktiver Dämpferregelung geht dieser Effekt hingegen ebenso im Messrauschen unter.

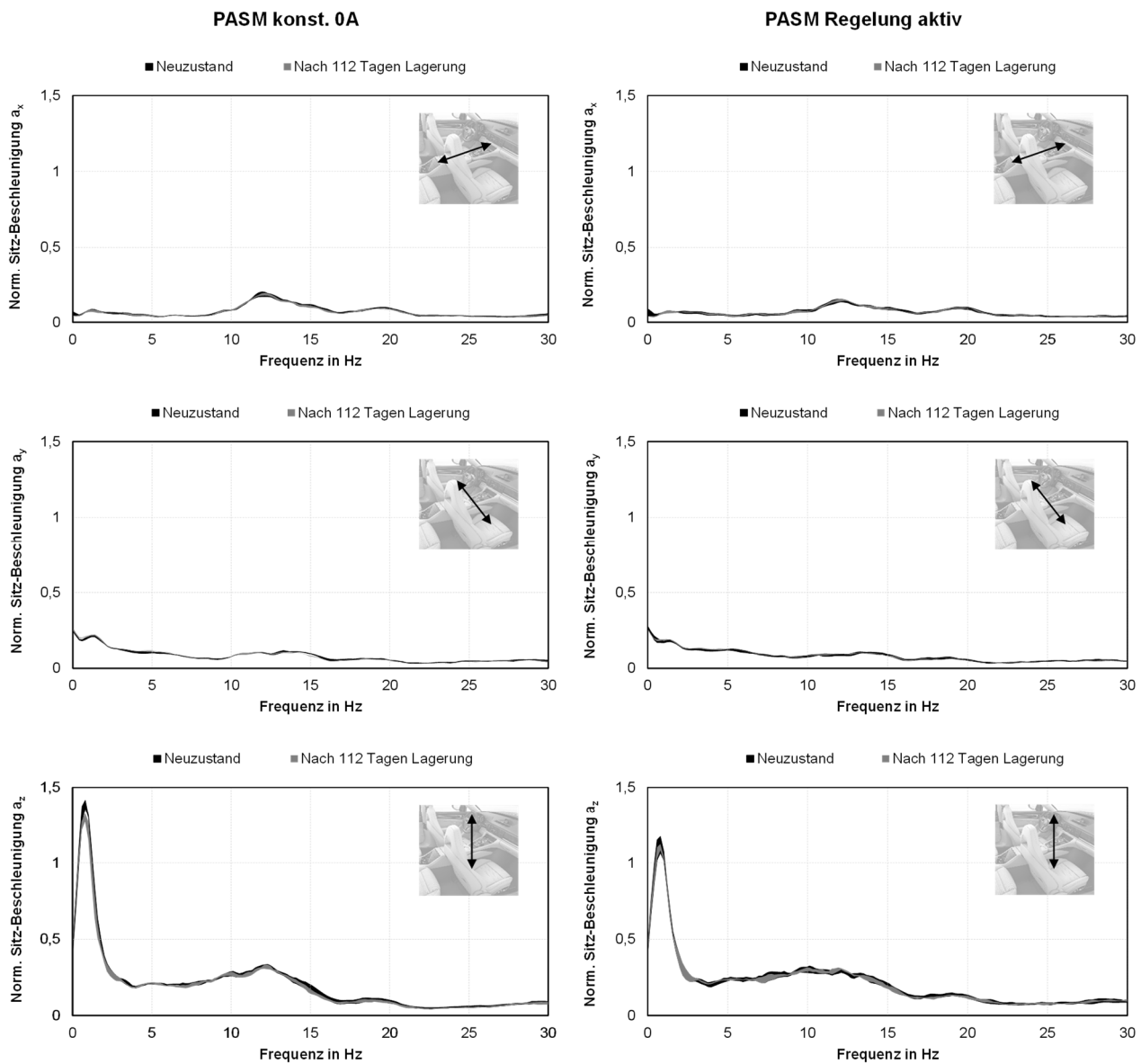


Abbildung 6-13: Spektren der longitudinalen, lateralen und vertikalen Sitzschienenbeschleunigungen unter dem Einfluss veränderlicher Elastomerlagereigenschaften

Ein Vergleich im Zeitbereich der HA-Radbeschleunigungen in x- und z-Richtung in Abbildung 6-14 zeigt, dass eine Veränderung der Schlitzbuchsenlagereigenschaften eine Änderung der vertikalen Schwingungsamplitude infolge der positiven Kantenanregung und konstanter Dämpferbestromung bewirkt. Demnach reduzieren sich mit den über 112 Tage gelagerten Elastomerlagern die Schwingweite und der für das Abklingverhalten charakteristische RMS-Wert um 12 % bzw. 8 %. Außerdem ist durch die Reduzierung der Torsionssteifigkeit der Lager und der damit verbundenen Abnahme der Nebenfederrate zu erkennen, dass sich die Periodendauer der abklingenden Schwingung vergrößert, was gleichbedeutend mit einer niedrigeren vertikalen Radeigenfrequenz ist, welche bereits auf

dem Prüfstand identifiziert worden ist. Entgegen der Prüfstandsergebnisse sind jedoch kaum Differenzen in der longitudinalen Radträgerbeschleunigung der Gesamtfahrzeugmessung festzustellen. Zudem äußert sich mit aktiver PASM-Regelung, ähnlich wie bei der Untersuchung der stochastischen Anregung, kaum mehr ein relevanter Einfluss der betroffenen Fahrwerkslager auf die Schlaghärte sowie das Abklingverhalten.

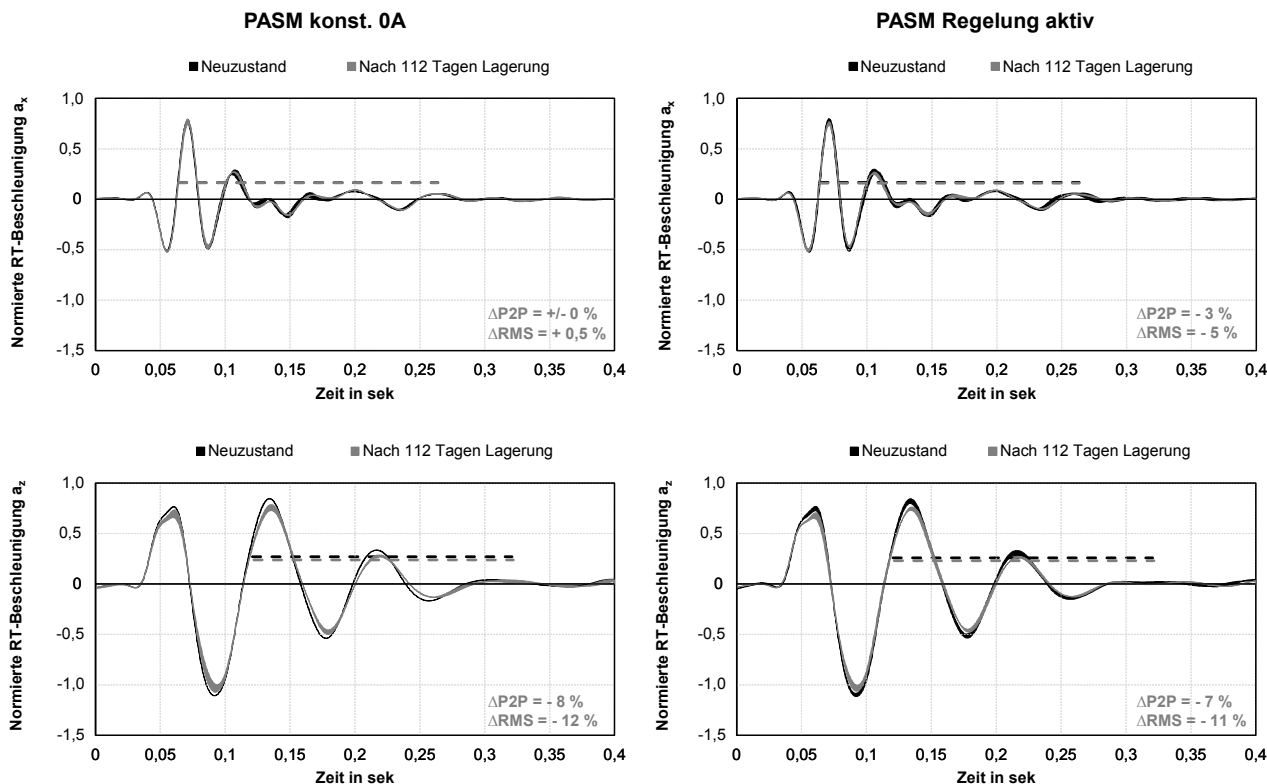


Abbildung 6-14: Longitudinale und vertikale HA Radträgerbeschleunigung infolge steigender (positiver) Kante

Für die Betrachtung der Sitzschienenbeschleunigung in Längs- und Vertikalrichtung (siehe Abbildung 6-15) ist weiterhin anzumerken, dass sowohl mit konstanter Dämpferbestromung, als auch in aktivem Regelmodus keine nennenswerten Unterschiede im Schwingungsverlauf infolge der transienten Anregung bestehen.

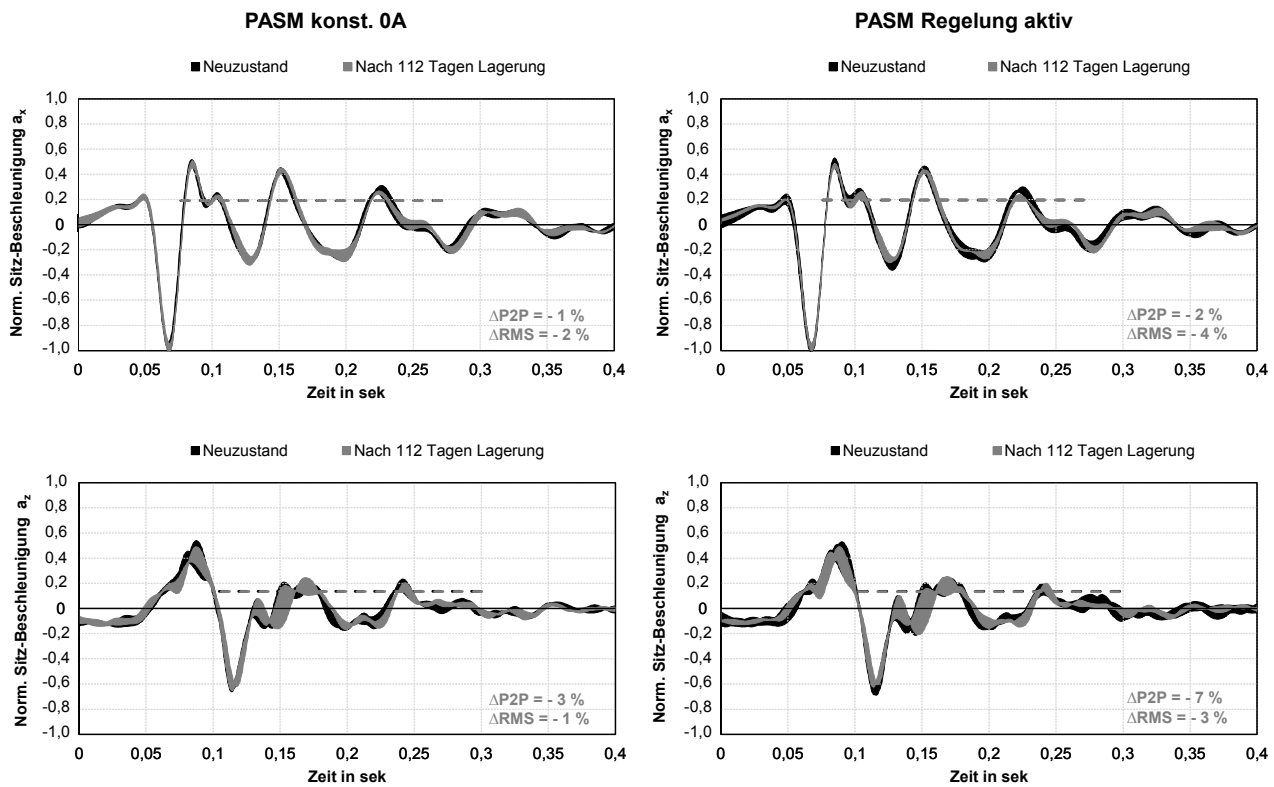


Abbildung 6-15: Longitudinale und vertikale Sitzschienenbeschleunigung infolge steigender (positiver) Kante

Im Fall der negativen Kante lässt sich anhand der Radträgerbeschleunigungen in Abbildung 6-16 erkennen, dass ein deutlich geringerer Impuls in die Longitudinalrichtung der Achse eingetragen wird als bei der Überfahrt der steigenden Kante. Die Gegenüberstellung der Fahrzeugvariante mit Schlitzbuchsenlagern im Neuzustand und der „gealterten“ HA-Fahrwerkslager weist auf Radträgererebene ebenso wie bei den Beschleunigungen der Sitzschiene kaum nennenswerte Unterschiede an Schwingweite und Abklingverhalten auf, sodass von keinem für den Fahrer spürbaren Effekt ausgegangen werden kann.

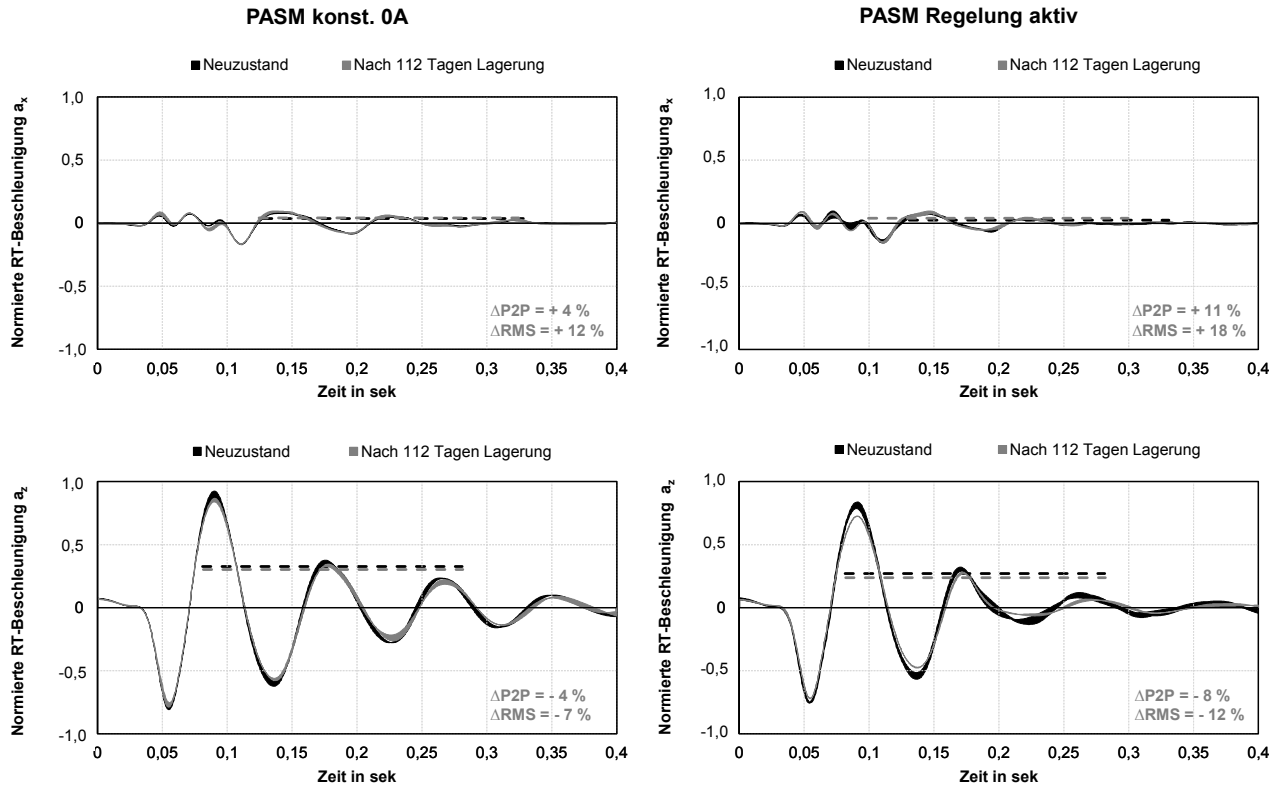


Abbildung 6-16: Longitudinale und vertikale HA Radträgerbeschleunigung infolge fallender (negativer) Kante

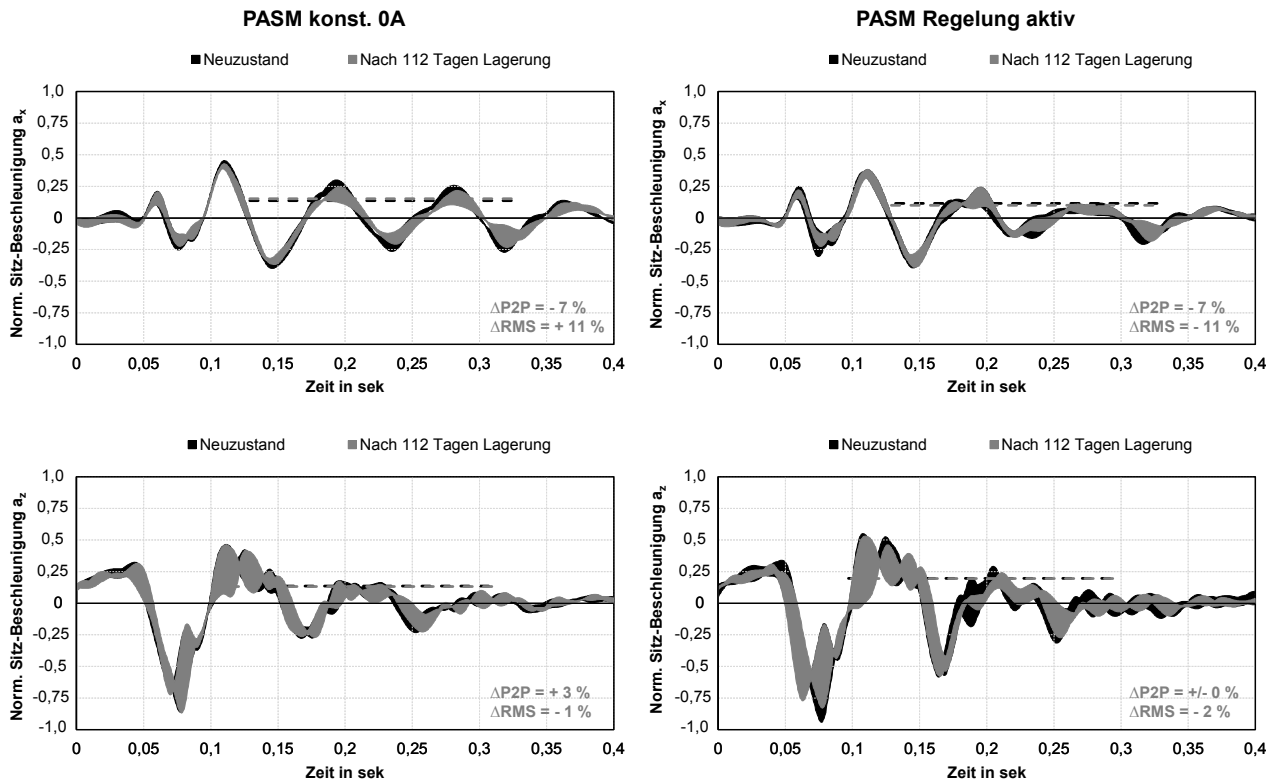


Abbildung 6-17: Longitudinale und vertikale Sitzschienenbeschleunigung infolge fallender (negativer) Kante

6.3 Beurteilung der Einflussnahme über der Zeit und Fazit

Die Objektivierung des Fahrkomforts und der Fahrdynamik am Gesamtfahrzeug hat gezeigt, dass sich in den Ergebnissen nur minimale Unterschiede zwischen dem Einsatz von neuwertigen und über der Zeit relaxierten Schlitzbuchsenlagern an der Hinterachse zeigen. Demnach stellt sich bei stochastischer Anregung und konstanter Dämpferbestromung, aufgrund der geringeren Torsionssteifigkeit der unter Vorspannung gelagerten Elastomerlager und des auf dem Prüfstand ermittelten besseren Dämpfer-Ansprechverhaltens, eine Reduzierung der Höhe von Radträger-, Aufbau- und Sitzschienenbeschleunigung in vertikaler Richtung ein. Ebenso führt die niedrigere Nebenfederrate zu einer Abnahme von Rad- als auch Aufbaueigenfrequenz, sowie einem besseren Abklingverhalten der Schwingung infolge einer transienten Kantenanregung. Mit aktiver PASM-Regelung hingegen kann von keinem signifikanten Einfluss der Alterung der Fahrwerkslager auf den Fahrkomfort mehr gesprochen werden.

Die durch die abnehmende Radialsteifigkeit über der Zeit hervorgerufene Erhöhung des Seitenkraftlenkens an der Hinterachse und die damit in Zusammenhang stehende Zunahme der effektiven Schräglaufsteifigkeit bewirkt eine tendenzielle Vergrößerung des Eigenlenkgradienten EG, was sich durch ein stärker untersteuerndes Fahrzeug mit einer kleineren Gierverstärkung äußert. Außerdem erhöht sich dadurch die Giereigenfrequenz bei gleichzeitiger Abnahme der Gierdämpfung, sodass das Fahrzeug bei dynamischen Lenkbewegungen schneller, aber weniger gedämpft reagiert. [157] Dies lässt sich besonders anhand der Frequenzgänge bei 100 km/h und 150 km/h ausmachen, indem die Amplitudenüberhöhung beim Gieren zum einen deutlich ausgeprägter ist und zum anderen zu höheren Frequenzen verschoben ist. In der Fahrzeugauslegung ist dabei jedoch ein gelungener Kompromiss zwischen der Forderung nach einer schnellen Fahrzeugreaktion auf eine Lenkbewegung und dem Anspruch einer möglichst geringen Überschwingweite der Bewegungsgrößen des Fahrzeugs zu finden. [6]

Abschließend gilt es aber dennoch festzuhalten, dass unter der Berücksichtigung der Streuung und Reproduzierbarkeit der Messergebnisse bereits geringfügig unterschiedliche Umgebungs- (Außen- und Asphalttemperatur) sowie Verschleißzustände (Reifen/Reifenfülldruck) womöglich mitunter bedeutender sind, als die sich durch die betrachteten Gummi-Metall-Lager ergebende Variation der Elastokinematik und Nebenfederrate der Hinterachse.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Die teils komplexen Geometrien und die damit verbundene hohe Funktionsintegration auf vergleichsweise geringem Bauraum ermöglicht den Elastomerbauteilen im Fahrwerk eine gezielte Beeinflussung des Schwingungsverhaltens des Fahrzeugs. Als Teil der Elastokinematik erlauben die Gummi-Metall-Komponenten zudem definierte Bewegungen und die Übertragung von Kräften sowie Momenten, was jedoch oftmals im Spannungsfeld einer einerseits nachgiebigen, weich anfedernden Radaufhängung und einer andererseits steifen, exakten Radführung steht. Demzufolge ergibt sich für die Gummi-Metall-Lager und ihre Abstimmparameter lediglich ein sehr schmales Zielgebiet bezüglich der Kinematik- und Elastokinematikauslegung der Radführung, um die hohen Anforderungen eines Sportwagens für ein Best-in-class Fahrverhalten, welches sich durch Linearität, Agilität und Stabilität auszeichnet, zu erfüllen.

Die Funktion der Elastomerlager ist aber über ihre Laufzeit nicht unbedingt gleichbleibend, sondern deren mechanisches Werkstoffverhalten führt zu über der Zeit veränderlichen Eigenschaften, welche abhängig von der Art der Anregung, dem Einfluss durch die Umgebung, wie der Temperatur, und der mechanischen Belastung der Fahrwerkslager sowie deren Historie ist. Daher setzt die Bauteil实现ung die genaue Kenntnis der einzelnen Einflussfaktoren, wie der Geometrie und des Werkstoffs, und ihre gegenseitigen Wechselwirkungen auf die Änderungen der Charakteristika über der Lebensdauer voraus.

Ziel dieser Arbeit war es, den Zusammenhang zwischen dem Elastomerlagerverhalten über der Lagerungszeit und dem Werkstoff sowie der geometrischen Auslegung des Gummi-Metall-Lagers zum einen zu erfassen und zum anderen die Auswirkungen festgestellter Änderungen der Bauteileigenschaften über der Zeit auf das dynamische Achsverhalten sowie das Fahrverhalten hinsichtlich der Ride- und Handling-Eigenschaften objektiv zu quantifizieren. Insbesondere sollten die Einflüsse der Temperatur, der äußeren Lasten, der Bauteilgeometrie und der Kautschukmischung auf das Verhalten der Fahrwerkslager experimentell identifiziert werden. Ein weiteres Ziel dieser Forschungsarbeit war es, aus den vorliegenden Erkenntnissen der Langzeituntersuchung eine optimale und robuste Auslegung eines konventionellen Fahrwerkslagers abzuleiten, welches die Toleranzen gegenüber den veränderlichen Eigenschaften über der Zeit einschränken kann.

Zur Beurteilung von Langzeiteffekten in Gummi-Metall-Lagern wurden je zwei Schlitz- und Bundbuchsenlager ohne und unter Vorspannung gelagert, sowie unter unterschiedlichen Einflüssen wie der Temperatur, Lasten und des Werkstoffs selbst, in definierten Zeitabständen (Tag 1, 7, 14, 21, 56, 112 und 224) statisch wie auch dynamisch geprüft. Dabei wurde gezeigt, dass unter Vorspannung gelagerte Fahrwerkslager in Abhängigkeit des Bauteildesigns Relaxationsvorgängen im Werkstoff unterliegen. Diese Relaxationsphänomene stark vorgespannter Lager dominieren jegliche Reversibilität der Lagereigenschaften nach Temperatur- und Spitzenlasteinfluss, sodass sich ein kontinuierlicher Steifigkeitsabfall einstellt.

Als signifikanter Einfluss auf die Konstanz der Eigenschaften über der Lagerungszeit des jeweiligen Fahrwerkslagers haben sich dabei das verwendete Vernetzungssystem des Elastomers und die Höhe der Kalibrierung bzw. Vorspannung erwiesen. Die durchgeführten Werkstoffprüfungen, wie die Shore-Härteprüfung, die dynamisch-mechanische Analyse oder auch der Druckverformungsrest, konnten hingegen kaum Einflüsse der Kautschukmischungen ausmachen, sodass keine der Werkstofftests vollumfänglich die Bauteilprüfung ersetzen kann, da das Lagerdesign und der Kalibriergrad deutlich mehr Effekt zeigen. Das daraus abgeleitete alternative Fahrwerkslagerkonzept mit einer sehr hohen Radialsteifigkeit sieht unter der Beibehaltung der positiven Eigenschaften wie einer niedrigen Torsionsfederate und einer geringen Shore-Härte eine Reduzierung der Vorspannung sowie eine Kapselung der beiden Gummispuren vor, um die Eigenschaften über der Zeit möglichst konstant zu halten.

Weiters wurden die Auswirkungen der mit der Zeit abfallenden Radial- und Torsionssteifigkeit der stark vorgespannten Schlitzbuchsenlager isoliert vom Gesamtfahrzeug auf das Subsystem der Achse am Beispiel einer 4-Lenker Hinterachse mit einem Fahrschemel untersucht. Im Vergleich zu den auf Bauteilebene noch beträchtlichen Unterschieden gegenüber dem Neuzustand, beschränkte sich deren Einfluss auf das quasistatische und dynamische Achsverhalten allerdings meist auf nur wenige Prozent-Punkte. Durch die Reduzierung der Torsionssteifigkeit resultierte eine Abnahme der Nebenfederrate, welche sich auch in einem früheren Ansprechen des Aufbaudämpfers über der Anregungsamplitude zeigte. Die verringerten Radialsteifigkeiten der betrachteten Elastomerlager trugen hauptsächlich zu einer deutlichen Zunahme der elastokinematischen Vorspuränderung bei, während die quasi-statische Steifigkeit der Hinterachse in Querrichtung kaum abnahm. Die dynamischen Wechselwirkungen zwischen den betroffenen Fahrwerkslagern und der Achse basierte auf der Verschiebung von Eigenmoden der Radaufhängung und der Änderung der Schwingform infolge transienter Anregungen, wodurch maßgeblich die Schwingweite und das Abklingverhalten beeinflusst wurden.

Die Abbildung des amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens von Gummi-Metall-Lagern in der Mehrkörpersimulation wurde anhand verschiedener Modelle parametrisiert und validiert. In Bezug auf die Modellgüte erwies sich dabei ein kombinierter linearer/nicht-linearer Ansatz für die Abbildung der Hysterese des Elastomers als geeignete Wahl. Jedoch zeigte sich damit auf der Subsystemebene der Achse, dass die Berücksichtigung der Hysterese in den Fahrwerkslagern allein nicht hinreichend ist, um das Verhalten der Achse ausreichend genau zu beschreiben, sondern vielmehr die Modellierung der Reibung in den Kugelgelenken Einfluss auf die Verbesserung der Modellgenauigkeit besitzt.

Überdies wurden die Einflüsse der sich über der Zeit veränderlichen Fahrwerkslagereigenschaften auf das Gesamtfahrzeugverhalten untersucht, welche die objektive Analyse des Ride- und Handling-Verhaltens umfassen. Hierzu wurden Manöver zur Beurteilung der stationären und transienten Querdynamik sowie eine stochastische und transiente Fahrbahnregung gewählt. Bei konstanter Dämpferbestromung und stochastischer Fahrbahnregung stellte sich danach eine minimale Reduzierung der Amplitude von Radträger-, Aufbau- und Sitzschienenbeschleunigung in vertikaler Richtung über der Frequenz aufgrund des bereits auf dem Achsprüfstand ermittelten besseren Ansprechverhaltens des

Aufbaudämpfers ein. Mit aktiver PASM-Regelung dagegen war kein signifikanter Einfluss der Fahrwerkslager auf den Fahrkomfort mehr ersichtlich. Ferner konnte eine qualitative und quantitative Übertragbarkeit zwischen den Prüfstandsergebnissen der Kantenanregung und denen des Gesamtfahrzeugversuchs nur bedingt festgestellt werden, weshalb die für die Unschärfe verantwortliche prüfstandsseitige Anregung in Radmitte und stehendem Rad für zukünftige Untersuchungen überdacht werden sollte.

Die Erhöhung des Seitenkraftlenkens durch die Abnahme der Radialsteifigkeit der Elastomerlager bewirkte an der Hinterachse eine tendenzielle Zunahme der effektiven Schräglaufsteifigkeit, die sich in einer Vergrößerung des Eigenlenkgradienten widerspiegelt. Des Weiteren zeigten sich in den Frequenzgängen eine Erhöhung der Giereigenfrequenz und eine Abnahme der Gierdämpfung durch die relaxierten Gummi-Metall-Lager.

Wenn auch unter der Berücksichtigung der Reproduzierbarkeit und Streuung der Gesamtfahrzeugmessungen kein wirklich deutlicher Einfluss der betrachteten Schlitzbuchsenlager ermittelt werden konnte, kann zusammenfassend festgehalten werden, dass die optimale Auslegung eines konventionellen Fahrwerkslagers bezüglich gleichbleibender Funktionseigenschaften über der Zeit sowohl der Analyse des Werkstoffs und der geometrischen Auslegung als auch der genauen Betrachtung der nichtlinearen Wechselwirkungen und Einflüsse, wie Lasten und Temperaturen im Fahrwerksbereich, bedarf.

7.2 Ausblick

Die Erkenntnisse über die Wechselwirkungen der Elastomerlager zwischen Werkstoffverhalten und Designgestaltung stellen einen interessanten Ausgangspunkt für weiterführende Arbeiten dar, in welchen die analysierten und ermittelten Einflussfaktoren auf das Langzeitverhalten im Hinblick auf ihre Allgemeingültigkeit für andersartige, komplexe Fahrwerkslager untersucht werden sollten. Darüber hinaus muss die Ableitung der gefundenen BauteilAuslegung, welche eine Verbesserung in der Konstanz der Funktionseigenschaften verspricht, im Praxiseinsatz noch bestehen.

In den vorgestellten Untersuchungen wurden die Elastomerbuchsen zudem rein uniaxial in Radialrichtung geprüft. Zweiachsige Belastungen unter der Berücksichtigung des Reihenfolgeinflusses eines überlagerten Torsionswinkels können im Vergleich zur alleinigen Lagerung unter Vorspannung zu einer Annäherung von feldäquivalente Steifigkeitsabnahmen der betrachteten Lager führen und leisten damit einen weiteren Beitrag zum besseren Verständnis der Fahrwerkslager im Betrieb.

In Bezug auf die simulative Abbildung des Bauteilverhaltens und das der Subsystemebene der Achse in der Mehrkörpersimulation bieten die tribologischen Effekte einer Radaufhängung weiterhin Ansatzpunkte zur Weiterentwicklung in nachfolgenden Arbeiten.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Literaturverzeichnis

1. **Göbel, Ernst F.** *Gummifedern Berechnung und Gestaltung*. [Hrsg.] K. Kollmann. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 1969. ISBN 978-3-540-04584-7.
2. **Seemann, Michael.** *Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften*. [Hrsg.] Henning Wallentowitz. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH (fka), 2002. ISBN 3-925194-58-4.
3. **Lochmahr, Marco.** IPEK - Institut für Produktentwicklung. [Online] Karlsruher Institut für Technologie. [Zitat vom: 04. April 2016.] http://www.ipek.kit.edu/21_3035.php.
4. **Lohse, Christian.** *Über Wechselwirkungen in Elastomerlagern und deren Einfluss auf die Elastokinematik einer Vorderradaufhängung*. Freiberg : Technischen Universität Bergakademie Freiberg, 2016.
5. **Troulis, Markos.** *Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich*. Karlsruhe : Shaker Verlag GmbH, 2002. ISBN 3-8322-0850-X.
6. **Heißing, Bernd, Ersoy, Metin und Gies, Stefan, [Hrsg.]**. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-658-01991-4.
7. **Trelleborg Vibracoustic.** *Schwingungstechnik im Automobil*. Würzburg : Vogel Business Media, 2015. ISBN 978-3-8343-3357-5.
8. **DVM-Arbeitskreis, Elastomerbauteile.** Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. [Online] [Zitat vom: 02. September 2016.] <http://www.dvm-berlin.de/index.php?id=602>.
9. **Keller, Markus.** *Zur Optimierung hochfester Stahlseilgurtverbindungen*. Hannover : Universität, 2001. Dissertation.
10. **Coveney, V.A., Johnson, D.E. und Turner, D.M.** A triboelastic model for the cyclic mechanical behavior of filled vulcanizates. *Rubber Chemistry and Technology*. 1995, 68.
11. **Ziegler, Jonas.** *Beeinflussung der Polymer-Füllstoff-Wechselwirkung durch Oberflächenmodifizierung von Füllstoffen*. Hannover : Universität, 2004. Dissertation.
12. **Fröhlich, J., Niedermeier, W. und Luginsland, H.-D.** The effect of filler–filler and filler–elastomer interaction on rubber reinforcement. *Composites: Part A Applied Science and Manufacturing*. 2005, 36, S. 449-460.
13. **Müller, Martin.** *Einflussgrößen der Verstärkung elastomerer Werkstoffe durch polymere und klassische Füllstoffe*. Hannover : Universität, 2002. Dissertation.
14. **Kucherskii, A.M.** Hysteresis losses in carbon-black-filled rubbers under small and large elongations. *Polymer Testing*. 2005, 24, S. 733-738.
15. **Uhl, Claudia.** *Entwicklung und Charakterisierung von Elastomerkompositen auf Basis neuerer mikro- und nanoskaliger Füllstoffe*. Dresden : Technische Universität, 2007. Dissertation.
16. **Schön, Frank.** *Einfluss der Füllstoffstruktur auf mechanische, dynamische und Gasbarriere-Eigenschaften*. Freiburg im Breisgau : Universität, 2004. Dissertation.
17. **Sathaye, Asmita, Parkhi, S.Y. und Haridas, J.D.** Effect of Carbon Black Fraction in Natural Rubber for Automobile Rubber Components. *SAE Technical Paper Series*. 2009, 2009-01-1295.
18. **Boczkowska, Anna und Awietjan, Stefan.** Microstructure and Properties of Magnetorheological Elastomers. *Advanced Elastomers – Technology, Properties and Applications*. 2012, <http://dx.doi.org/10.5772/50430>.
19. **Li, Jian-feng und Gong, Xing-long.** Dynamic damping property of magnetorheological elastomer. *J. Cent. South Univ. Technol.* 2008, Bd. 15, DOI 10.1007/s11771-008-359-2.
20. **Böhm, Johannes.** *Der Payneeffekt: Interpretation und Anwendung in einem neuen Materialgesetz für Elastomere*. Regensburg : Universität, 2001. Dissertation.
21. **Rendek, Martin und Lion, Alexander.** Amplitude dependence of filler-reinforced rubber: Experiments, constitutive modelling and FEM – Implementation. *International Journal of Solids and Structures*. 2010, S. 2918-2936.

22. **Luo, Wenbo, et al.** Frequency- and strain-amplitude-dependent dynamical mechanical properties and hysteresis loss of CB-filled vulcanized natural rubber. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2010, 52, S. 168-174.
23. **Höfer, P. und Lion, A.** Modelling of frequency- and amplitude-dependent material properties of filler-reinforced rubber. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2009, 57, S. 500-520.
24. **Garnier, P., Le Cam, J.-B. und Grédiac, M.** The influence of cyclic loading conditions on the viscoelastic properties of filled rubber. *Mechanics of Materials*. 2013, 56, S. 84-94.
25. **Diani, Julie, Fayolle, Bruno und Gilormini, Pierre.** A review on the Mullins effect. *European Polymer Journal*. 2009, 45, S. 601-612.
26. **Cantournet, S., Desmorat, R. und Besson, J.** Mullins effect and cyclic stress softening of filled elastomers by internal sliding and friction thermodynamics model. *International Journal of Solids and Structures*. 2009, 46, S. 2255-2264.
27. **Martini, Eduardo Romann, et al.** Dynamic Characterization of Viscoelastic Materials. *SAE Technical Paper Series*. 2004, 2004-01-3304.
28. **Sjöberg, Mattias.** *On Dynamic Properties of Rubber Isolators*. Stockholm : Kungl Tekniska Högskolan, 2002. Doctoral Thesis.
29. **Grambow, Andreas.** *Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand*. Aachen : RWTH, 2002. Dissertation.
30. **Moreira, R.A.S., Corte-Real, J.D. und Dias, Rodrigues J.** A generalized frequency-temperature viscoelastic model. *Shock and Vibration*. 2010, 17.
31. **Koch, Peter, et al.** Influence of Rubber Temperature on Transfer Functions of Bushings. *SAE Technical Paper Series*. 2015, 2015-01-9115.
32. **Lion, Alexander.** On the large deformation behaviour of reinforced rubber at different temperature. *Journal of the Mechanics and Physics Solids*. 1997, 45, S. 1805-1834.
33. **Kalliappan, Senthil Kumar.** *Characterization of Physical Properties of Polymers Using AFM Force-Distance Curves*. Siegen : Universität, 2007. Dissertation.
34. **Chouchaoui, Ben.** Optimizing Rubber Products for the Automotive Industry Via Characterization of Compounds and Computer Modeling. *SAE Technical Paper Series*. 2001, 2001-01-0851.
35. **Sedlan, Konstantin.** *Viskoelastisches Materialverhalten von Elastomerwerkstoffen: Experimentelle Untersuchung und Modellbildung*. Kassel : Universität, 2000. Dissertation.
36. **Oman, S. und Nagode, M.** Observation of the relation between uniaxial creep and stress relaxation of filled rubber. *Materials and Design*. 2014, 60, S. 451-457.
37. **Fernandes, Vanessa A. und Focatiis, Davide S.A.** The role of deformation history on stress relaxation and stress memory of filled rubber. *Polymer Testing*. 2014, 40, S. 124-132.
38. **Molls, Markus.** *Experimentelle und numerische Untersuchung ein- und mehrachsiger belasteter Elastomerbuchsen unter besonderer Berücksichtigung des Reihenfolgeeffektes*. Duisburg-Essen : Universität, 2013. Dissertation.
39. **Metz, Joel, Zhang, Xin und Yu, Xiao.** The Effect of Loading Rate on Rubber Bushing Push-Out Testing of Front Lower Control Arms. *SAE Technical Paper Series*. 2016, 2016-01-0430.
40. **Kadlowec, Jennifer, Gerrard, David und Pearlman, Howard.** Coupled axial-torsional behavior of cylindrical elastomer bushings. *Polymer Testing*. 2009, S. 139-144.
41. **Mars, W.V. und Fatemi, A.** Multiaxial stress effects on fatigue behavior of filled natural rubber. *International Journal of Fatigue*. 2006, 28, S. 521-529.
42. **Kramarczuk, Wojciech.** *Belastungsermittlung an Aggregatlagern mittels numerischer Simulation*. München : Universität der Bundeswehr, 2012. Dissertation.
43. **Harris, J.A.** Dynamic testing under nonsinusoidal conditions and the consequences of nonlinearity for service performance. *American Chemical Society, Montreal, Quebec, Canada*. 1987, Meeting of the Rubber Division.
44. **Holt, John, et al.** The use of unique time history input excitation in the dynamic characterization of automotive mounts. *SAE Technical Paper Series*. 2003, 2003-01-1463.

45. **Noll, Scott, Dreyer, Jason und Singh, Rajendra.** Comparative Assessment of Multi-Axis Bushing Properties Using Resonant and Non-Resonant Methods. *SAE Technical Paper Series*. 2013, 2013-01-1925.
46. **Mars, W.V. und Fatemi, A.** Factors that affect the fatigue life of rubber: A literature survey. *Journal of Rubber Chemistry and Technology*. 2004, 77.
47. **Cho, H.C. und Lee, S.H.** Study on the Long-Term Aging-Resistance of Anti-Vibration Rubber in the Vehicle. *SAE Technical Paper Series*. 2002, 2002-01-0725.
48. **Spitz, Martin.** *Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile*. Duisburg-Essen : Universität, 2012. Dissertation.
49. **Guth, W.** LebensdauerAuslegung von Gummi-Metall-Bauteilen. *Konstruktion*. 1996, 48.
50. **Li, Sida, et al.** Development of a Nonlinear, Hysteretic and Frequency Dependent Bushing Model. *SAE Technical Paper Series*. 2015, 2015-01-0428.
51. **Lewitzke, Craig und Lee, Ping.** Application of Elastomeric Components for Noise and Vibration Isolation in the Automotive Industry. *SAE Technical Paper Series*. 2001, 2001-01-1447.
52. **Naploszek, Hartwig.** Vorgespannte Elastomer-Lager zur Reduktion von Nebenfederraten. *ATZ*. 1999, Jahrgang 101.
53. **Naploszek, Hartwig, Tepel, Jörg-Peter und Krause, Mark.** Strangpressteile mit geschlitzten Elastomerlagern in der Radaufhängung. *ATZ*. 2003, Jahrgang 105.
54. **Block, Tobias.** *Verdrehwiderstände bewehrter Elastomerlager*. Bochum : Ruhr-Universität, 2010. Dissertation.
55. **Adams, Blake und Maas, Clayton A.** Next Generation of High Heat Mounting Applications: Silicone Load Bearing Hydraulic Mount. *SAE Technical Paper Series*. 2008, 2008-01-0730.
56. **Caputo, A., Spina, M. und Guglielmino, E.** Sensitivity of Suspension System Performance to Bushing Stiffness Variation - An Evaluation Methodology. *SAE Technical Paper Series*. 2003, 2003-01-0237.
57. **Haberzettl, Sebastian, Zschocke, Alexander und Gauterin, Frank.** *A new method for studying the longitudinal dynamic behaviour of a suspension on a test rig*. s.l. : Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, 2015.
58. **Troulis, Markos, Gnadler, Rolf und Unrau, Hans-Joachim.** Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. *ATZ*. 2004, Jahrgang 106.
59. **Bindauf, Axel, Angrick, Christian und Prokop, Günther.** Fahrwerkscharakterisierung an einem hochdynamischen Achsprüfstand. *ATZ*. 2014, Jahrgang 116.
60. **Sell, Hendrik.** *Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von elastischen Bauteilen im Einbauzustand*. Hamburg-Harburg : Technische Universität, 2004. Dissertation.
61. **Sell, Hendrik, Ehrt, Tobias und Meß, Michael.** Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk. *ATZ*. 2008, Jahrgang 110.
62. **Wolf-Monheim, Friedrich, et al.** CAE-based driving comfort optimization for passenger cars. *5th International Munich Chassis Symposium*. 2014.
63. **Yang, Xiaobo und Medepalli, Sudhakar.** Sensitivities of Suspension Bushings on Vehicle Impact Harshness Performances. *SAE Technical Paper Series*. 2005, 2005-01-0827.
64. **Sotja, Dh., Londo, A. und Fundo, A.** The influence of physical conditions of suspension rubber silent blocks, in vehicle handling and road-holding. *Transport Research and Business Cooperation in See*. 2010.
65. **Röske, Karsten.** *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. München : Technische Universität, 2012. Dissertation.
66. **Amelunxen, Hendrik.** *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*. Paderborn : Universität, 2013. Dissertation.
67. **Weng, Jiansheng.** Robust Optimal Design under Uncertainty for the Power-Plant Isolating System of the Truck. *SAE Technical Paper Series*. 2008, 2008-01-0380.

68. **Li, Lingyang, et al.** Optimization of Suspension Elastomeric Bushing Compliance Under Constraints of Handling, Ride and Durability. *SAE Technical Paper Series*. 2010, 2010-01-0721.
69. **Knauer, Peter.** *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung*. München : Technische Universität, 2010. Dissertation.
70. **Fülbier, Peter.** *Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen*. Aachen : Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule, 2001. Dissertation.
71. **Iliev, Vladimir.** *Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2011. ISBN 978-3-86644-681-6.
72. **Stretz, Anja.** *Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern*. Darmstadt : Technischen Universität, 2012. Dissertation.
73. **Stretz, Anja und Winner, Hermann.** Wechselwirkung von Fahrwerkschwingungsdämpfer und Elastomerlager. *ATZ*. 2012, Jahrgang 114.
74. **Fongue, Willy Armand.** Air Spring Air Damper: Modelling and Dynamic Performance in Case of Small Excitations. *SAE Technical Paper Series*. 2013, 2013-01-1922.
75. **Schlecht, Albert.** *Minimierung der Schwingungsempfindlichkeit von Kraftfahrzeugvorderachsen*. München : Technische Universität, 2012. Dissertation.
76. **Schlecht, Albert, et al.** Entwicklung einer schwingungsunempfindlichen Vorderachskinematik. *VDI-FVT-Jahrbuch*. 2010.
77. **Eugenio, Marcelo Luiz und Barbosa, Roberto Spinola.** Contribution for elastomeric bushing development for the lower control arm of a compact vehicle. *SAE Technical Paper Series*. 2007, 2007-01-2533.
78. **Barbetti, Marcos Rogerio Sanches und Barbosa, Roberto Spinola.** Comparative Study between Hydraulic and Elastomeric mount, both applied for automotive engine mount system. *SAE Technical Paper Series*. 2006, 2006-01-2608.
79. **Gruber, S., Winner, H. und Härtel, V. Holst, M.** Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerklager. *Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn : Tagung Hannover*. 2003.
80. **Piquet, Boris, Maas, Clayton A. und Capou, Florent.** Next Generation of Suspension Bushings: Review of Current Technologies and Expansion Upon New 3rd Generation Product Data. *SAE Technical Paper Series*. 2007, 2007-01-0850.
81. **Eyerer, Peter, Thomas, Hirth und Elsner, Peter, [Hrsg.]**. *Polymer Engineering*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2008. ISBN 978-3-540-72402-5.
82. **Röthemeyer, Fritz und Sommer, Franz.** *Kautschuktechnologie*. München : Carl Hanser Verlag, 2013. ISBN 978-3-446-43776-0.
83. **Wrana, Claus.** *Polymerphysik*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2014. ISBN 978-3-642-45075-4.
84. **Loheide, Stefan, et al.** *Verfahren zur Herstellung eines elastomeren Lagers, danach hergestelltes Buchsenlager und Vorrichtung zur Herstellung*. EP1809464 A1 Europa, 11. November 2005.
85. **Zeller, Peter, [Hrsg.]**. *Handbuch Fahrzeugakustik*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1443-2.
86. **Scheibelhut, Ralf, Barkhoff, Matthias und Kahl, Klaus-Werner.** *Werkstoffe für Elastomerlager*. Berlin : 2. Tagung DVM-Arbeitskreis Elastomerbauteile, 2013.
87. **Saldívar-Guerra, Enrique und Vivaldo-Lima, Eduardo.** *Handbook of Polymer Synthesis, Characterization, and Processing*. Hoboken, New Jersey : John Wiley & Sons, Inc., 2013. ISBN 978-0-470-63032-7.
88. **Rinnbauer, Meike.** *Technische Elastomerwerkstoffe*. München : verlag moderne industrie, 2006.
89. **Hornbogen, Erhard, Eggeler, Gunther und Werner, Ewald.** *Werkstoffe*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-642-22561-1.
90. **Hering, Ekbert, Martin, Rolf und Stohrer, Martin.** *Physik für Ingenieure*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2007. ISBN 978-3-540-71855-0.

91. **Kiebler, Jochen.** *Charakterisierung des Komfortverhaltens einer Doppelquerlenker-Vorderachse und deren Wechselwirkungen mit Elastomerlagern.* Esslingen : Hochschule, Institut für Fahrzeugtechnik, 2016. Bachelor-Thesis.
92. **Mitschke, Manfred und Wallentowitz, Henning.** *Dynamik der Kraftfahrzeuge.* Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-658-05067-2.
93. **Treloar, Leslie R.** *The Physics of Rubber Elasticity.* USA : Oxford University Press, 1975. ISBN 978-0-1915-2330-4.
94. **Berriot, Julien, et al.** Evidence for the Shift of the Glass Transition near the Particles in Silica-Filled Elastomers. *Macromolecules.* 2002, 35.
95. **Sternstein, S.S. und Zhu, Ai-Jun.** Reinforcement Mechanism of Nanofilled Polymer Melts As Elucidated by Nonlinear Viscoelastic Behavior. *Macromolecules.* 2002, 35.
96. **Kreiselmaier, Rainer.** Mullins oder Payne? *FFD im Dialog.* 2013, 2.
97. **Mark, James E., Erman, Burak und Roland, Mike.** *The Science and Technology of Rubber.* Waltham USA : Academic Press, 2013. ISBN 978-0-1239-4584-6 .
98. **Medalia, A.I.** Effective Degree of Immobilization of Rubber Occluded within Carbon Black Aggregates. *Rubber Chemistry and Technology.* 1972, Bd. 45, 5.
99. **Klueppel, Manfred.** The Role of Disorder in Filler Reinforcement of Elastomers on Various Length Scales. *Advances in Polymer Science.* 2003, 164.
100. **Arora, M., et al.** Filled Elastomers Drug Delivery Systems. *Advances in Polymer Science.* 2002, 160.
101. **Kraus, Gerard und Dugone, Joseph.** Adsorption of elastomers on carbon black. *Industrial & Engineering Chemistry.* 1955, 47.
102. **Schmoller, Kurt M. und Bausch, Andreas R.** Similar nonlinear mechanical responses in hard and soft materials. *Nature Materials.* 2013, 12.
103. **Ranz, Thomas.** *Elementare Materialmodelle der Linearen Viskoelastizität im Zeitbereich.* [Hrsg.] Alexander Lion. München : Universität der Bundeswehr, 2007. ISSN 1862-5703.
104. **Domininghaus, Hans.** *Kunststoffe.* [Hrsg.] Peter Eyerer, Peter Elsner und Thomas Hirth. Heidelberg : Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-642-16172-8.
105. **Giese, U.** *Chemische Aspekte zu Alterungsvorgängen an Elastomeren und Charakterisierung.* Berlin : 2. Tagung DVM-Arbeitskreis Elastomerbauteile, 2013.
106. **Barkhoff, Matthias und Scheibelhut, Ralf.** *Temperturverhalten & Nachhärten von Gummimischungen.* Damme : Boge Rubber & Plastics, 2015. Firmeninternes Dokument.
107. **Zoeller, Karl Johann.** *Biaxial Elastomer testing machine: Design Review.* Prag : INOVA Praha s.r.o., 2012.
108. **Rommel, Tina.** *Untersuchung des Bauteilverhaltens von Elastomerlagern bei nichtharmonischer, überlagerter Anregung.* Pforzheim : Hochschule, Fakultät für Technik, 2016. Bachelor-Thesis.
109. **Watzl, Sebastian.** *Untersuchung der Einflussparameter auf die Charakteristika von Elastomerlagern.* Karlsruhe : KIT, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2014. Master-Thesis.
110. **Tippl, Sebastian.** *Untersuchung des Einflusses einzelner Lagerstellen auf das Gesamtverhalten der Achse und deren dynamischen Kenngrößen.* Karlsruhe : KIT, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Master-Thesis.
111. **Rasche, Stefan.** *Untersuchung zu den Unterschieden zwischen dynamischen Gesamtlenker und Einzelgummilager-Steifigkeiten.* Braunschweig : Technische Universität, Institut für Dynamik und Schwingungen, 2015. Master-Thesis.
112. **Jahnke, Simon.** *Ermittlung von Fahrwerks-Bauteil-Kenngrößen an einem hochdynamischen mehraxialen Elastomerprüfstand.* Stuttgart : Universität, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2014. Diplomarbeit.
113. **10846-2:2008-11, DIN EN ISO.** *Akustik und Schwingungstechnik – Teil 2: Direktes Verfahren zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit elastischer Stützelemente bei Anregung in translatorischer Richtung.* Berlin : Beuth Verlag, 2008.

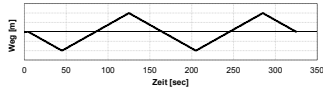
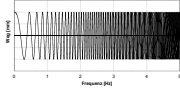
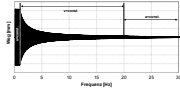
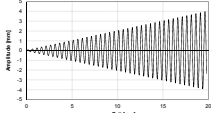
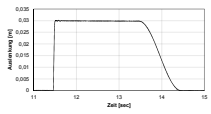
114. **868:2003, EN ISO.** *Bestimmung der Eindruckhärte mit einem Durometer (Shore-Härte).* Berlin : Beuth Verlag, 2003.
115. **53504:2009-10, DIN.** *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren – Bestimmung von Reißfestigkeit, Zugfestigkeit, Reißdehnung und Spannungswerten im Zugversuch.* Berlin : Beuth Verlag, 2009.
116. **Klie, Benjamin.** *Bewertung der stofflichen Homogenität von Kautschukmischungen durch Einsatz der Laser Induced Breakdown Spectroscopy (LIBS).* Aachen : RWTH, 2016. Dissertation.
117. **53512:2000-04, DIN.** *Bestimmung der Rückprall-Elastizität (Schob-Pendel).* Berlin : Beuth Verlag, 2000.
118. **815-1:2016-09, DIN ISO.** *Elastomere oder thermoplastische Elastomere – Bestimmung des Druckverformungsrestes – Teil 1: Bei Umgebungstemperaturen oder erhöhten Temperaturen.* Berlin : Beuth Verlag, 2016.
119. **Vennemann, Norbert.** *Characterization of Thermoplastic Elastomers by Means of Temperature Scanning Stress Relaxation Measurements.* [Buchverf.] Adel El-Sonbati. *Thermoplastic Elastomers.* Rijeka, Kroatien : InTech, 2012.
120. **Baltes, Torste, Siemer, Hubert und Kuemper, Bernd.** *Elastomerlager insbesondere für Kraftfahrzeug und seines Herstellungsverfahren.* EP2778463 A1 Europa, 17. September 2014.
121. **Kuemper, Bernd.** *Elastomeres Buchsenlager mit verbessertem Torsionsverhalten.* DE102004031559 A1 Deutschland, 26. Januar 2006.
122. **Tanaka, Toru, et al.** *Bush Assemblage.* US4,744,677 USA, 17. Mai 1988.
123. **Hinze, Thilo.** *Gummi-Metall-Lager für eine Radaufhängung.* DE10253262 A1 Deutschland, 27. Mai 2004.
124. **Kojima, Shigeo.** *Vibration-Damping Device.* US2015/0300436 A1 USA, 29. April 2015.
125. **Böse, Karlheinz.** *Gummilager für Radaufhängungsteile.* DE3113049 C2 Deutschland, 27. Mai 1987.
126. **Sichler, Alex, Kammel, Helmut und Kuemper, Bernd.** *Elastisches Gummilager.* DE10241246 B4 Deutschland, 10. Februar 2005.
127. **Jorn, Raoul.** *Pivot or Support Sleeve with resilient layer.* US3,666,301 USA, 30. Mai 1972.
128. **Kemna, Jens und Elstro, Rainer.** *Lagervorrichtung für ein Lager eines Fahrzeugs.* DE10 2017 108750.8 Deutschland, Schutzrechtsanmeldung: 25. April 2017.
129. **Heine, Johannes und Habertzettl, Sebastian.** *Achsentwicklung am Fahrwerk-Identifikations-Prüfstand.* Baden-Baden : VDI SIMVEC, 2014.
130. **Habertzettl, Sebastian, Stein, Wolfgang und Weijenberg, Niki.** *Comparability of dynamic chassis measurements with full vehicle tests using the example of a sports car.* München : chassis.tech, 201.
131. **Brunner, Jan.** *Analyse des Einflusses von Elastomerlagern in Bezug auf den Kantenkomfort einer Doppelquerlenker-Vorderachse.* Esslingen : Hochschule, Institut für Fahrzeugtechnik, 2016. Bachelor-Thesis.
132. **Heine, Johannes.** *Seitenkraftmessungen am FIPS. 6. Vortragsreihe zu Ergebnissen der Funktionsprüfstände.* 2017, Firmeninternes Dokument.
133. **8855:2013-11, DIN ISO.** *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe.* Berlin : Beuth Verlag, 2013.
134. **Schrage, Benedikt.** *Entwicklung eines Prüfkatalogs zur dynamischen Komfortmessung von Sportwagenachsen.* Karlsruhe : KIT, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2013. Bachelor-Thesis.
135. **Woernle, Christoph.** *Mehrkörpersysteme.* Berlin/Heidelberg : Springer Vieweg, 2016. ISBN 978-3-662-46687-2.
136. **Zauner, Christoph, et al.** *Simulationsbasierte Identifikation von Anregungsspektren für einen dynamischen Fahrwerkprüfstand . 17. Internationales Stuttgarter Symposium.* 2017.
137. **Lefevre, Sebastian.** *Eine Methode zur integrierten Achsentwicklung von Kraftfahrzeugen.* Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, voraussichtlich 2018. Dissertation.
138. **Lefevre, Sebastian, Gauterin, Frank und Frey, Michael.** *Method to analyse the dynamic response of a suspension.* s.l. : ResearchGate, 2017. Doi: 10.13140/RG.2.2.31755.59687.

139. **Eisenbarth, Markus, Gauthier, Boisdequin und Gauterin, Frank.** Consistent assessment of chassis relevant ride comfort on roads and test rigs. *14. Internationales Stuttgarter Symposium*. 2014.
140. **Zauner, Christoph.** *Methode zur Analyse von Fahrzeugachsen und Identifikation von Parametereinflüssen im komfortrelevanten Frequenzbereich*. Wien : Technische Universität, voraussichtlich 2017. Dissertation.
141. **Stein, Max.** *Charakterisierung des Komfortverhaltens einer 4-Lenker Achse mit Fahrschemel und deren Wechselwirkungen mit Elastomerlagern*. Dresden : Technische Universität, 2017. Diplomarbeit.
142. **Ledesma, Ragnar.** Modeling Frequency-Dependent Stiffness and Damping in Rubber Bushings with Fractional Derivatives. *Virtual Product Development Conference*. 2003.
143. **Lion, A. und Sedlan, K.** Anwendungen spezieller Komponentenmodelle zur Simulation von Fahrwerkbelastungen auf Schlechtwegstrecken und Komfortanalyse. *VDI Berichte*. 2001, Nr. 1632.
144. **Ueda, Masahiro, Ito, Satoshi und Suzuki, Daichi.** Application Study of Nonlinear Viscoelastic Constitutive Model for Dynamic Behavior of Suspension Arm Bushing. *SAE Technical Paper Series*. 2016, 2016-01-1375.
145. **Karlsson, Frederik und Persson, Anders.** *Modelling non-linear Dynamics of Rubber Bushings - Parameter Identification and Validation*. Lund, Sweden : University, 2003. ISSN 0281-6679.
146. **Sedlacek, Kai, Dronka, Sven und Rauh, Jochen.** Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations. *Vehicle System Dynamics*. 2010, 49, S. 741-759.
147. **Berg, Mats.** A nonlinear rubber spring model for vehicle dynamics analysis. *Vehicle System Dynamics*. 1998, 29, S. 723-728.
148. **Nakahara, Jun, Yamazaki, Koji und Otaki, Yusuke.** Rubber Bushing Model for Vehicle Dynamics Performance Development that Considers Amplitude and Frequency Dependency. *SAE Technical Paper Series*. 2015, 2015-01-1579.
149. **Pfeffer, Peter und Hofer, Karl.** Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager zur Optimierung der Gesamtfahrzeug-Simulation. *ATZ*. 2002, Jahrgang 104.
150. **Scheiblegger, Christian, et al.** Modellierung von Elastomer- und Hydrolagern zur Simulation von Fahrkomfort und Fahrdynamik. *VDI Berichte*. 2011, Nr. 2137.
151. **Scheiblegger, Christian, Lin, Jinhuai und Karrer, Hannes.** New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focussing on Linearization and the Implementation into MBS Environment. *SAE-China and FISITA*. 2013, F2012-G06-021.
152. **Pfeffer, Peter und Harrer, Manfred, [Hrsg.]**. *Lenkungshandbuch*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-658-00976-2.
153. **Zschocke, Alexander K.** *Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen*. Karlsruhe : Universität (TH), 2009. ISSN 1615-8113.
154. **4138:2012, ISO.** *Passenger cars — Steady-state circular driving behaviour — Open-loop test methods*. Geneva, Schweiz : ISO copyright office, 2012.
155. **7401:2011, ISO.** *Road vehicles — Lateral transient response test methods — Open-loop test methods*. Geneva, Schweiz : ISO copyright office, 2011.
156. **Zomotor, Adam.** *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Würzburg : Vogel Buchverlag, 1991. ISBN 3-8023-0774-7.
157. **Schindler, Erich.** *Fahrdynamik*. Renningen : expert Verlag, 2007. ISBN 978-3-8169-2658-0.
158. **Matschinsky, Wolfgang.** *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2007. ISBN 978-3-540-71196-4.
159. **Lennert, Simone.** *Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen : Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen*. Darmstadt : Technische Universität, 2008. Dissertation.
160. **Schickedanz, Christian Johannes.** *Zum Übertragungsverhalten nichtlinearer Mehreingangssysteme und dessen Anwendung zur Entwicklung des automobilen Fahrkomforts durch Simulation*. Frankfurt am Main : Universität, 2013. Dissertation.
161. **Huneke, Malte.** *Fahrverhaltensbewertung mit anwendungsspezifischen Fahrdynamikmodellen*. Braunschweig : Technische Universität, 2011.

162. **Mitschke, Manfred.** Das Einspurmodell von Riekert-Schunck. *ATZ*. 2005, Jahrgang 107.
163. **Pacejka, Hans.** *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford, UK : Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0-080-97017-2 .

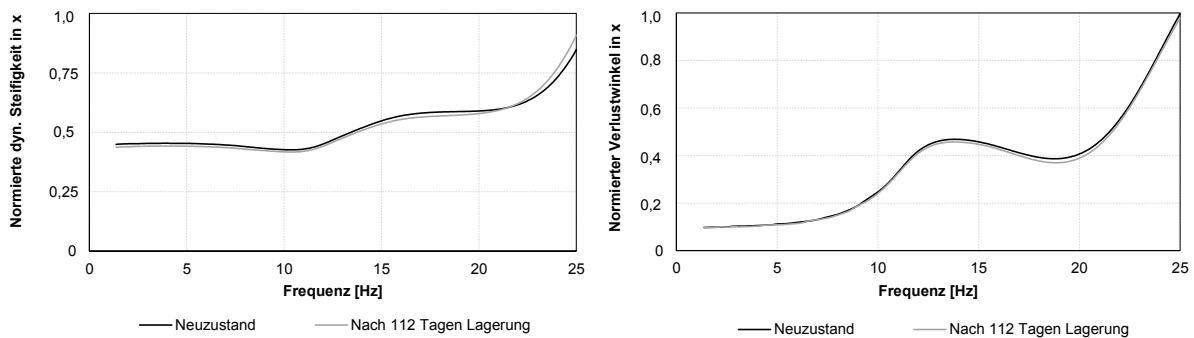
Anhang

A1. Achsprüfprogramm nach Haberzettl [57; 129; 130; 138]

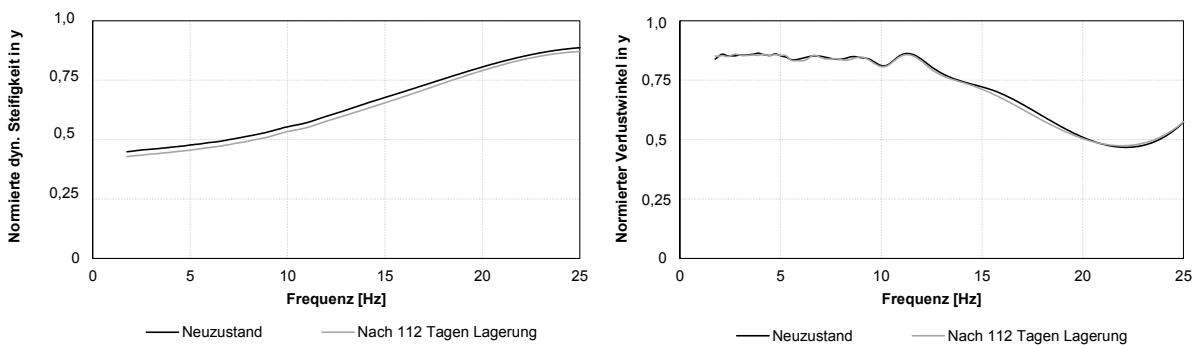
Signalform	Richtung	Amplitude	Frequenz bzw. Geschwindigkeit	Regelung
Dreieck 	Longitudinal x	$\pm 2 \text{ kN}$	100 N/s	Kraftregelung
	Lateral y	$\pm 7 \text{ kN}$	100 N/s	Kraftregelung
	Vertikal z	$\pm 20 \text{ mm}$	0,5 mm/s	Wegregelung
Frequenzsweep 	Longitudinal x	$\pm 0,5 \text{ mm} \mid \pm 1 \text{ mm}$	0 – 30 Hz	Wegregelung
	Lateral y	$\pm 0,5 \text{ kN} \mid \pm 1 \text{ kN}$	0 – 30 Hz	Kraftregelung
	Vertikal z	$\pm 0,5 \text{ mm} \mid \pm 2 \text{ mm}$	0 – 30 Hz	Wegregelung
Frequenzkontinuierlicher Sweep nach Zauner [136] 	Vertikal z	$\pm 32 \text{ mm}$ $\pm 200 \text{ mm/s}$ $\pm 25133 \text{ mm/s}^2$	0 – 1 Hz 1 – 20 Hz 20 – 30 Hz	Wegregelung
Amplitudensweep nach Lefevre [137; 138] 	Vertikal z	0,02 – 1 mm 0,02 – 2 mm 0,02 – 2 mm 0,02 – 2 mm 0,04 – 4 mm 0,04 – 4 mm	30 Hz 15 Hz 10 Hz 5 Hz 2 Hz 1 Hz	Wegregelung
Transienter Stoß 	Longitudinal x	$\pm 7 \text{ mm} \mid \pm 14 \text{ mm}$		
	Vertikal z	$\pm 10 \text{ mm} \mid \pm 30 \text{ mm}$		

A2. Weitere Ergebnisse der Frequenz- und Amplitudensweeps der Achsprüfung

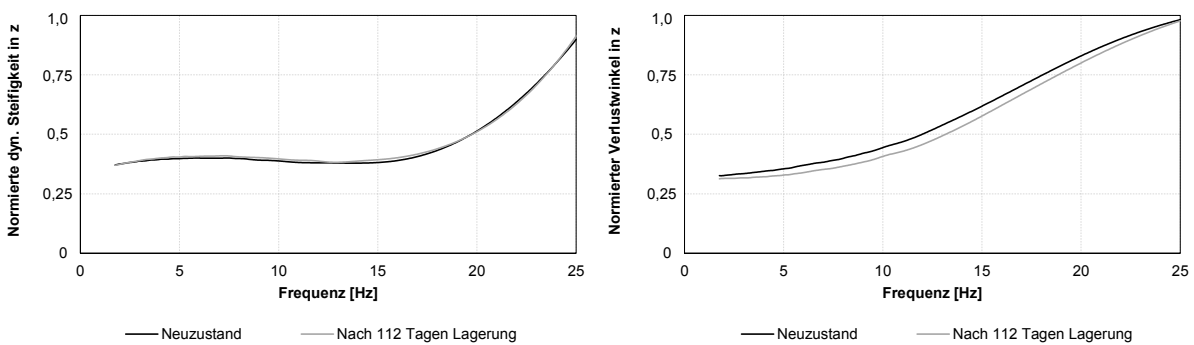
0-25 Hz mit 0,5 mm



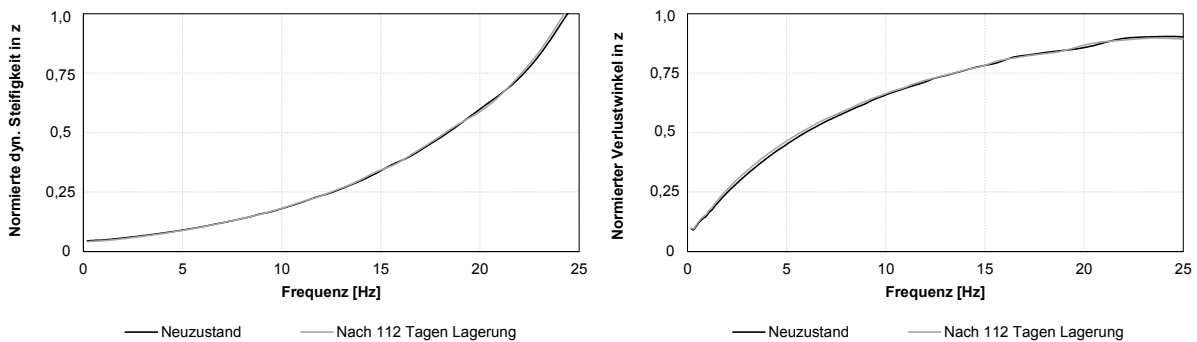
0-25 Hz mit 0,5 kN

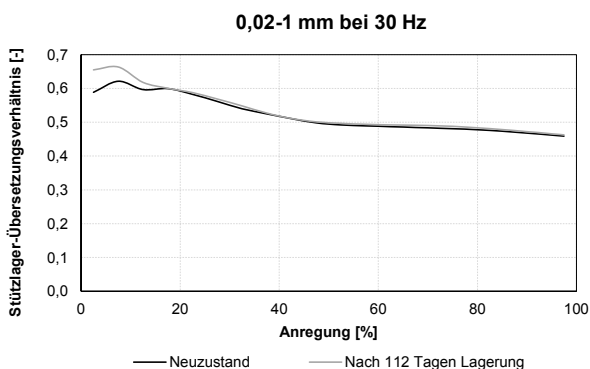
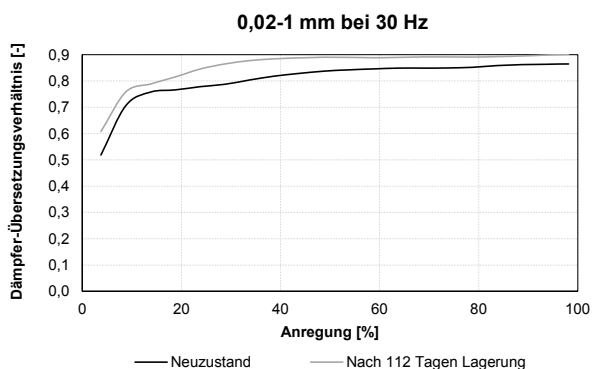
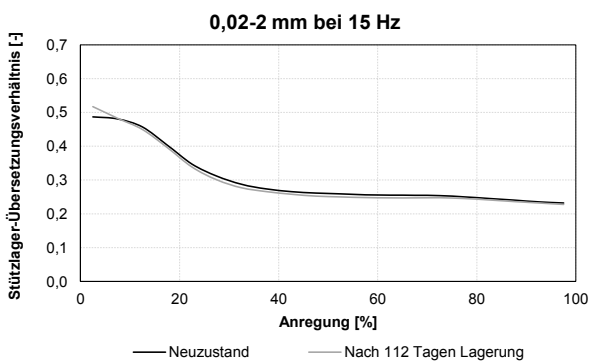
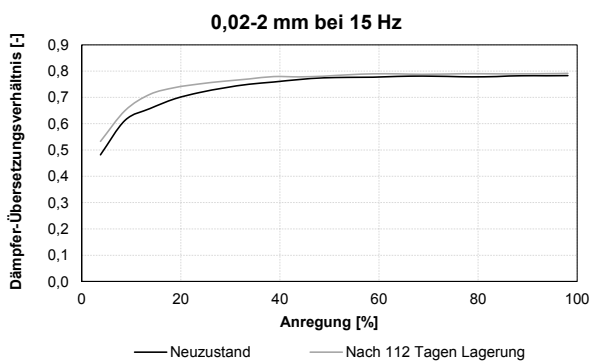
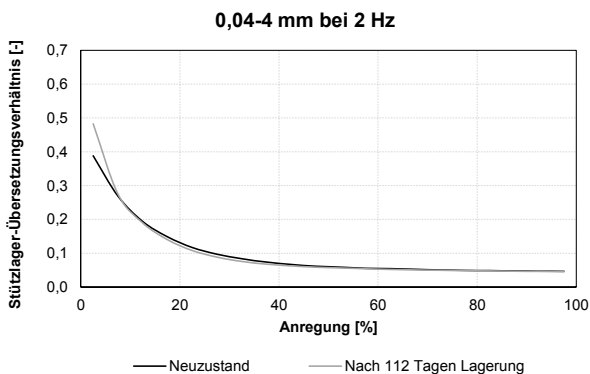
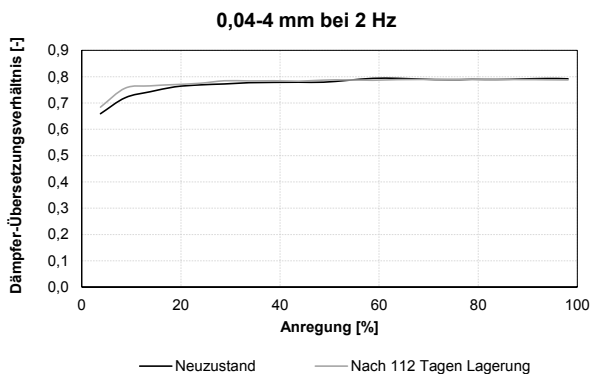
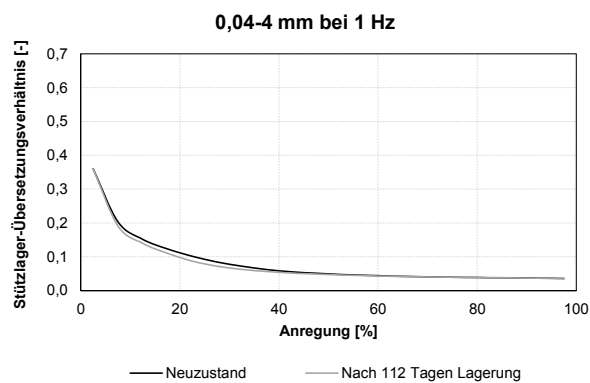
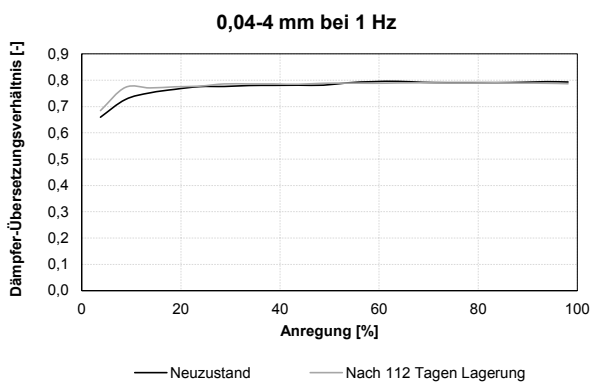


0-25 Hz mit 0,5 mm



Frequenzkontinuierlicher Sweep nach Zauner [136]





A3. Modellparameter der verwendeten Gummilagermodelle

Neuzustand			
Radial		Axial	
x	fx	z	fz
-0,3	-9925,69	-5,57	-1089,6
-0,2	-6617,13	-3,44	-593,8
-0,1	-3308,56	-0,55	-91,8
0	0,00	0	0
0,1	3308,56	2,59	417,6
0,2	6617,13	5,57	910,5
0,3	9925,69		
FILE_TYPE = 'bus'		FILE_TYPE = 'bus'	
FX_DAMPING = 20		FZ_DAMPING = 0.2	
FILE_TYPE = 'fbu'		FILE_TYPE = 'fbu'	
X_LOSS_ANGLE = 3.5		Z_LOSS_ANGLE = 4.5	

Nach 112 Tagen Lagerung			
Radial		Axial	
x	fx	z	fz
-0,5	-8796,21	-5,57	-1089,6
-0,4	-7036,97	-3,44	-593,8
-0,3	-5277,73	-0,55	-91,8
-0,2	-3518,48	0	0
-0,1	-1759,24	2,59	417,6
0	0,00	5,57	910,5
0,1	1759,24		
0,2	3518,48		
0,3	5277,73		
0,4	7036,97		
0,5	8796,21		
FILE_TYPE = 'bus'		FILE_TYPE = 'bus'	
FX_DAMPING = 20		FZ_DAMPING = 0.2	
FILE_TYPE = 'fbu'		FILE_TYPE = 'fbu'	
X_LOSS_ANGLE = 3.5		Z_LOSS_ANGLE = 4.5	

Parameter FILE_TYPE = 'pfe'	Neuzustand		Nach 112 Tagen Lagerung	
	Radial	Axial	Radial	Axial
Act_nonlinear	0	0	0	0
Couple	0	0	0	0
kstat	34236201	149462	17579701.00	149462
rho	71954.81408	830.85258	9385.25468	830.85258
RDL	8.5885e-006	1.3530e-003	2.3840e-005	1.3530e-003
alfa	0.37170	0.37170	0.37170	0.37170
beta	0.09710	0.09710	0.09710	0.09710
gamma	0.00840	0.00840	0.00840	0.00840
scaler	8.58828	8.58828	8.58828	8.58828
Delta_L_grad	0.01922	7.28399	2.05062	7.28399
rnl	0.02000	0.03600	0.10000	0.03600



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Jens Kemna
Geburtsdatum:	01.02.1988
Geburtsort:	Leimen/Baden-Württemberg
Staatsangehörigkeit:	deutsch
Familienstand:	ledig

Studium

03/2008 – 09/2011	Hochschule Esslingen Fahrzeugtechnik mit der Vertiefung Fahrwerk- und Regelsysteme
10/2011 – 12/2013	Universität Stuttgart Fahrzeug- und Motorentchnik mit den Vertiefungsfächern Kraftfahrzeugtechnik und Fabrikbetriebslehre

Berufstätigkeit

07/2007 – 09/2007	Mercedes-Benz Niederlassung Mannheim-Heidelberg-Landau Grund- und Fertigungspraktikum
08/2008 – 09/2008	Daimler AG, Mannheim Praktikum im Kompetenzzentrum für emissionsarme Nutzfahrzeuge (KEN)
03/2010 – 09/2010	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Praxissemester in der Entwicklung Gesamtfahrwerk, Erprobung und Qualität
10/2010 – 03/2011	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Werkstudent in der Entwicklung Fahrwerk Achs- und Lenksysteme, Räder
04/2011 – 09/2011	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Bachelor-Thesis: „Analyse der Lenkgetriebekräfte beim Parkieren im Stand“
08/2012 – 04/2013	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Werkstudent in der Entwicklung Fahrwerk Achs- und Lenksysteme, Räder
06/2013 – 12/2013	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Master-Thesis: „Untersuchung des Einflusses von Achs-Elastokinematik-Größen auf das Anlenkverhalten“
06/2014 – 05/2017	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Doktorand auf dem Gebiet der Analyse von Elastomerlagern im Bereich Entwicklung Fahrwerk Achsen und Fahrwerkkonzepte
06/2017 –	Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Weissach Entwicklungsingenieur Achsen Gummi-Metall-Lager