



Lukas Schaffenrath, BSc

Charakterisierung von Elastomeren für die Schwingungsentkoppelung von Anbauteilen beim Motorrad

Master's Thesis

to achieve the university degree of

Master of Science

Master's degree programme: Elektrotechnik-Toningenieur

submitted to

Graz University of Technology

Supervisor

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Daniel Watzenig, Dipl.-Ing. Andreas Probst

Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung in cooperation
with KTM AG

Head: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Brasseur

Graz, Juni 2018

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

Datum

Unterschrift

Abstract

The selection of a suitable elastomer bearing a specific mounted part is a big challenge because the characteristics of the material are depending on many factors and are also non-linear, especially under higher stress.

The isolation from a vibrating frame is due to the insulation and damping characteristics of a visko-elastic layer in between the mounted part and the frame. The insulation is an effect of a mismatch in impedance at the boundary. The bigger the mismatch, the better the insulation. The damping depends mostly on the material and it's thickness.

The stiffness of an elastomer is changing with the frequency of a periodic excitation. The frequency dependent ratio of displacement at the input and the resulting force at the output is called *dynamic stiffness*. Based on the ISO-Norm 10846 a testbench for measuring the dynamic stiffness of small rubber bearings used with mounted parts on motorcycles could be built. The results showed that the stiffness does depend much more on the formfactor or the geometry of the bearing than it does on the shore-hardness. Further, a rise in stiffness could be showed that is resulting from the lower displacements at higher frequencies. This is why the dynamic stiffness follows a logarithmic curve in the visko-elastic area. At certain higher frequencies the requirements for a valid measurement could not be met. This was the case especially for stiffer parts but the boundaries for valid measurements could be extended by using higher input levels.

When looking at a whole oscillating system composed of an elastomer bearing and a known mass, a dropping resonance frequency can be seen when the amplitude is rising, the diameter is lowered, the mass gets heavier or the shore-hardness higher.

Modal analysis is a way to describe the behaviour of structure by a modal model. This model then can be used to predict how the structure could behave under certain circumstances. But the approximation from the modal model showed only useful for very soft elastomer-parts.

When investigating the oscillation of a speedometer which was hold in place by a flexible mount and on a series-production Motorcycle, it could be determined that the movement of the speedometer was a result from two oscillating systems. One composed of the speedometer and the flexible mont and the other one cosisting of the bearings and the speedometer. A softer bearing showed indeed better results with respect to isolation but in some cases this may not the case because it could also move a mode in an area where there is an engine-order.

Kurzfassung

Die Auswahl eines passenden Elastomerbauteils zur Lagerung eines bestimmten Anbauteils stellt eine große Herausforderung dar, da die Eigenschaften von Elastomerstoffen von vielen Faktoren beeinflusst werden und sich diese besonders bei höherer Beanspruchung nichtlinear verhalten.

Die Entkoppelung vom vibrierenden Rahmen beruht dabei sowohl auf Dämmung als auch auf Dämpfung durch das zwischenschalten einer elastischen Schicht. Die Dämmung entsteht durch Reflexion von Körperschall am Übergang von Rahmen zu Elastomerlager, wobei ein stärkerer Impedanzsprung eine bessere Isolation bewirkt. Die Dämpfung ist sehr stark Materialabhängig und nimmt mit der Dicke der elastischen Schicht zu.

Bei dynamischer Anregung durch ein periodisches Signal verändert sich die Steifigkeit mit der Frequenz. Das frequenzabhängige Übertragungsverhalten (*dynamische Steifigkeit*) wird durch das komplexe Verhältnis von Schwingweg auf der Eingangsseite zu Kraft auf der Ausgangsseite beschrieben. Auf Grundlage der ISO-Norm 10846 konnte ein Prüfstand entwickelt werden, welcher die dynamische Steifigkeit von mehreren Elastomerlagerungen, wie sie für die Schwingungsentkoppelung von Anbauteilen am Motorrad eingesetzt werden, normgerecht vermessen kann. Dabei zeigte sich, dass der Formfaktor bzw. die Geometrie (z.B. Durchmesser) einen wesentlich höheren Einfluss auf die Steifigkeit haben als die Materialhärte (Shorehärte). Außerdem wurde ein Versteifen hin zu höheren Frequenzen und damit niedrigeren Amplituden beobachtet. Daher ergibt sich im visko-elastischen Bereich ein logarithmischer Verlauf der dynamischen Steifigkeit. Ab einer gewissen Steifigkeit des Elastomers wurden die Normvorgaben für eine gültige Messung verletzt, das bedeutet, dass der valide Messbereich insbesondere bei härteren Elastomerteilen zu höheren Frequenzen begrenzt ist, dieser kann allerdings durch stärkere Auslenkung am Eingang erweitert werden. Bei der Untersuchung verschiedener Schwingungssysteme aus Elastomerbauteil und bekannter Masse am Ausgang konnte ein Fallen der

Resonanz zu niedrigeren Frequenzen mit steigender Amplitude, niedrigerem Durchmesser, steigender Masse bzw. höherer Shorehärte beobachtet werden. Die Modalanalyse ist ein Verfahren mit dem ein modales Modell einer Struktur erstellt werden kann. Aufgrund dieses Modells lässt sich dann vorhersagen wie sich die Struktur unter bestimmten Bedingungen verhalten könnte. Bei den Schwingungssystemen mit Elastomerlager waren die Näherungen aber nur bei sehr weichen Elastomeren brauchbar. Bei der Untersuchung des Schwingverhaltens eines Serienmotorrades mit elastomergelagertem Tacho welcher über einen biegsamen Tachohalter am Lenkerkopf fixiert war stellte sich heraus, dass die Bewegung des Tachos sowohl durch das Schwingungssystem aus Gummilager und Tacho aber auch durch das System aus Tachohalter und Tacho beeinflusst wird. Eine weichere Lagerung brachte zwar eine bessere Entkoppelung wie dies die Theorie erwarten lässt, dies ist aber meist dann nicht der Fall wenn dadurch eine Schwingungsmode in den Bereich einer Motorordnung fallen würde.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	iii
1. Einführung	1
2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung	5
2.0.1. Herstellung	5
2.0.2. Shore-Härte	6
2.0.3. Temperatur und Luftfeuchte	7
2.0.4. Vorspannung	7
2.0.5. Formfaktor	8
2.1. Verhalten von Elastomeren	8
2.1.1. Federverhalten	8
2.1.2. Dämpferverhalten	8
2.1.3. Frequenzabhängiges Verhalten	10
2.1.4. Amplitudenabhängiges Verhalten	10
2.2. Dynamische Steifigkeit	10
2.3. Modelle	12
2.3.1. viskoelastische Theorie	12
2.3.2. Modelle für die statische Hysterese	13
2.4. Entkoppelung von Körperschall	15
2.4.1. Dämmung	16
2.4.2. Dämpfung	19
2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen	21
2.5.1. Verwendete Elastomerbauteile	21
2.5.2. Bestimmung der Shorehärte	24
2.5.3. Befestigung Struktur - Anbauteil	25
3. Elastomerprüfstand	29
3.1. Prüfaufbau	30

Inhaltsverzeichnis

3.2.	Norm DIN ISO 10846: Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften	32
3.2.1.	Grundlagen	32
3.2.2.	Normvorgaben	33
3.2.3.	DIN ISO 10846-2 Direktes Verfahren	34
3.2.4.	DIN ISO 10846-3 Indirektes Verfahren	36
3.3.	Messungen Direktes Verfahren	37
3.3.1.	Silentblocks	41
3.3.2.	Rundgummis	52
3.4.	Messungen indirektes Verfahren	60
3.4.1.	Silentblocks	61
3.4.2.	Rundgummis	71
4.	Modalanalyse	77
4.1.	Übertragungsfunktion - FRF	77
4.1.1.	Schätzer für die Übertragungsfunktion	77
4.1.2.	Kohärenzfunktion	78
4.2.	Domänen	78
4.3.	Single-degree-of-freedom (SDOF) Models	79
4.4.	Modalanalyse: Elastisch gelagertes Anbauteil	82
4.4.1.	Beispiel - Silentblock: 12 mm, 40 Shore	82
5.	Beispiel: Tacho	85
5.1.	Hochlaufmessung	85
5.1.1.	Messaufbau	86
5.1.2.	Silentblocks: 18 mm 40 Shore	90
5.1.3.	Silentblocks: 18 mm 30 Shore	94
5.1.4.	Silentblocks: 12 mm 40 Shore	97
5.1.5.	Vergleich	100
6.	Rückblick und Ausblick	103
7.	Literatur	105
	Literatur	107
A.	Messübersicht	111
A.1.	Durchgeführte Messungen	111

Inhaltsverzeichnis

A.2. Messequipment	117
A.2.1. Messungen am Elastomerprüfstand	117
A.2.2. Messungen am Rollenprüfstand	118
A.3. Technische Zeichnungen	118

Abbildungsverzeichnis

1.1. Prüfstand zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit in axialer Richtung [1]	4
2.1. Abmessungen des Indenter zur Messung von Shore A und Shore C [7]	6
2.2. Messprinzip bei Shore A Mesungen [7]. Indenter dringt in Elastomer ein. Eindringtiefe korreliert zur Verformung einer Feder. Die Verformung dieser Feder dient der Bestimmung der Shorehärte.	7
2.3. Hysteresekurve im Kraft-Weg-Diagramm. Die eingeschlossene Fläche ist ein Maß für die auftretende Dämpfung. [19]	9
2.4. Dynamische Steifigkeit als Funktion der Amplitude eines Elastomers für unterschiedliche Füllstoffgehalte [15]	11
2.5. Viskolelastische Modelle zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Elastomeren[16]	14
2.6. Modelle zur Beschreibung der statischen Hysterese von Elastomeren [16]	15
2.7. Material- und Querschnittwechsel zweier Medien. Die eingeleitete Kraft F_1 erzeugt eine Welle v_1 im Medium S_1 . An der Sprungstelle bei $x = 0$ wird ein Teil der Welle reflektiert, der andere Teil setzt sich als Welle v_2 im Medium S_2 fort und erzeugt eine ausgangsseitige Kraft F_2 [6]	16
2.8. Abmessungen Rundgummi Typ 613	22
2.9. Abmessungen Rundgummi Typ 621	23
2.10. Silentblock mit 12 mm Durchmesser	24
2.11. Prüfstand zur Bestimmung der Shore-Härte (A-gewichtet)	26
2.12. Tachohalterung mit Elastomerlager	27

Abbildungsverzeichnis

3.1.	Links: Frequenzspektrum des unbelasteten Shakers (Grün) bzw. des Kragbalkens (Blau); Rechts: Beschleunigung in X (Blau), Y (Violet) und Z-Richtung (Braun) am Shakerkopf über der Frequenz aufgetragen	31
3.2.	Schematische Darstellung des direkten Laborverfahrens zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit [11]	35
3.3.	Schematische Darstellung des Indirekten Laborverfahrens zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit [12]	37
3.4.	Metallkegel zur Minimierung von Nebenwegübertragung	38
3.5.	Vergleich Kraftmessring und Impulshammer	39
3.6.	Aufbau des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Silentblocks. Am linken Tisch steht der Kragbalken, am rechten Tisch der Shaker.	40
3.7.	Schnitt durch den Messaufbau: Shakerkopf, unterer Adapter, Silentblock, oberer Adapter und Kraftmessring (rot)	43
3.8.	Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Silentblocks	44
3.9.	Messergebnisse Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.4 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite	45
3.10.	Normvorgaben Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.4 mm	46
3.11.	Messergebnisse Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.08 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite	47
3.12.	Normvorgaben Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.08 mm.	48
3.13.	Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Amplituden Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, 0.4 mm (Schwarz), 0.08 mm (Rot), 1.7 mm (Grün) Schwingweg	48
3.14.	Messergebnisse Silentblock: Durchmesser 12 mm, 60 Shore, Schwingweg 0.08 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite	49

3.15. Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Amplituden von Silentblocks: 12 mm Durchmesser, 60 Shore, Schwingwege 0.6 mm (Schwarz), 0.09 mm (Rot)	50
3.16. Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Shorehärten von Silentblocks bei gleichem Shaker-Output: 40 Shore (Schwarz), 60 Shore (Rot), 80 Shore (Grün), Durchmesser 12 mm	50
3.17. Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Geometrien bei gleichem Shaker Output für Silentblocks: Durchmesser 12 mm (Schwarz), 18 mm (Rot), 40 Shore	51
3.18. Schnitt durch den Messaufbau der direkten Methode zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in axialer Richtung. Von unten nach oben: Shakerkopf, unterer Adapter, Rundgummi (orange) mit Buchsen und Schraube, oberer Adapter und Kraftmessring (rot)	53
3.19. Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in axialer Richtung	54
3.20. Messergebnisse: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite	55
3.21. Normvorgaben: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung	55
3.22. Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung mit maximalem Schwingweg 0.15mm (Schwarz) und 0.01mm (Rot)	56
3.23. Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 (Schwarz) und Typ 621 (Rot) 40 Shore in axialer Richtung	56
3.24. Schnitt durch den Messaufbau zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in radialer Richtung. Von unten nach oben: Shakerkopf, unterer Adpater, Rundgummi mit Buchse und Gewindestange, oberer Adapter und Kraftmessring	58

Abbildungsverzeichnis

3.25. Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in radialer Richtung	58
3.26. Messergebnisse: Rundgummi Typ 621 40 Shore in radialer Richtung. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite	59
3.27. Normvorgaben: Rundgummi Typ 621 40 Shore in radialer Richtung	59
3.28. Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 (Schwarz) und Typ 621 (Rot) 40 Shore in radialer Richtung . .	60
3.29. Aufbau und Sensorpositionen des indirekten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Silentblocks. Masse wird durch Linearkugellager geführt.	62
3.30. Messergebnisse indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 153 g Vorlast. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangsseite	63
3.31. Normvorgaben indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 153 g Vorlast. Links-oben: Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)	64
3.32. Vergleich zwischen direkter (rot) und indirekter (schwarz) Methode zur Messung der dynamischen Steifigkeit: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore	65
3.33. Messergebnisse indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g Vorlast. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg Shakerkopf und Kraft auf der Ausgangseite . . .	66
3.34. Normvorgabe indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g Vorlast. Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)	67

3.35. Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Vorlasten: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g (Schwarz) und 153 g (Rot)	68
3.36. Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore bei 153 g Vorlast und 1.09 mm maximalen Schwingweg (Schwarz) bzw. 1.19 mm (Rot)	69
3.37. Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Geometrien: Silentblocks 40 Shore 12 mm Durchmesser (Schwarz) und 18mm bei gleichem shakerpegel und gleicher Vorlast von 153 g (Rot)	69
3.38. Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Shorehärten: Silentblocks 12 mm 40 Shore (Schwarz) 60 Shore (Rot) und 80 Shore (Grün) bei gleichem Shakerpegel und gleicher Vorlast von 153 g	70
3.39. Messergebnisse Rundgummi Typ 613: 40 Shore mit 153 g Vorlast und max Schwingweg von 1.2 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg Shakerkopf und Kraft auf der Ausgangseite	72
3.40. Normvorgaben Rundgummi Typ 613: 40 Shore mit 153 g Vorlast und max Schwingweg von 1.2 mm. Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)	73
3.41. Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore, maximaler Schwingweg 1.1 mm (Schwarz und 1.2 mm (Rot)) bei einer Vorlast von 153 g	74
3.42. Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore, maximaler Schwingweg 1.1 mm (Schwarz und 1.2 mm (Rot)) bei einer Vorlast von 77 g	74
3.43. Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Vorlasten: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore und Vorlast 77 g (Schwarz) bzw. 153 g (Rot)	75
4.1. Physikalische Repräsentation eines SDOF-Modelles [14]	79

Abbildungsverzeichnis

4.2.	Frequenz-, und Phasenverlauf eines SDOF-Modelles[14]	80
4.3.	Modal-Parameter Modell: Übertragungsfunktion und modale Parameter eines SDOF-Modells. mitte-rechts: Betrags- und Phasenverlauf von $H(\omega)$, unten: Zusammenhang von Übertragungsfunktion und Impulsantwort über die Fouriertransformation. [14]	81
5.1.	Tacho der Superduke R mit montierten Beschleunigungssensoren	87
5.2.	Tacho der Superduke R mit montierten Beschleunigungssensoren in der Rückansicht	88
5.3.	Koordinatensystem beim Motorrad	88
5.4.	Campbell Diagramme der drei Achsen am Motorblock während des Hochlaufes (oben) und Darstellung der maximalen Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen (unten)	89
5.5.	Beschleunigungen im Bereich der vier Ecken des Tachos in allen drei Raumrichtungen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore	91
5.6.	Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore	92
5.7.	Maximale Beschleunigungen aus dem Mittel von drei Hochläufen über der Frequenz aufgetragen. Messpunkte waren: rechte Lenkerklemme (Schwarz), rechter Tachohalter (Rot), und Tacho rechts oben (Grün). Gemessen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore	93
5.8.	Beschleunigungen im Bereich der vier Ecken des Tachos in allen drei Raumrichtungen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 30 Shore	95
5.9.	Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 30 Shore	96

5.10. Maximale Beschleunigungen aus dem Mittelwert von drei Hochläufen über der Frequenz aufgetragen. Messpunkte waren: rechte Lenkerklemme (Schwarz), rechter Tachohalter (Rot), und Tacho rechts oben (Grün). Gemessen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore 98

5.11. Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 12 mm und 40 Shore 99

5.12. Vergleich des Vektorbetrages der Beschleunigungen an vier Positionen im Bereich der Ecken des Tachos bei Lagerung mit drei unterschiedlichen Silentblocks: 18 mm 40 Shore (Schwarz), 18 mm 30 Shore (Rot) und 12 mm 40 Shore (Grün) 101

1. Einführung

In der Entwicklung von Motorrädern stellt das Schwingungsverhalten ein wichtiges Themengebiet dar. Die zahlreichen Fragestellungen die damit in Verbindung stehen betreffen unter Anderem: die Akustik des Fahrzeuges, die Vibrationen des Motors, den Komfort für den Fahrer oder Verschleißerscheinungen sowie die Verträglichkeit sämtlicher Komponenten gegenüber den auftretenden Schwingungen. Dieses weite Themengebiet wird unter der Abkürzung *NVH (Noise-Vibration-Harshness)* zusammengefasst. Mit *Noise* sind alle hörbaren Erscheinungen gemeint. *Vibration* steht für nicht direkt hörbare aber spürbare Erscheinungen und *Harshness* ist der Bereich dazwischen, welcher sowohl gehört als auch gefühlt werden kann.

Es gibt mehrere wissenschaftliche Arbeiten die sich mit den gesundheitlichen Auswirkungen von Vibrationen auf den Fahrer beschäftigen bzw. wie diese modelliert und reduziert werden können [9] [8]. Es gibt auch Ansätze bei denen versucht wird durch Isolation die Motorvibrationen welche in den Rahmen übertragen werden zu minimieren [3]. Im Gegensatz zu Automobilen ist aber bei Motorrädern der Motor fast immer starr am Rahmen verschraubt, wodurch eine bessere Kraftübertragung, aber auch eine höhere Einleitung ungewollter Vibrationen stattfindet. Viele Anbauteile wie z.B. der Tacho oder Schräglagesensor sowie das ABS-Modul dürfen aber nicht zu starken Schwingungen ausgesetzt werden, da ihre Funktion dadurch früher oder später nicht mehr einwandfrei gewährleistet werden kann. Deshalb greift man oft auf elastische Lagerungen durch Elastomere zurück.

Die Auswahl des passenden Elastomers zur Entkoppelung eines bestimmten Anbauteils gegenüber Körperschall stellt dabei eine große Herausforderung dar, da dieses, je nach Masse des Anbauteils und verwendetem Motor, genau so gewählt werden muss, dass es im Schwingsystem keine Resonanz in einem kritischen Frequenzbereich gibt. Das Elastomer hat zwar eine Federwirkung, verhält sich aber, im Unterschied zu einer idealen Feder, abhängig von eingeleitetem Körperschallpegel, aufliegendem Gewicht, Vorspannkraft

1. Einführung

usw. unterschiedlich. Dieses nichtlineare Verhalten ist verantwortlich dafür, dass die Resonanzfrequenz des Schwingensystems aus Anbauteil und Elastomerlager nicht einfach mit der Formel für den Einmassenschwinger ermittelt werden kann, sondern in der Praxis oft viele Versuche bzw. Messungen notwendig sind bis ein geeignetes Elastomerbauteil gefunden wird.

Um die Anzahl der Versuche zu minimieren und vorab die mögliche Auswahl von Elastomeren einzuschränken, ist es wichtig die Eigenschaften dieses eigenwilligen Stoffes zu berücksichtigen und die Entkoppelung von Körperschall zu verstehen. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Eigenschaften und Modellen von Elastomerstoffen und wie damit die Übertragung von Motorvibrationen auf Anbauteile reduziert werden kann. Die speziellen Eigenschaften von Elastomerstoffen werden in Kapitel 2 beschrieben und anschließend anhand von Messungen in Kapitel 3 nachvollzogen. In Kapitel 4 wird untersucht ob sich das Konzept der Modalanalyse für die Berechnung des Schwingverhaltens eines Systems mit Elastomer einsetzen lässt. Schlussendlich wird in Kapitel 5 auch ein konkreter Bezug zur Verwendung bei Motorrädern hergestellt.

Die Steifigkeit von Elastomeren ist abhängig von der Belastungsart und -stärke. Die schwankenden dynamischen Belastungen die durch die Motoranregung an einem Motorrad hervorgerufen werden, beeinflussen die sogenannte *dynamische Steifigkeit* des Materials. Dieser Kennwert ist sehr gebräuchlich für Hydrolager wie sie in Motorlagerungen eingesetzt werden. Auch für die Lagerung von Eisenbahnradern oder großen Maschinen greift man auf die Daten der dynamischen Steifigkeit zurück. Diese werden durch speziell entwickelte Prüfstände gemessen oder werden bereits vom Hersteller der Lager zur Verfügung gestellt. Meist sind die verwendeten Prüfstände auf einen bestimmten Anwendungsfall maßgeschneidert und relativ aufwändig sowie teuer in der Realisierung. Ein Beispiel für einen solchen Prüfstand findet sich in Abbildung 1.1, dieser Prüfstand dient zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit. Wie man sehen kann ist diese Apparatur sehr massiv ausgeführt um eine hohe Eigensteifigkeit zu erreichen. Außerdem wird sie über große Gummiblöcke vom Boden entkoppelt. Die Messung ist auf die axiale Richtung beschränkt wobei der bewegliche Teil über zwei Gleitlager geführt wird um Bewegungen in andere Richtungen als der Hauptmessrichtung einzuschränken.

Für die kleinen Elastomerbauteile welche zur Lagerungen von Anbauteilen bei Fahrzeugen verwendet werden gibt es von manchen Herstellern

keine Daten zur dynamischen Steifigkeit. Die Hauptaufgabe der vorliegenden Arbeit war einen geeigneten Prüfaufbau zu entwickeln und zu untersuchen in welchem Maße sich die dynamische Steifigkeit der kleinen Elastomerbauteile vermessen lässt. Das Messverfahren zur Bestimmung der dynamischen(-transfer)Steife von Elastomeren welche als Schwingungsisolatoren eingesetzt werden können ist in der ISO Norm 10846 [10] beschrieben und bildete die Grundlage für das vorliegende Konzept.

1. Einführung



Abbildung 1.1.: Prüfstand zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit in axialer Richtung
[1]

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

In modernen Produkten werden sehr häufig Elastomerbauteile verbaut. Diese erfüllen dabei verschiedenste Aufgaben wie Schalldämmung, Schwingungsdämpfung und Federung. Eine davon die hier näher betrachtet werden soll ist die Schwingungsentkoppelung von Anbauteilen. Dazu werden in Abschnitt 2.1 die Eigenschaften von Elastomerstoffen beschrieben. In Abschnitt 2.4 wird untersucht wie die Übertragung von Körperschall in benachbarte Strukturen minimiert werden kann. Im letzten Teil des Kapitels (2.5) sieht man wie die Anbauteile eines Motorrades elastisch gelagert werden können und welche konkreten Bauteile in dieser Arbeit untersucht werden.

2.0.1. Herstellung

Bei der Herstellung von Elastomeren wird entweder Naturkautschuk oder synthetischer Kautschuk mit Füllstoffen wie Ruß vermischt und anschließend durch Vulkanisation vernetzt. Dabei werden die Molekülketten durch einbringen von Schwefel und Wärmeeinwirkung miteinander verbunden [19]. Beim Vernetzen entsteht ein makroskopisches, dreidimensionales, Netzwerk durch die mechanische stabile Verbindung von Kettensegmenten (Verhakung und Verschlaufung). Der Einfluss von Füllstoffen wie Ruß führt zu einer Verstärkung bestehender Eigenschaften der reinen Polymermatrix. Zum Beispiel kann die Amplitudenabhängigkeit durch Temperaturänderung vermindert werden. [20]

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

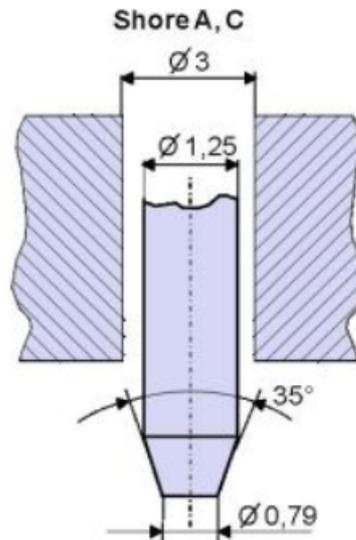


Abbildung 2.1.: Abmessungen des Indenter zur Messung von Shore A und Shore C [7]

2.0.2. Shore-Härte

Die Shore-Härte ist ein nach Albert Ferdinand Shore benanntes Maß für die Materialhärte, besonders für Elastomere und andere Polymere. Die Härte wird definiert durch die Eindringtiefe eines *Indenter*s. Dieser gehärtete Metallstift ist federgelagert, wobei die Shorehärte anhand der Verformung der Feder gemessen wird, während der Indenter mit definierter Kraft auf den Prüfling gedrückt wird (siehe Abbildung 2.2). Man unterscheidet verschiedene Shore-Prüfverfahren, namentlich Shore A,C,D und für Spezialfälle Shore AM und AO [2]. In Abbildung 2.1 ist der Indenter abgebildet, welcher für die Messung von Shore A und Shore C verwendet wird. Wichtig zu bemerken ist auch, dass die gemessene Shorehärte mit der Prüfdauer variiert, da auch bei statischer Belastung die Härte des Elastomers mit der Belastungsdauer abnimmt bis ein Minimalwert erreicht ist. Bei Shore-A ist der Zusammenhang zwischen Eindringtiefe und Shorehärte definiert mit max. 2.5 mm (= 0 Shore) und 0 mm (= 100 Shore) [2].

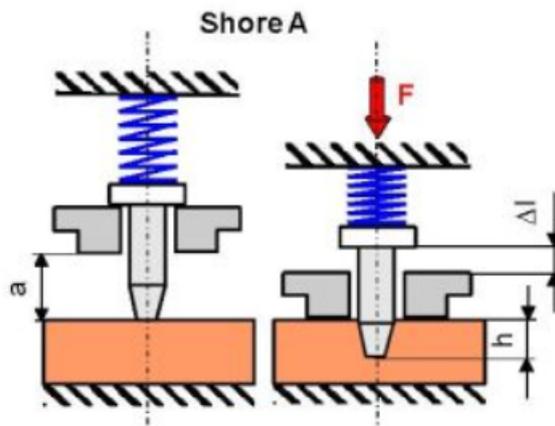


Abbildung 2.2.: Messprinzip bei Shore A Messungen [7]. Indenter dringt in Elastomer ein. Eindringtiefe korreliert zur Verformung einer Feder. Die Verformung dieser Feder dient der Bestimmung der Shorehärte.

2.0.3. Temperatur und Luftfeuchte

Die Eigenschaften eines Elastomers hängen von der Temperatur ab, da die Beweglichkeit der Molekülketten davon beeinflusst wird. Je höher die Temperatur desto beweglicher sind die Moleküle und desto weicher wirkt der Stoff. Wird eine gewisse *kritische Temperatur* unterschritten, kommt es im Zuge des *Glasübergangs* zu einem Einfrieren der Beweglichkeit [20].

Für die weiteren Betrachtungen und insbesondere die Messungen wurde die Temperaturabhängigkeit nicht weiter berücksichtigt da die Messbedingungen sehr gleichbleibend waren.

2.0.4. Vorspannung

Die Vorspannung, bzw. statische Vorlast des Elastomers beeinflusst dessen Verhalten maßgeblich, da es dadurch zu einer Kompression und einer Gegenkraft des Materials kommt. Die Vorspannung ist oftmals durch die Fixierung vorgegeben, die statische Vorlast wiederum hängt im Falle von Einbauteilen natürlich von dem Gewicht ab, welches auf dem Elastomerbauteil lagert.

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

2.0.5. Formfaktor

Der Formfaktor ist definiert durch das Verhältnis von gebundener zu ungebundener Fläche eines Elastomerbauteils. Nimmt man an, dass dieses inkompressibel ist, muss es bei einer Deformation freie Flächen geben, welche eine Ausdehnung in bestimmte Richtungen erlauben. Je weniger dieser ungebundenen Flächen am Bauteil zur Verfügung stehen, desto steifer wird dieses auf Verformungen reagieren.

2.1. Verhalten von Elastomeren

Betrachtet man die Materialeigenschaften von Elastomeren aus phenomenologischer Sicht, kann man folgendes Verhalten beobachten:

2.1.1. Federverhalten

Verformt man ein Elastomer, kehrt es analog einer Metallfeder wieder in seinen ursprünglichen Zustand zurück. Bei quasi-statischer Belastung und bei sehr niedrigen Frequenzen ist der Anteil der Federkraft an der Gesamtkraft, im Verhältnis, am höchsten. Die Federkraft ist dabei proportional zur Auslenkung, folgt allerdings keinem linearen Verlauf. Dieses nichtlineare Spannungs-Dehnungsverhalten tritt besonders bei starker Verformung auf. Kraft und Spannung verhalten sich progressiv [19].

2.1.2. Dämpferverhalten

Betrachtet man das Kraft-Weg Diagramm eines Elastomerbauteils, welches einer quasistatischen Belastung ausgesetzt wird, folgt dieses einer Hysterese. Die Fläche innerhalb der Kurve ist dabei ein Maß für die Dämpfung des Materials. Bei dieser *Materialdämpfung* wird durch innere Reibung kinetische und potenzielle Energie in Wärme umgewandelt [16].

2.1. Verhalten von Elastomeren

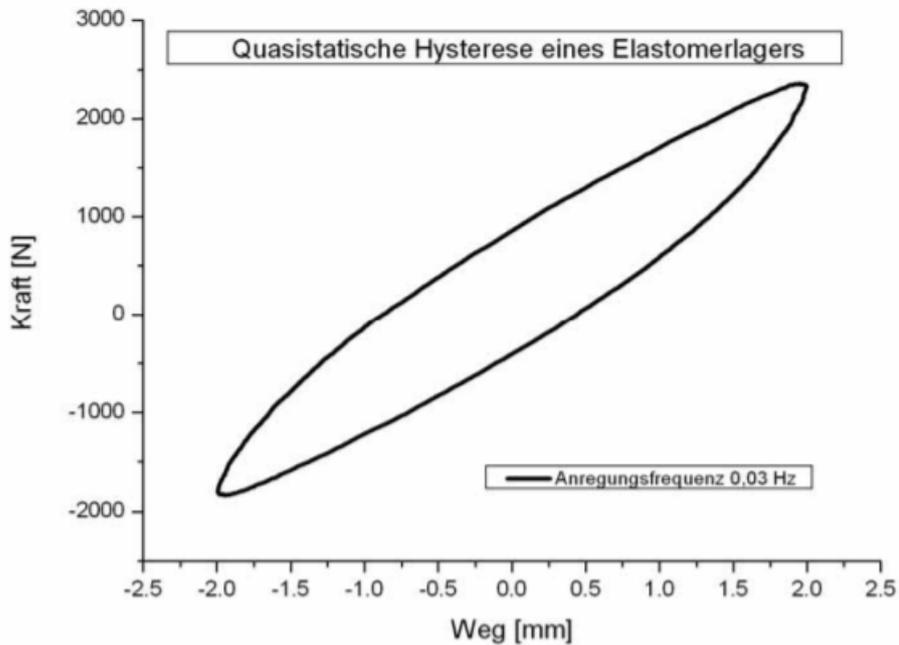


Abbildung 2.3.: Hysteresekurve im Kraft-Weg-Diagramm. Die eingeschlossene Fläche ist ein Maß für die auftretende Dämpfung. [19]

statische Hysterese

Die statische Hysterese (Abbildung 2.3) ist unabhängig von der Frequenz und beschreibt das plastische Verhalten eines Körpers. Dieses ist vorwiegend nichtlinear und hat die größte Bedeutung bei sehr hoher Beanspruchung [16]. Bei den meisten Elastomerwerkstoffen ist diese sogenannte *Gleichgewichtshysterese* allerdings vergleichsweise schwach ausgeprägt, weshalb sie meist vernachlässigt werden kann [18].

dynamische Hysterese

Die dynamische Hysterese, auch viskoelastische Hysterese genannt, ist frequenzabhängig und beschreibt das viskose Verhalten eines Materials. Die zur Beschreibung verwendeten Differentialgleichungen sind meist linear

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

(bei geringer Auslenkung) und enthalten Ableitungen nach der Zeit. Die viskose Dämpfung überwiegt bei geringer Belastung, also im elastischen Bereich [16].

2.1.3. Frequenzabhängiges Verhalten

Verantwortlich für das frequenzabhängige Verhalten ist die viskoelastische Hysterese, also die frequenzabhängige Dämpfung. Die Ursache dafür findet man in den Nachwirkungserscheinungen des Materials, welche mit der Zeit abnehmen. Typisch für Elastomere ist ein sogenanntes *schwindendes Gedächtnis*, das bedeutet, dass der Einfluss vorangegangener Beanspruchungen mit der Zeit abnimmt. Mit zunehmender Frequenz kommt es im Allgemeinen zu einer *dynamischen Verhärtung* des Elastomers [19].

2.1.4. Amplitudenabhängiges Verhalten

Die Amplitudenabhängigkeit lässt sich allein durch lineare Modelle nicht erklären. Im Allgemeinen wirkt ein Elastomer bei kleineren Amplituden und daher auch kleineren Deformationen steifer als bei höheren [19]. Diese Amplitudenabhängigkeit lässt sich auch über den Füllstoffgehalt beeinflussen, wie Payne in den 60er Jahren zeigte [15]. In Abbildung 2.4 sieht man die dynamische Steifigkeit (siehe 2.2) als Funktion der Amplitude für unterschiedliche Füllstoffgehalte.

2.2. Dynamische Steifigkeit

Bei dynamisch-mechanischer Beanspruchung durch ein periodisches Signal, zum Beispiel einem sinusförmigen Signal, ist im linear viskoelastischen Bereich die Antwort des Elementes wieder sinusförmig, allerdings in Betrag und Phase verändert. Dieses Übertragungsverhalten bei periodischer Erregung kann durch die dynamische Steifigkeit beschrieben werden. Die dynamische Steifigkeit k ist also der gebräuchliche Name für die

2.2. Dynamische Steifigkeit

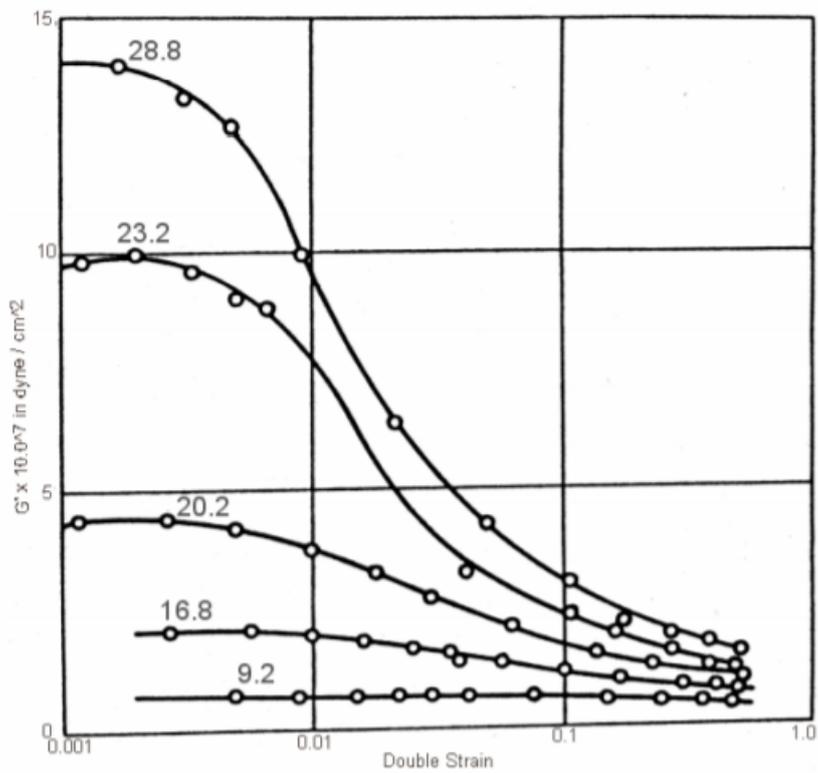


Abbildung 2.4.: Dynamische Steifigkeit als Funktion der Amplitude eines Elastomers für unterschiedliche Füllstoffgehalte [15]

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

Übertragungsfunktion zwischen Eingang und Ausgang des elastischen Elementes bei periodischer Anregung mit der Kreisfrequenz ω . Definiert ist sie durch das komplexe Verhältnis von Kraft $F(\omega)$ zu Schwingweg $x(\omega)$ wie in Gleichung 2.1 dargestellt [21].

In der für die Messungen (Kapitel 3) zugrundegelegten Norm (DIN ISO 10846-1) [norm1] ist von der *dynamischen Transfersteife* die Rede. Bei tiefen Frequenzen wird die dynamische Transfersteife nur durch die Federkraft und die Dämpferkraft bestimmt, da hier der Elastizitätsmodul und die Dämpfung, meist wenig Frequenzabhängigkeit zeigen. Erst bei höheren Frequenzen kommen auch Trägheitskräfte zum Tragen [10].

$$\underline{k} = \frac{\underline{F}(\omega)}{\underline{x}(\omega)} \quad (2.1)$$

2.3. Modelle

Um das Verhalten von Elastomerbauteilen zu beschreiben, wurden in der Vergangenheit schon etliche Modelle entwickelt [18], welche jeweils bestimmte Eigenschaften besser oder schlechter wiedergeben. Diese Modelle werden üblicherweise mit Messdaten parametrisiert, wobei verschiedene Messmethoden angewendet werden, um jeweils bestimmte Parameter zu ermitteln. Die Parameterermittlung und Modellbildung ist zwar nicht Teil dieser Arbeit, trotzdem sollen nachfolgend einige Modelle untersucht werden, um das Verhalten von Elastomerbauteilen besser verstehen zu können und die in Kapitel 3 dargestellten Messergebnisse richtig zu deuten.

2.3.1. viskoelastische Theorie

Nimmt man das Hooksche-Gesetz über den linearen Zusammenhang von Kraft und Deformation als Ausgangspunkt um die Eigenschaften von Polymeren zu beschreiben, muss beachtet werden, dass dieser lineare Zusammenhang im Allgemeinen bei Elastomeren nur bei kleinen Deformationen

gilt. Geht man in weiterer Folge davon aus, dass die elastischen Elemente inkompressible Körper sind, also sich ihr Volumen bei Deformation nicht ändert, so kann die Proportionalität aus Spannung $\sigma [N/m^2]$ und Deformation ϵ durch den Elastizitätsmodul $E [\frac{F}{m^2}]$ beschrieben werden (Gleichung 2.2)[20]. Elastomere haben aber nicht nur ein **elastisches Verhalten**, wie ein Festkörper, sondern auch ein **viskoses Verhalten**, analog einer Flüssigkeit.

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (2.2)$$

Das viskoelastische Verhalten wird durch sogenannte *rheologische Modelle* beschrieben. Die einfachsten rheologischen Modelle sind Parallel-, bzw. Serienschaltungen einer idealen elastischen Feder und eines idealen viskosen Dämpfers. Diese werden Maxwell-Modell bzw. Voigt-Modell genannt und sind in der Tabelle in Abbildung 2.5 dargestellt. Um komplexe Eigenschaften eines Elastomerbauteiles modellieren zu können werden mehrere Maxwell-, und Voigt-Elemente miteinander verschalten.

Rein viskoelastische Materialien, wie reiner Kautschuk bei niedrigen Deformationen, lassen sich gut nach der Theorie der linearen Viskoelastizität beschreiben [4]. Technisch gebräuchliche Mischungen zeigen allerdings mit ihrem nichtlinearen Verhalten Grenzen auf, wodurch die lineare Beschreibung nur näherungsweise anwendbar ist [19]. Grundsätzlich gilt: je mehr Füllstoff verwendet wird, desto nichtlinearer wird das Verhalten des Elastomers (Siehe 2.1.4).

2.3.2. Modelle für die statische Hysterese

Wie in der Tabelle in Abbildung 2.6 dargestellt, wird für die Modellierung der statischen Hysterese unter anderem ein Coulombscher-Reibdämpfer verwendet. Das Modell der reinen Coulomb-Reibung ist ein Modell für starr-plastisches Verhalten. Eine Auslenkung kann erst stattfinden, wenn eine bestimmte Kraft wirkt. Die Coulombsche-Reibungskraft ist unabhängig von der Geschwindigkeit und damit der Frequenz der Beanspruchung. Das Modell aus der Serienschaltung von Feder und Reibungselement ist

2. Elastomerbauteile zur Schwingungskoppelung

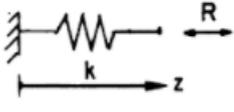
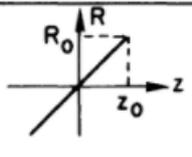
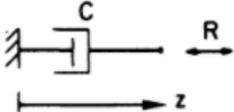
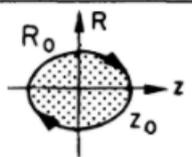
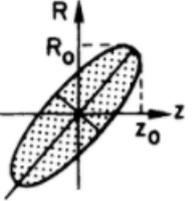
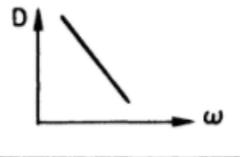
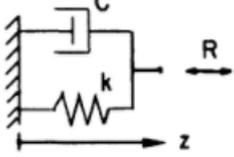
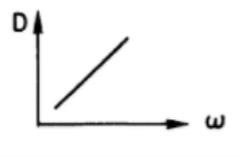
Modell	Symbol	Kraft - Weg - Hysterese	Dämpfungsenergie in Funktion der Frequenz
Feder			0
Viskoser Dämpfer			∞
Maxwell - Modell			
Voigt - Modell			

Abbildung 2.5.: Viskolelastische Modelle zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Elastomeren[16]

2.4. Entkoppelung von Körperschall

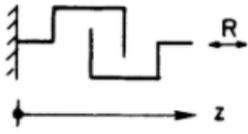
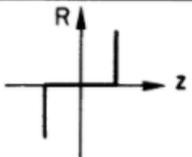
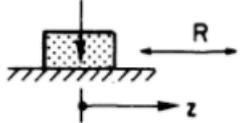
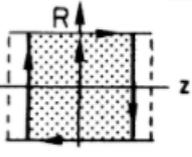
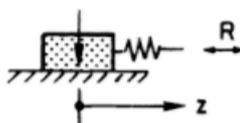
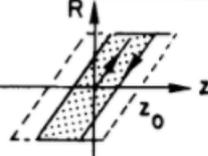
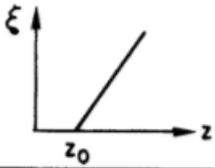
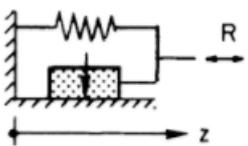
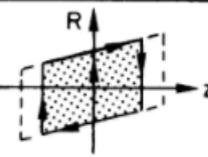
Modell	Symbol	Kraft-Weg-Hysterese	Dämpfungsmass in Funktion der Amplitude
Anschlag			0
Coulomb-Reibung			∞
Serieschaltung Feder-Reibungselement			
Parallelschaltung Feder-Reibungselement			

Abbildung 2.6.: Modelle zur Beschreibung der statischen Hysterese von Elastomeren [16]

ein elastisch-plastisches Modell. Daher im linearen Bereich wird keine Energie dissipiert, erst wenn dieser verlassen wird, z.B. bei sehr hoher Beanspruchung. [16]

2.4. Entkoppelung von Körperschall

Der Rahmen eines Motorrades schwingt sowohl durch die Motoranregung als auch durch die Fahrbahnanregung und stellt damit eine Körperschallquelle dar. Der sich im Rahmen ausbreitende Körperschall wird in die Anbauteile

2. Elastomerbauteile zur Schwingungskoppelung

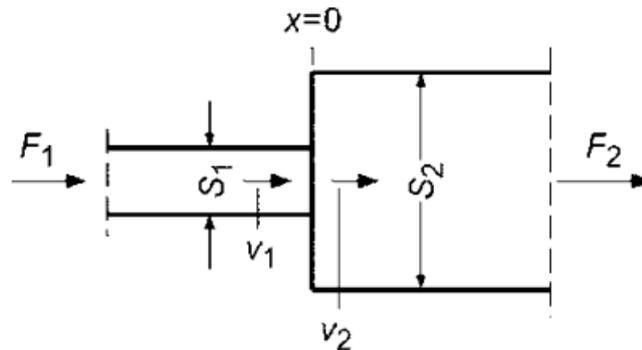


Abbildung 2.7.: Material- und Querschnittwechsel zweier Medien. Die eingeleitete Kraft F_1 erzeugt eine Welle v_1 im Medium S_1 . An der Sprungstelle bei $x = 0$ wird ein Teil der Welle reflektiert, der andere Teil setzt sich als Welle v_2 im Medium S_2 fort und erzeugt eine ausgangsseitige Kraft F_2 [6]

übertragen. Diese Übertragung ist weitgehend ungewollt, daher werden spezielle elastische Lagerelemente verwendet um eine isolierende Wirkung zu erzielen. Diese isolierende Wirkung beruht sowohl auf Dämmung als auch auf Dämpfung durch das Elastomer.

2.4.1. Dämmung

Folgende Betrachtungen veranschaulichen die Dämmung durch einen Material- und Querschnittwechsel in ein anderes Medium z.B. Rahmen in Elastomerlager. In Abbildung 2.7 ist der allgemeine Fall eines Material- und Querschnittwechsels dargestellt, wobei F_1 die eingangsseitige Kraft, F_2 die ausgangsseitige Kraft, v_1 die Schnelle im ersten Medium und v_2 die Schnelle im zweiten Medium darstellt.

$$\underline{v_1} = v_{1h} \cdot e^{-jk_1x} + v_{1r} \cdot e^{jk_1x} \quad ; \quad x < 0 \quad (2.3)$$

$$\underline{v_2} = v_{2h} \cdot e^{-jk_2x} \quad ; \quad x > 0 \quad (2.4)$$

2.4. Entkoppelung von Körperschall

$$\underline{F}_1 = Z_1(v_{1h} \cdot e^{-jk_1x} - v_{1r} \cdot e^{jk_1x}) \quad ; \quad x < 0 \quad (2.5)$$

$$\underline{F}_2 = Z_2 \cdot v_{2h} \cdot e^{-jk_2x} \quad ; \quad x < 0 \quad (2.6)$$

Durch die Fehlanpassung, aufgrund des Impedanzsprunges am Übergang von einem Medium zum Anderen ($x = 0$), kommt es zur Reflexion eines Anteiles der einlaufenden Welle, während der Rest, in Betrag und Phase verändert, transmittiert wird. Die Schnelle im ersten Medium setzt sich also aus der hinlaufenden Welle und der reflektierten rücklaufenden Welle zusammen (Gl. 2.3 [6]). Im zweiten Medium wird vorerst nur von einer hinlaufenden Welle ausgegangen (Gl. 2.4 [6]), es kommt also in erster Vereinfachung zu keiner erneuten Reflexion der transmittierten Welle.

Es wird außerdem von einer starren Anbindung ausgegangen. Daraus folgt: die Schnellen am Übergang müssen gleich sein (Gl. 2.7[6]). Des Weiteren gilt ein Kräftegleichgewicht zwischen Eingang und Ausgang (Gl. 2.8[6]). Drückt man nun mithilfe der Randbedingungen die transmittierte Schnelle durch die Schnelle im ersten Medium aus, bekommt man das Verhältnis aus Gleichung 2.12[6]. Die Leistungen beider Wellen ergeben sich gemäß Gleichung 2.11[6], setzt man diese ins Verhältnis bekommt man den Transmissionsgrad τ (Gl. 2.12[6]).

$$v_1(x = 0) = v_2(x = 0) \quad (2.7)$$

$$F_1(x = 0) = F_2(x = 0) \quad (2.8)$$

$$v_{1r} = v_{2h} - v_{1h} \quad (2.9)$$

$$v_{2h} = v_{1h} \frac{2 \cdot Z_1}{Z_1 + Z_2} \quad (2.10)$$

2. Elastomerbauteile zur Schwingungskoppelung

$$P_{1h} = Z_1 v_{1h}^2 \quad P_{2h} = Z_2 v_{2h}^2 \quad (2.11)$$

$$\tau = \frac{P_{2h}}{P_{1h}} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \left[\frac{2 \cdot Z_1}{Z_1 + Z_2} \right]^2 = \frac{4}{\left(\sqrt{\frac{Z_1}{Z_2}} + \sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} \right)^2} \quad (2.12)$$

Eine weitere Größe stellt der Reflexionsgrad $\rho = |r|^2$ dar. Dieser steht wiederum in direktem Zusammenhang mit dem Transmissionsgrad $\tau = 1 - |r|^2$ [6]. Die logarithmische Darstellung des Reflexionsfaktors in Dezibel wird Schalldämmmaß genannt $R = 10 \log\left(\frac{1}{\tau}\right)$. [6]

$$r = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (2.13)$$

Betrachtet man insbesondere den Transmissionsgrad 2.12 wird ersichtlich, dass umso mehr Energie reflektiert wird, desto gravierender die Fehlanpassung ausfällt. In anderen Worten: je weiter die beiden Impedanzen voneinander abweichen. Allerdings gelten diese Zusammenhänge nur bei ein und der selben Frequenz. Die Frequenz hat auch einen wesentlichen Einfluss auf die Fehlanpassung. Folglich sind tiefe Frequenzen eher falsch angepasst als höhere und werden deshalb eher reflektiert. Das bedeutet, dass die Fehlanpassung bei höheren Frequenzen umso größer sein muss um eine entsprechende Dämmung durch Reflexion bei Mediumwechsel zu erreichen.

Bei einem Elastomerlager tritt allerdings am Übergang zum Anbauteil ebenfalls wieder Reflexion auf. Die Welle wird im Medium also immer wieder unter Verlusten teilweise reflektiert. Die sich schließlich aufbauende Welle im Elastomer (Gl. 2.15[6]), setzt sich also aus unendlich vielen Teilwellen zusammen, deren Phasenlage durch den Weg durch das Elastomer und den Phasensprüngen an den Begrenzungsflächen bestimmt wird [6]. Um diesen Vorgang zu beschreiben wird von der an der ersten Unstetigkeitsstelle transmittierten Welle v_{2h} (Gl. 2.10) ausgegangen. An der Begrenzungsfläche am Ausgang des Mediums sieht diese Welle die Impedanz Z_3 und wird teilweise, unter Berücksichtigung des Reflexionsfaktors r_3 (Gl. 2.14), reflektiert.

2.4. Entkoppelung von Körperschall

Gleichung 2.15 zeigt die geometrische Reihe der resultierenden Welle im Elastomer. Die komplexe Notation der Wellenzahl \underline{k}_2 soll auf die verlustbehaftete Wellenausbreitung im Medium (Elastomer) hinweisen. Für $|r| < 1$ ist die Summe aller Teilwellen nach Gl. 2.16 zu bestimmen.

$$v_{3h} = \frac{2Z_2}{Z_3 + Z_2} \quad (2.14)$$

$$v_{2m} = v_{2h}(1 + r^2 e^{-2jk_2 l} + r^4 e^{-4jk_2 l} + r^6 e^{-6jk_2 l} \dots) \quad (2.15)$$

$$v_{2m} = \frac{v_{2h}}{1 - r^2 e^{-2jk_2 l}} \quad (2.16)$$

Diese resultierende Welle fällt auf das Ende der Zwischenschicht und ist die Ursache für die nach dem Elastomer weiterlaufende Welle v_{3h} (Gl. 2.17)

$$v_{3h} = v_{2h} e^{-jk_2 l} \cdot r_3 \quad (2.17)$$

Die Länge des Elastomers und die Phasenlage der Teilwellen bestimmt die *innere Resonanz* des Elastomerbauteils, bei der es durch konstruktive Überlagerung zu einer stärkeren Transmission kommt. Wie stark diese ausfällt hängt maßgeblich von der Dämpfung im Elastomer ab, da jeder Durchgang verlustbehaftet ist.

2.4.2. Dämpfung

Wie in Abschnitt 2.3.2 schon erwähnt, haben Elastomere eine Hysteresekurve im Spannungs-Dehnungs-Diagramm, wobei die eingeschlossene Fläche ein Maß für die Dämpfung des Materials darstellt. Dabei wird kinetische Energie in Wärme umgesetzt (dissipiert)[21]. Um die nichtlineare Dämpfungscharakteristik von Elastomeren zu berücksichtigen werden sowohl Modelle für die Reibungsdämpfung (2.3.2), als auch viskoelastische (Dämpfer-)Modelle verwendet bzw. kombiniert.

2. Elastomerbauteile zur Schwingungskoppelung

Wenn man für die Spannungs-, Dehnungs-Beziehung die Dämpfung berücksichtigen will, bietet sich die komplexe Schreibweise in Gl. 2.18 an.

$$\sigma(t) = \operatorname{Re}\{\underline{E}\epsilon e^{j\omega t}\} \quad (2.18)$$

Hier stellt \underline{E} den komplexen Elastizitätsmodul dar. Dieser kann auch aus dem Realteil E' und dem Verlustfaktor η dargestellt werden (siehe Gl. 2.20 [6]). Das Dämpfungsverhalten ist in der Realität von der Frequenz abhängig, die folgenden Betrachtungen gelten also nur wenn mit einzelnen Frequenzen gerechnet wird. Der Verlustwinkel (Gl. 2.21 [21]) ist ebenfalls ein Maß für die Dämpfung. Dieser ist in der Praxis frequenzabhängig und entspricht dem Phasengang der Übertragungsfunktion des Elastomers, bei Betrachtung der dynamischen Eigenschaften. Aus den Energiebeziehungen lässt sich außerdem der Dämpfungsfaktor (Gl. 2.22 [21]) ermitteln. Dieser beschreibt das Verhältnis von dissipierter Energie (Fläche unter der Hysteresekurve) zu potentieller Energie im Umkehrpunkt [21]

$$\underline{E} = E' + jE'' = E'(1 + j\eta) \quad (2.19)$$

$$\eta = \frac{E''}{E'} \quad (2.20)$$

$$\delta = \arctan \frac{E''}{E'} \quad (2.21)$$

$$\Xi = \frac{W_{diss}}{W_{pot}} = 2 \cdot \pi \frac{E''}{E'} \quad (2.22)$$

In Abschnitt 2.4.1 wurde bereits die komplexe Wellenzahl verwendet um die Verlustbehaftete Wellenausbreitung anzudeuten. Hier soll das anhand der Wellengleichung (Gl. 2.23 [6]) noch konkretisiert werden. In Gleichung 2.24 wird die komplexe Wellenzahl eingesetzt. Wie man sieht wird die Welle mit fortlaufender Ortskoordinate x gedämpft, die Welle klingt also exponentiell ab.

2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen

$$u(x, t) = \operatorname{Re}\{\hat{u}e^{j\omega t - jkx}\} = |\hat{u}| \cos(\omega t - kx - \phi) \quad (2.23)$$

$$u(x, t) = \operatorname{Re}\{\hat{u}e^{j\omega t - jkx}\} = \operatorname{Re}\{\hat{u}e^{j\omega t - j(k' + jk'')x}\} = \operatorname{Re}\{\hat{u}e^{j\omega t - jk'x - k''x}\} \quad (2.24)$$

$$= |\hat{u}|e^{-k''x} \cos(\omega t - k'x + \phi) \quad (2.25)$$

2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen

Die elastische Lagerung von Bauteilen durch Elastomere wird, im Gegensatz zu Metallfedern, in erster Linie durch die Stoffeigenschaften des Materials bestimmt. Allerdings hat auch der Formfaktor und damit die Geometrie einen sehr großen Einfluss. Man kann im Wesentlichen zwei Typen von Gummilagern unterscheiden, nämlich *ungebundene* und *gebundene*[17]. Wobei die Ungebundenen keine festen Anschlussteile haben, wie zum Beispiel Rundgummis und die Gebundenen, meist in Form von *Gummimetallelementen*, festhaftend, mit Metallteilen verbunden sind (anvulkanisiert), wie zum Beispiel *Silent-Blocks*.

2.5.1. Verwendete Elastomerbauteile

In Motorrädern von KTM werden zur Lagerung von Anbauteilen in erster Linie drei verschiedene Gummitypen verwendet. Nämlich zwei recht ähnliche Typen von Rundgummis und Silentblocks. Bei den Silentblocks handelt es sich um gebundene Elastomere, die Rundgummis werden mit Hilfe von Aluminium-Buchsen auf einen definierten Wert vorgespannt und fixiert.

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

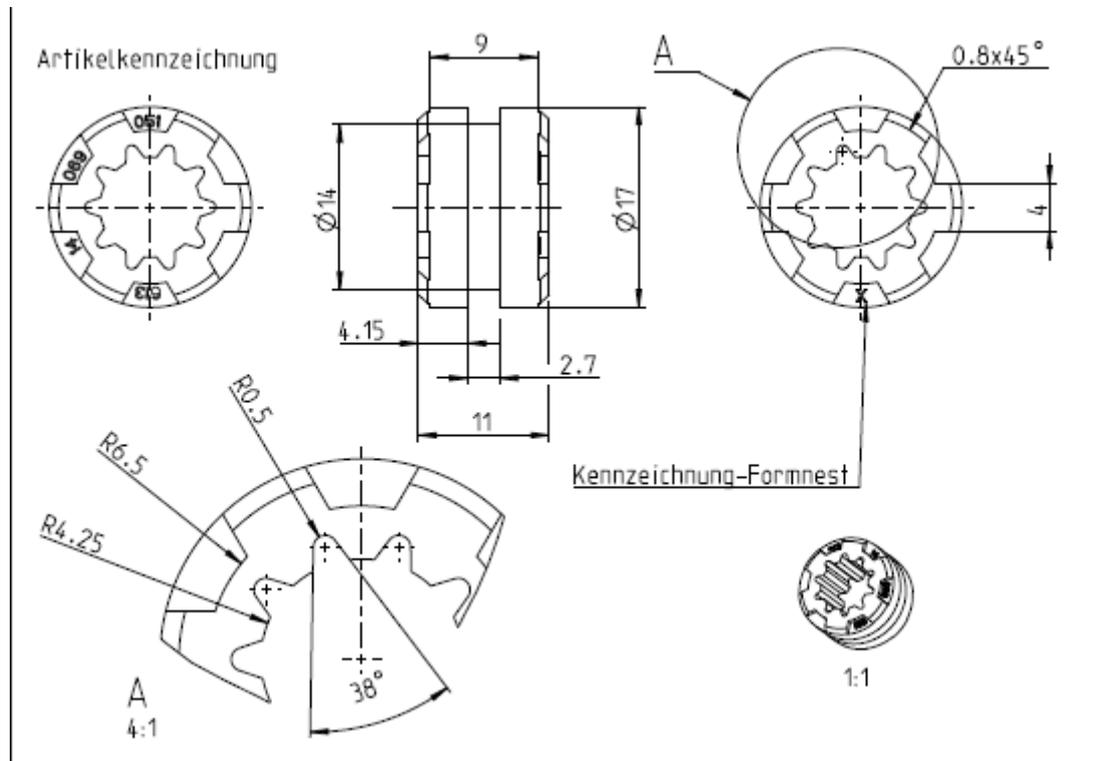


Abbildung 2.8.: Abmessungen Rundgummi Typ 613

Rundgummis

Die verwendeten Rundgummis wurden von KTM entwickelt und werden in Österreich gefertigt. Die Abmessungen vom Typ 613 und 621 finden sich in den Abbildungen 2.8 bzw. 2.9. Wie man dort sehen kann, unterscheiden sich diese nur von der Dicke im Außenmaß und der Stärke der zentrierten Rille. Die Buchsen, welche zur Fixierung verwendet werden, bestimmen auch maßgeblich die Eigenschaften der Rundgummis, da sie die Vorspannung und den Formfaktor beeinflussen.

2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen

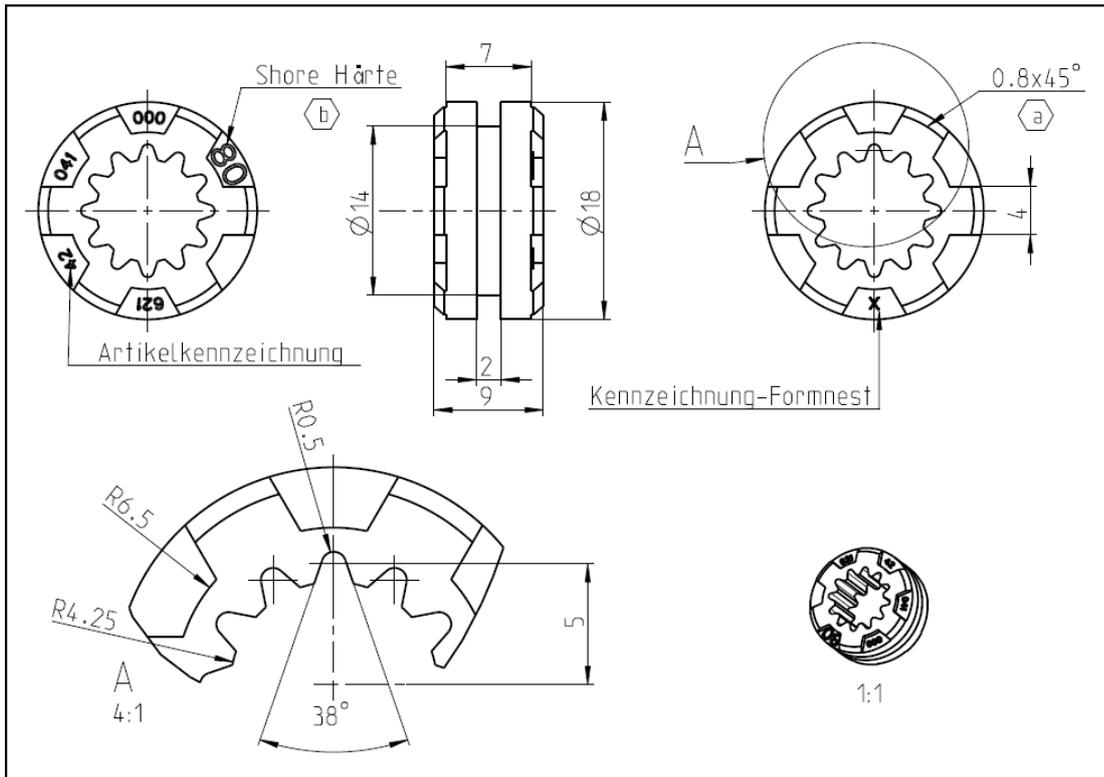


Abbildung 2.9.: Abmessungen Rundgummi Typ 621

2. Elastomerbauteile zur Schwingungsentkoppelung

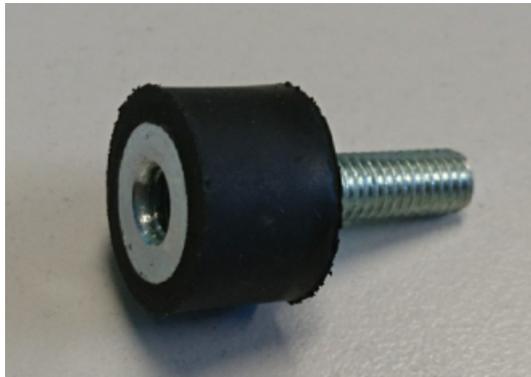


Abbildung 2.10.: Silentblock mit 12 mm Durchmesser

Silent Blocks

Die Silentblocks welche im Kapitel 3 vermessen wurden (Abbildungen 2.10) haben je ein Außen-, und ein Innengewinde (Stärke M5). Die Höhe der Silentblocks beträgt 10 mm, die Durchmesser betragen 12 mm und 18 mm. Die Tiefe des Innengewindes beträgt in etwa 3 mm. Die Firma Lohmann gibt für ihre Silentblocks aus EPDM (Ethylen-Probylen-Terpolymerisat) einen Temperaturbereich von +150 C° bis -40 C° vor.

2.5.2. Bestimmung der Shorehärte

Um die Herstellerangaben zur Shorehärte bei den verwendeten Elastomerbauteilen zu verifizieren, wurde ein Shore-A Prüfstand der Firma Sauter verwendet (siehe Abbildung 2.11). Dieser kann mit einem durchbohrten Stahlplättchen kalibriert werden, welches eine definierte Eindringtiefe aufweist. Das ist notwendig, da die Eigenschaften der zur Messung notwendigen Feder, naturgemäß, von den klimatischen Bedingungen und anderen Faktoren beeinflusst werden. Die Charakterisierung der Härte wird bei den verwendeten Elastomeren nach Shore-A vorgenommen, da diese im Gegensatz zu Shore-C und -D für vergleichsweise weiche Bauteile mit kleinen Abmessungen am besten geeignet ist. Die vorgegebene Auflagekraft wird durch das Gewicht eines 1 kG schweren Metallzylinders aufgebracht. Bei

2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen

Durchmesser 12 mm			
Shore Soll: 30	Shore Soll: 40	Shore Soll: 60	Shore Soll: 80
34.0	42.0	64.0	79.0
33.0	43.0	64.0	80.0
34.0	38.0	64.0	80.0
34.0	41.0	64.0	80.0
33.75	41	64	79.75
Durchmesser 18 mm			
Shore Soll: 30	Shore Soll: 40	Shore Soll: 60	Shore Soll: 80
32.0	45.0	60.0	80.0
33.0	43.0	59.0	80.0
33.0	44.0	57.0	73.0
33.0	45.0	60.0	80.0
32.75	44.25	59	78.25

Tabelle 2.1.: Gemessene Shorehärten mehrere Silentlocks aus einer Charge

der Messung ist vor Allem auf eine geeignete Positionierung des Prüflings bzgl. Ausrichtung und Lage zu achten um möglichst nur das Material ohne Einflüsse von Formfaktor (siehe 2.0.5) oder Geometrie zu vermessen.

Der Hersteller garantiert eine maximale Abweichung seiner Bauteile von der angegebenen Shorehärte von ± 5 . Zu Kontrollzwecken wurden von jeder Shorehärte vier verschiedene Silentblocks aus ein und der selben Charge vermessen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.1 aufgelistet. Die maximale Abweichung vom Sollwert betrug 5 Shore. Daher liegen alle vermessenen Teile im Toleranzbereich. Die Abweichung baugleicher Teile untereinander betrug meistens ein bis zwei Shore, in einem Fall bis zu 5 Shore.

2.5.3. Befestigung Struktur - Anbauteil

Die Rundgummis werden mit Buchsen vorgespannt und fixiert, ein Beispiel einer solchen Fixierung ist in Abbildung 2.12 dargestellt. Die Elastomere lagern das Anbauteil (z.B. Tacho) meist auf einer Halterstruktur. Diese Halter

2. Elastomerbauteile zur Schwingungskoppelung



Abbildung 2.11.: Prüfstand zur Bestimmung der Shore-Härte (A-gewichtet)

2.5. Elastische Lagerung von Anbauteilen



Abbildung 2.12.: Tachohalterung mit Elastomerlager

sind selbst in der Regel eher weich oder sogar selbst wieder elastisch gelagert, wodurch das Gesamtsystem mehrfach gedämpft ist. Die Silentblocks können direkt mit Anbauteil, Halter oder Rahmen verschraubt werden. Diese werden daher ohne Vorspannung bzw. Führung eingesetzt.

3. Elastomerprüfstand

Das Ziel der Vermessung der Elastomerbauteile war einerseits die Ermittlung der dynamische Steifigkeit des Elastomerbauteils und andererseits die Untersuchung eines repräsentativen Schwingungssystems. Die Messungen bezogen sich also sowohl auf die Übertragungseigenschaften bei periodischer Anregung (dynamische (Transfer-)steifigkeit) und andererseits der Resonanzeigenschaften in einem Schwingungssystem.

Als Ausgangspunkt wurde dafür die Norm DIN ISO 10846 [10] verwendet, welche verschiedene Verfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Stützelemente beschreibt. Für die Messung der dynamischen Transfersteifigkeit in translatorischer Richtung wurden zwei Messverfahren durchgeführt, nämlich das in Abschnitt 3.2.3 beschriebene direkte Verfahren und das in Abschnitt 3.2.4 beschriebene indirekte Verfahren. Bei der indirekten Methode konnte zusätzlich das Resonanzverhalten beobachtet werden.

Für die Messungen wurde ein Set aus drei verschiedenen Elastomerbauteilen in jeweils drei verschiedenen Shorehärten (40, 60, und 80 Shore) zusammengestellt. Die Prüfkörper sollten jeweils in axialer (normal zum Zeiger des Radius), sowie radialer Richtung vermessen werden. Dazu mussten spezielle Adapter entworfen und gefertigt werden um die Prüfkörper fixieren, führen und vorspannen zu können. Im Appendix befindet sich eine Liste aller gemessenen Varianten (Abschnitt: A) sowie die technischen Zeichnungen der verwendeten Adapter (Abschnitt: A.3).

Anmerkung: Die Messungen wurden alle in translatorischer Richtung durchgeführt, es wurden also keine Scherkräfte gemessen bzw. Scherspannungen berücksichtigt da diese bei Anbauteilen einen wesentlich geringeren Einfluss haben.

3. Elastomerprüfstand

3.1. Prüfaufbau

Um das Messsetup zu überprüfen wurden die Beschleunigungen am Shakerkopf einmal unbelastet mit zwei Beschleunigungssensoren in allen drei Raumrichtungen gemessen. Die Sensoren wurden symmetrisch angeordnet und es wurde der arithmetische Mittelwert gebildet. Außerdem wurde zeitgleich am Kopf einer M10-Schraube die Beschleunigung am Kragbalken gemessen, um die ungewollte Nebenwegübertragung zu quantifizieren. Zur Messung wurde der Shaker mit einem diskreten Sinussweep aus 250 Stufen bis 500 Hz angesteuert, das selbe Signal welches auch zur Vermessung der Elastomere eingesetzt wurde. Siehe Abschnitt [A.2](#) für Details zum Messequipment.

Links in [Abbildung 3.1](#) sieht man, dass aufgrund der Nebenwegübertragung mindestens 50 dB Signal-Stör-Abstand im ganzen Frequenzbereich vorliegen. Rechts im Bild ist ersichtlich, dass der Shakerkopf zwischen 200 und 300 Hz sich stark auch in andere Richtungen als der Hauptrichtung bewegt. Das sollte man bei den kommenden Messergebnissen berücksichtigen.

3.1. Prüfaufbau

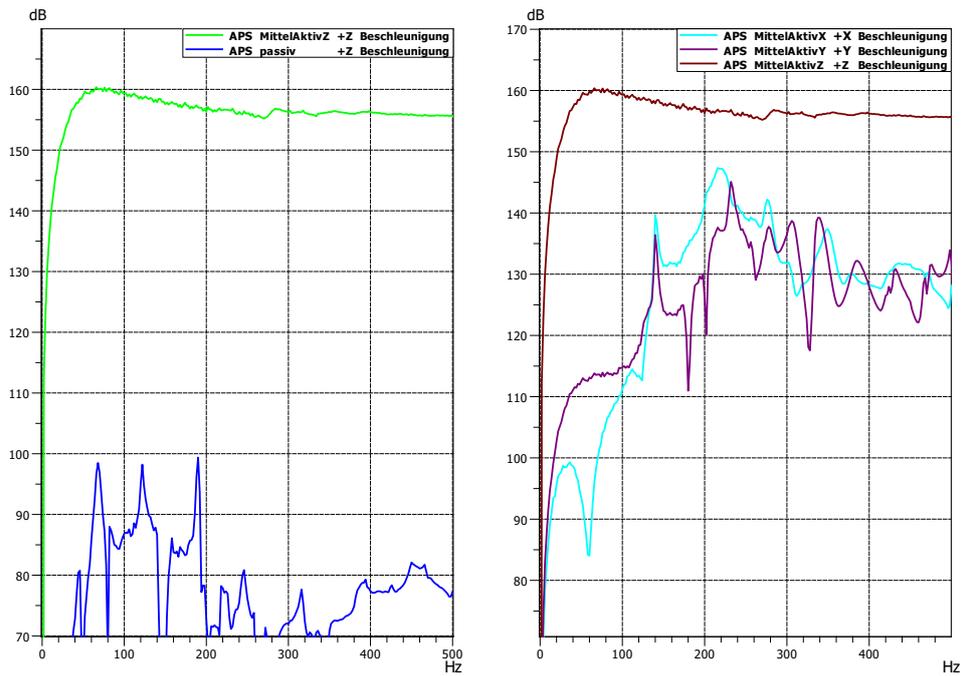


Abbildung 3.1.: Links: Frequenzspektrum des unbelasteten Shakers (Grün) bzw. des Kragbalkens (Blau); Rechts: Beschleunigung in X (Blau),Y (Violet) und Z-Richtung (Braun) am Shakerkopf über der Frequenz aufgetragen

3. Elastomerprüfstand

3.2. Norm DIN ISO 10846: Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften

Die Norm beschreibt Prüfverfahren zum Ermitteln der frequenzabhängigen Transfereigenschaften von elastischen Elementen die als Schwingungsisolatoren eingesetzt werden. Die Eigenschaften der Schwingungsisolatoren werden dadurch nicht vollständig beschrieben, jedoch eignet sich die Normmessung um sinnvolle Ergebnisse bzgl. der Körperschalldämmung zu ermitteln. Der Anwendungsbereich wird in der Norm bewusst sehr breit abgesteckt, von Haushaltsgeräten, Fahrzeugmotoren bis hin zu Schiffsantrieben und Schienenrädern ist die Rede.

3.2.1. Grundlagen

Annahmen

Für die Messungen wurden entsprechend der Norm einige Annahmen getroffen. So sind die Verbindungen zwischen dem Schwingungsisolator und der Empfängerstruktur bzw. der Schwingungsquelle als punktförmig anzusehen. Das bedeutet, dass die Kontaktflächen wie Oberflächen von starren Körpern schwingen. Außerdem muss Linearität, im Sinne der Gültigkeit des Superpositionsprinzips, gelten. Da die vermessenen Elastomere stark nichtlineares Verhalten zeigen, kann nur von Linearität im Umkreis eines Arbeitspunktes ausgegangen werden. Aus diesem Grund können auch nur Messdaten bei annähernd gleicher Schwingungsamplitude verglichen werden. Außerdem wurde angenommen, dass der Schwingungsisolator näherungsweise nur in eine Richtung angeregt wird und es keine nennenswerte Nebenwegübertragung gibt (siehe [3.2.2](#)).

3.2. Norm DIN ISO 10846: Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften

Messverfahren

In der Norm werden drei Verfahren beschrieben, welche sich im Bezug auf ihre Vorteile und Nachteile ergänzen: Die direkte Methode, die indirekte Methode und das Verfahren unter der Verwendung der Eingangsteifigkeit. Letzteres wird nur dann verwendet, wenn ausschließlich die Wechselkraft auf der Eingangsseite gemessen werden kann [10]. Jedes der Messverfahren erfüllt dabei für diese Arbeit einen bestimmten Zweck:

- **Direkte Methode:** Untersuchung des **Übertragungsverhaltens**
- **Indirekte Methode:** Untersuchung des **Resonanzverhaltens**

Dabei ist zu beachten, dass die indirekte Methode zwar zur Bestimmung der dynamischen Transfersteife verwendet werden kann, in der Praxis sich aber durch die Resonanz der gültige Frequenzbereich recht hoch liegt. Deshalb wurde die indirekte Methode hauptsächlich zur Untersuchung des Resonanzverhaltens angewandt. Auch für andere Prüfaufbauten bei denen die dynamische Transfersteife gemessen werden soll gilt, dass die indirekte Methode für den oberen Frequenzbereich und die direkte für den unteren Frequenzbereich meist besser geeignet ist.

3.2.2. Normvorgaben

Neben den in 3.2.1 erwähnten Annahmen und den für das jeweilige Messverfahren spezifischen Anforderungen, muss der Prüfaufbau für eine Normgerechte Messung der dynamischen Transfersteife auch noch zwei qualitative Vorgaben einhalten:

1. Eine minimale Differenz der Beschleunigungspegel zwischen Eingangsseite und Ausgangsseite von 20 dB (Gl. 3.1). Damit soll sichergestellt werden, dass die Nebengewegübertragung minimal ist, sowie der Steifigkeitsunterschied von Prüfling und Prüfraumen groß genug ist
2. Eine minimale Differenz der Beschleunigungspegel zwischen der Hauptmessrichtung und dazu normalen Richtungen von 15 dB auf der Eingangsseite (Gl. 3.2). Damit wird überprüft ob der Prüfkörper in erster Linie nur in Hauptrichtung angeregt wird.

3. Elastomerprüfstand

$$10\lg\frac{a_1}{a_0} - 10\lg\frac{a_2}{a_0} > 20\text{dB} \quad (3.1)$$

$$10\lg\frac{a_1}{a_0} - 10\lg\frac{a_{1ortho}}{a_0} > 15\text{dB} \quad (3.2)$$

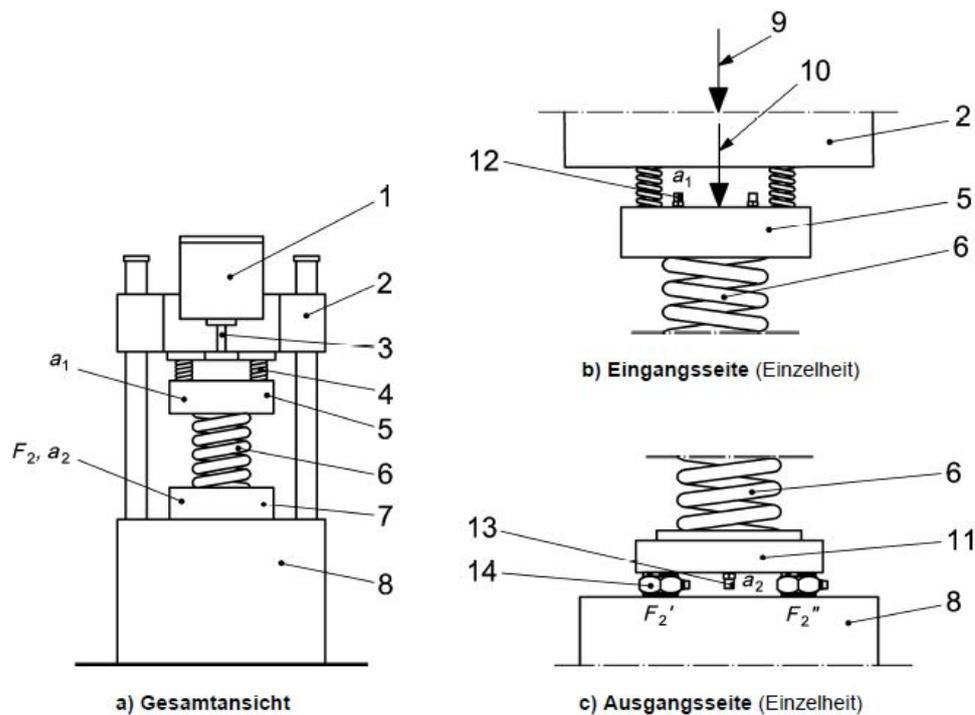
$$a_0 = 10^{-6}\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$$

3.2.3. DIN ISO 10846-2 Direktes Verfahren

Das charakteristische an dieser Messmethode ist, dass die ausgangsseitige Kraft, bei fester Einspannung des Prüfkörpers, zwischen diesem und einer starren Grundplatte direkt gemessen wird. Der schematische Prüfaufbau und alle benötigten Messpunkte sind in Abbildung 3.2 dargestellt. Auf der Eingangsseite wird die Beschleunigung oder der Schwingweg gemessen. Auf der Ausgangsseite muss zusätzlich zur Kraft auch noch Beschleunigung oder Schwingweg gemessen werden um die Normvorgaben (siehe Abschnitt 3.2.2) überprüfen zu können. Überall dort wo Sensoren nicht zentrisch angeordnet werden können, müssen zwei Sensoren symmetrisch montiert und der arithmetische Mittelwert gebildet werden. Wird eingangsseitig die Beschleunigung gemessen, kann der Schwingweg (wird für die dynamische Transfersteife benötigt) durch zweifache Integration daraus gewonnen werden [11].

Die mitbewegte Masse auf der Eingangseite dient dem Erreichen einer einheitlichen Schwingungsverteilung und der Minimierung von Querbewegungen. Der Prüfling ist möglichst so zu verbauen wie er auch praktisch verwendet wird. Dazu sind entsprechende Anschlusssteile und Adapter notwendig. Diese Teile bilden zwischen dem Prüfling und der festen Einspannung eine Masse, welche als systematischer Fehler betrachtet werden muss und deshalb möglichst klein gehalten werden soll. Prinzipiell sind die Messungen in jenem Frequenzbereich gültig in dem alle Anforderungen erfüllt werden [11].

3.2. Norm DIN ISO 10846: Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften



Legende

- 1 Schwingungserreger
- 2 Traverse
- 3 Stößel
- 4 Federn zur dynamischen Entkopplung, statische Vorlast
- 5 mitbewegte Masse
- 6 Prüfkörper
- 7 Messung von Kraft und Beschleunigung ausgangsseitig
- 8 starre Grundplatte
- 9 statische Vorlast
- 10 dynamische Erregung
- 11 Lastverteilungsplatte auf der Ausgangsseite
- 12 Messung der Beschleunigung a_1 eingangsseitig
- 13 Messung der Beschleunigung a_2 ausgangsseitig
- 14 Messung der Kraft $F_2 = F_2' + F_2''$ in Normalenrichtung ausgangsseitig

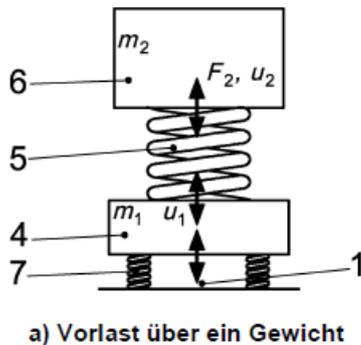
Abbildung 3.2.: Schematische Darstellung des direkten Laborverfahrens zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit [11]

3. Elastomerprüfstand

3.2.4. DIN ISO 10846-3 Indirektes Verfahren

Beim indirekten Verfahren wird ,im Gegensatz zum direkten Verfahren (Abschnitt 3.2.3), der Prüfling ausgangsseitig nicht fest eingespannt, sondern mit einer sogenannten *Sperrmasse* belastet. Die ausgangsseitige Kraft wird über die Beschleunigung dieser Sperrmasse mit bekanntem Gewicht berechnet. In Abbildung 3.3 ist ein Prüfaufbau schematisch dargestellt. Es müssen auf beiden Seiten des Prüfkörpers die Beschleunigungen oder die Schwingwege gemessen werden. Dabei gilt, wie bei der direkten Methode, dass nicht zentrisch realisierbare Sensorpositionen durch zwei symmetrische und gemittelte ersetzt werden müssen. Die Gewichtskraft der Sperrmasse wird als statische Vorlast des Prüfkörpers benutzt. Eine weitere Funktion besteht darin eine gleichmäßige Schwingungsverteilung herzustellen [12]. Es müssen außerdem die in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Normvorgaben eingehalten werden. Um diese zu erreichen sieht die Norm, bei Bedarf auch die Verwendung von reibungsarmen Gleitlagern vor. Der nutzbare Frequenzbereich hängt vor Allem von der sich aus dem Schwingungssystem (Prüfkörper - Sperrmasse) ergebenden Resonanz ab. Generell sollte diese tief liegen da, im Allgemeinen, meist erst oberhalb des doppelten der Resonanzfrequenz die Normvorgaben erfüllt sind. Theoretisch wird der normgerecht nutzbare Frequenzbereich auch zu höheren Frequenzen hin beschränkt, da irgendwann die Sperrmasse nicht mehr als starr schwingender Körper angesehen werden kann. Allerdings ist diese obere Grenzfrequenz bei einer Sperrmasse von 100 kg in etwa bei 2000 Hz und sinkt weiter mit zunehmendem Gewicht. Bei den Gewichten, die ein übliches Anbauteil am Motorrad hat (ca. 50 g bis 500 g), kann man also definitiv ausschließen, dass eine obere Grenzfrequenz aufgrund dieses Effektes einzuhalten wäre [12].

3.3. Messungen Direktes Verfahren



Legende

- | | | | |
|---|---|---|---|
| 1 | Schwingungserreger | 5 | Prüfkörper |
| 2 | verstellbare Transverse | 6 | Masse zur Belastung der Ausgangsseite des Prüfkörpers |
| 3 | Federn zur dynamischen Entkopplung, statische Vorlast | 7 | zusätzliche Schwingungsisolatoren |
| 4 | Masse zur Lastverteilung | 8 | starre Grundplatte |

Abbildung 3.3.: Schematische Darstellung des Indirekten Laborverfahrens zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit [12]

3.3. Messungen Direktes Verfahren

Die in Abschnitt 3.2 beschriebene Norm diente als Grundlage um einen geeigneten Messaufbau zu konstruieren. Das Ziel war dabei weniger eine streng nach Norm durchgeführte Messung aller Elastomerbauteile durchzuführen, sondern die Herangehensweise zu verstehen und mit den zur Verfügung stehenden Ressourcen, in einem absehbaren Zeitraum, aussagekräftige Erkenntnisse für die praktische Arbeit zu erlangen.

Im Gegensatz zur schematischen Darstellung der Norm (Abbildung 3.2), wurde der Gummi nicht von oben gegen eine Grundplatte angeregt, sondern von unten gegen einen auskragenden Balken (siehe Abbildung 3.6). Der Schwingungserreger, ein elektromagnetischer Shaker, stand dabei auf einem schweren Schweißstisch aus Stahl, während der Kragbalken auf einem weiteren Schweißstisch stand. Um die Nebenwegübertragung über den Boden weiter zu minimieren, wurde der zweite Tisch (mit dem Kragbalken) auf konisch zulaufende Metallzylinder (Abbildung 3.4) gestellt.

Die Messung der Kraft wurde bei allen direkten Messungen durch einen

3. Elastomerprüfstand



Abbildung 3.4.: Metallkegel zur Minimierung von Nebenwegübertragung

Kraftmessring realisiert (siehe [A.2](#)). Der jeweils für die Messmethode und das Bauteil benötigte Adapter wurde mit einer M10-Schraube und einem Drehmoment von 20 kN gegen den Kragbalken geschraubt. Dazwischen wurde der Kraftmessring eingespannt, die Kraft wurde also im fest eingespannten Zustand gemessen. Dafür musste der Kraftmessring auch im eingespannten Zustand kalibriert werden. Zu diesem Zweck wurde ein Impulshammer mit Kraftsensor verwendet und mehrere Schläge unterschiedlicher Stärke auf die Unterseite des Adapters ausgeübt. Aus den Messungen wurde dann der Kalibrierfaktor bestimmt. Nach erfolgter Kalibrierung stimmte die gemessene Kraft zwischen Ring und Hammer sehr gut überein wie man in [Abbildung 3.5](#) sehen kann. Die Beschleunigung am Shakerkopf (Eingangsseite) wurde an zwei symmetrischen Positionen gemessen und die ausgangsseitige Beschleunigung am Kopf der M10-Schraube.

3.3. Messungen Direktes Verfahren

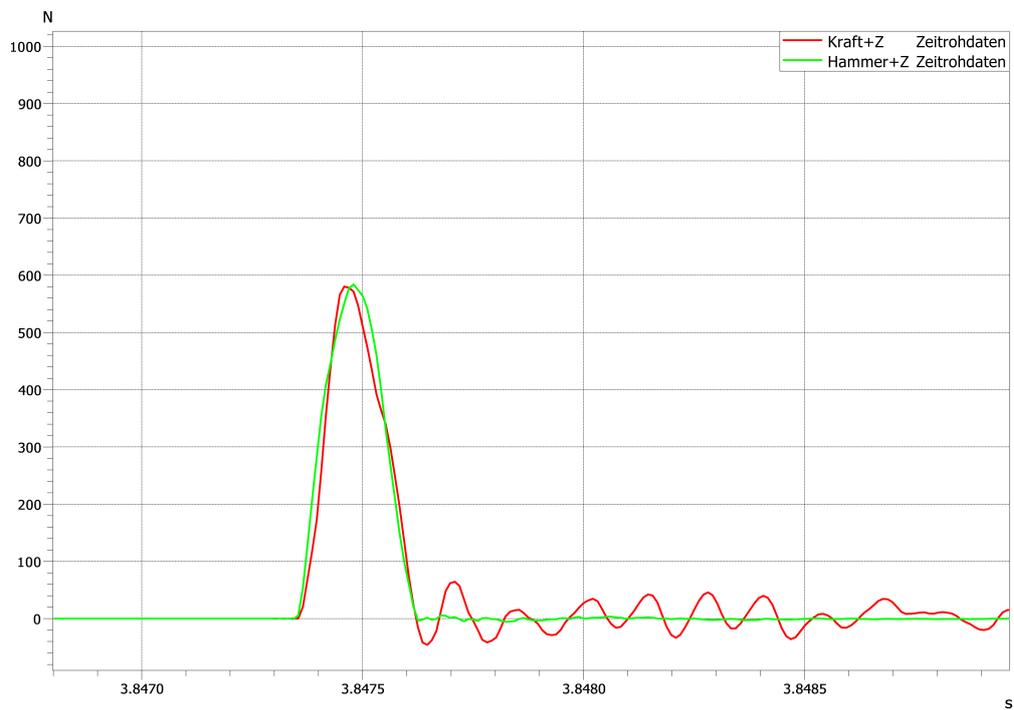
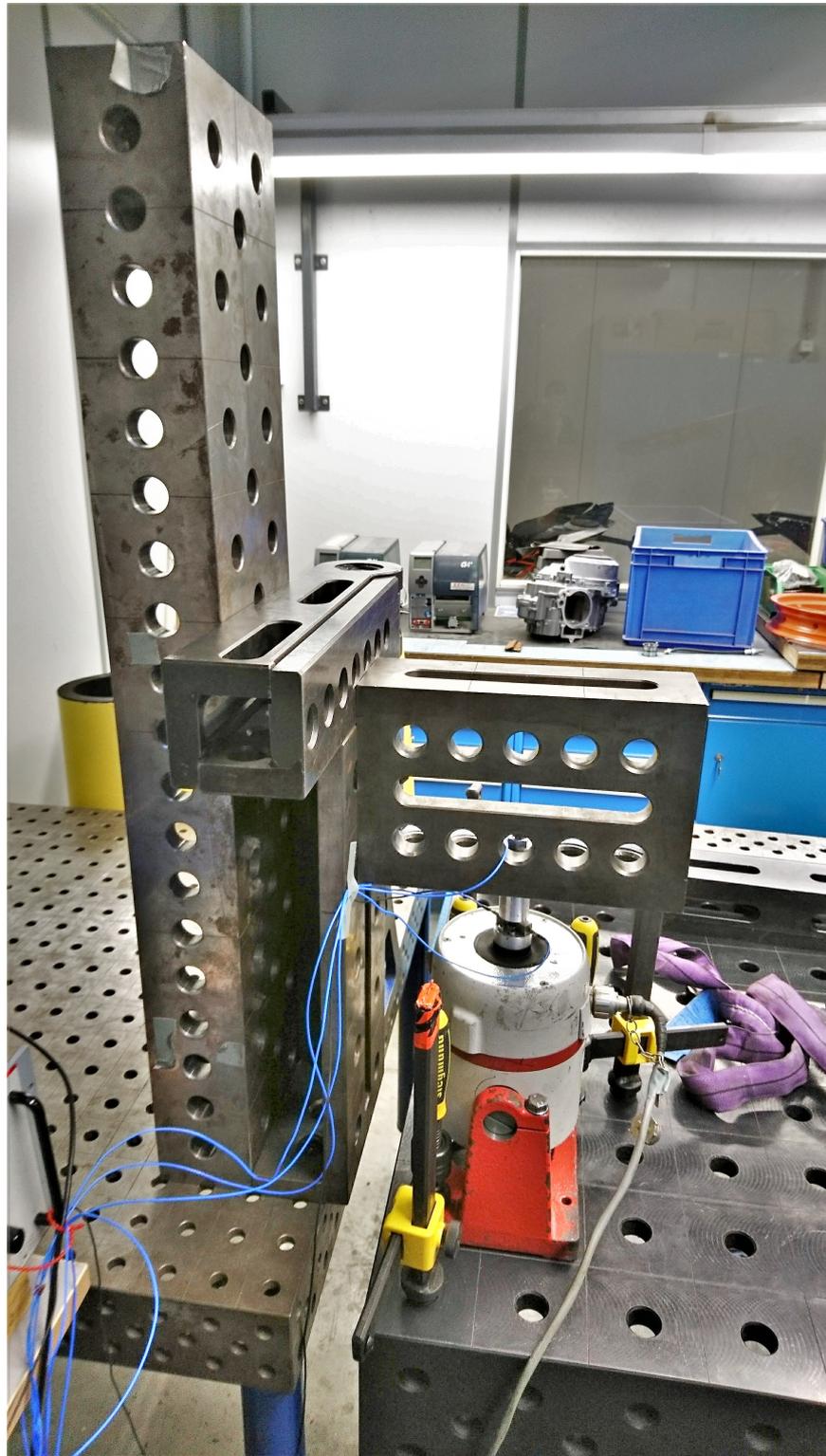


Abbildung 3.5.: Vergleich Kraftmessring und Impulshammer

3. Elastomerprüfstand



40

Abbildung 3.6.: Aufbau des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Silentblocks. Am linken Tisch steht der Kragbalken, am rechten Tisch der Shaker.

3.3.1. Silentblocks

Der zu vermessende Silentblock wurde direkt in den Shakerkopf geschraubt, auf der anderen Seite wurde er mittels Madenschraube mit dem zylindrischen Adapter verbunden, welcher mit dem Kraftmessring dazwischen, wiederum gegen den Kragbalken geschraubt wurde. In Abbildung 3.7 ist der Aufbau schematisch dargestellt, Shaker und Kraftmessring sind dabei die rot eingefärbten Teile. Das Foto in Abbildung 3.8 zeigt zusätzlich die Sensorpositionen. Die Beschleunigungssensoren auf der Eingangsseite wurden mit Loctite direkt neben dem Silentblock auf dem Shakerkopf fixiert. In Abbildung 3.9 ist sowohl die dynamische Steifigkeit, als auch der Phasenwinkel und andere Parameter welche das Verhalten des Elastomers verdeutlichen, dargestellt. Der Prüfkörper war hier ein Silentblocks mit 12 mm Durchmesser und 40 Shore. Auffällig ist, eine erst leicht fallende Steifigkeit, bis zu einem Maximum des Schwingweges, in diesem Bereich dominieren die Federeigenschaften des Elastomers. Anschließend steigt die Steifigkeit dann logarithmisch an, geht also in eine Art Sättigung, hier gewinnen Dämpfung und Dämpfung stärkeren Einfluss. Der Phasenwinkel ist sehr konstant und etwas größer als Null, daher findet im Elastomer offensichtlich Energiedissipation statt. Die konstante Kohärenz (Siehe auch 4.1.2) von eins, als Maß für die Linearität, ist ein guter Indikator für die Gültigkeit der Messung. Die Normvorgaben wurden, bis auf einen schmalen Frequenzbereich, erfüllt wie man Abbildung 3.10 entnehmen kann. Verringert man die Leistung des Shakers derart, dass der Schwingweg nur mehr maximal 0.08 mm beträgt, kann man in Abbildung 3.11 eine Verhärtung verglichen mit Abbildung 3.9 erkennen. Diese Verhärtung bei kleiner werdender Deformierung des Bauteils ist eine charakteristische Eigenschaft und der maßgebliche Grund, weshalb Elastomere als nichtlinear angesehen werden müssen (siehe 2.1.4). In Abbildung 3.12 kann man ebenfalls erkennen, dass der Signal-Stör Abstand und damit die Qualität der Messung bei kleinerer Amplitude abnimmt. In Abbildung 3.13 ist die dynamische Steifigkeit und der Phasenwinkel für ein und den selben Gummi mit 40 Shore, allerdings bei drei verschiedenen Leistungsstufen des Shakers und damit bei unterschiedlichen Schwingwegen, dargestellt. Im Gegensatz zur dynamischen Steifigkeit ändert sich der Phasenwinkel in Abhängigkeit des Schwingweges kaum.

3. Elastomerprüfstand

Messergebnisse für einen Silentblock mit 12 mm Durchmesser und 60 Shore sind in Abbildung 3.14 abgebildet. Vergleicht man wieder Steifigkeit und Phasenwinkel von drei verschiedenen Shorehärten (Abbildung 3.16) kann man sehen, dass bei den härteren Silentblocks der Übergang zwischen unterem und oberem (logarithmischem) Frequenzbereich stärker ausgeprägt ist und erst bei einer höheren Frequenz stattfindet. Auch die Versteifung des Gummis mit steigender Frequenz (Abschnitt 2.1.3) ist stärker ausgeprägt.

Vergleicht man schlussendlich noch die Pegelabhängigkeit des 60 Shore Gummis (Abbildung 3.15) mit der des 40 Shore Pendants (Abbildung 3.13), kann man feststellen, dass nicht nur die Frequenzabhängigkeit, sondern auch die nichtlinearen Effekte allgemein mit der Härte zunehmen. Wie schon in Abschnitt 2.1 diskutiert, ist dies hauptsächlich auf die verwendeten Füllstoffe zurückzuführen.

Zum Schluss soll noch untersucht werden, welchen Einfluss der Durchmesser auf die gemessenen Parameter hat. Deshalb wurden zwei Silentblocks gleicher Shorehärte (40 Shore) bei gleichem Shaker-Output aber einmal mit 12 mm und einmal mit 18 mm Durchmesser verglichen (siehe Abbildung 3.17). Mit zunehmendem Durchmesser steigt die Steifigkeit. Im Unterschied zur Erhöhung der Shorehärte kommt es im logarithmischen Bereich zu einer Parallelverschiebung nach oben und es ist keine Zunahme des frequenzabhängigen Versteifungsverhaltens zu beobachten. Die Steifigkeitszunahme ist auf den abweichenden Formfaktor zurückzuführen (siehe Abschnitt 2.0.5).

Einschränkungen

Je härter der Gummi wirkt, desto schlechter ist der Signal-Stör-Abstand. Daraus ergibt sich eine Einschränkung für die Dynamik welche abgedeckt werden kann: Ab einer bestimmten Shorehärte werden bei entsprechend kleiner Deformation die Normvorgaben (Abschnitt 3.2.2) verletzt. Das bedeutet umgekehrt auch, dass härtere Elastomere stärker deformiert werden müssen, um zu einer gültigen Messung der dynamischen Steifigkeit zu gelangen. Bei den Silentblocks war dies für alle Modelle mit 12 mm Durchmesser möglich. Für jene mit 18 mm Durchmesser jedoch nur mit 40 Shore und mit 60 Shore und erst ab ca. 100 Hz. Bei noch höherem Pegel hätte der normgerecht messbare Bereich erweitert werden können, jedoch wäre

3.3. Messungen Direktes Verfahren

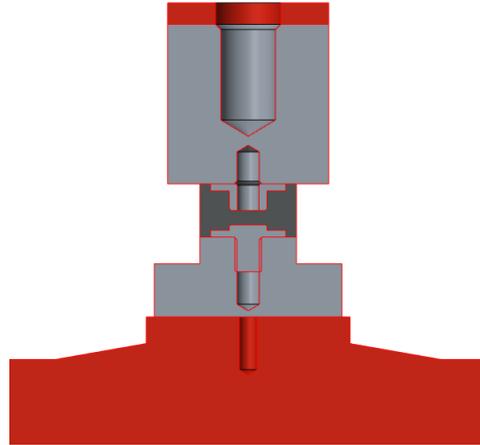


Abbildung 3.7.: Schnitt durch den Messaufbau: Shakerkopf, unterer Adapter, Silentblock, oberer Adapter und Kraftmessring (rot)

die Lärmentwicklung im Umfeld der Messung dann nicht mehr akzeptabel gewesen.

3. Elastomerprüfstand



Abbildung 3.8.: Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit von Silentblocks

3.3. Messungen Direktes Verfahren

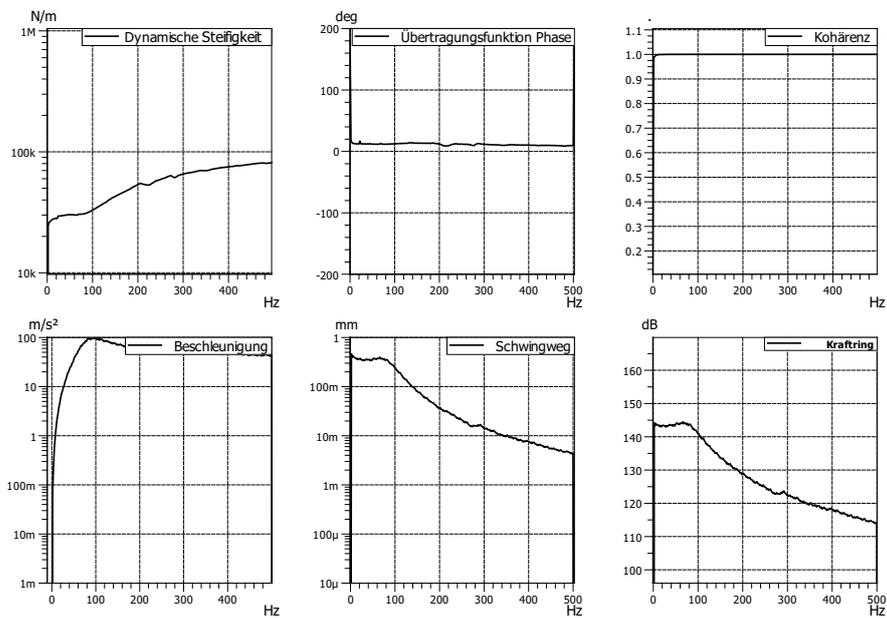


Abbildung 3.9.: Messergebnisse Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.4 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite

3. Elastomerprüfstand

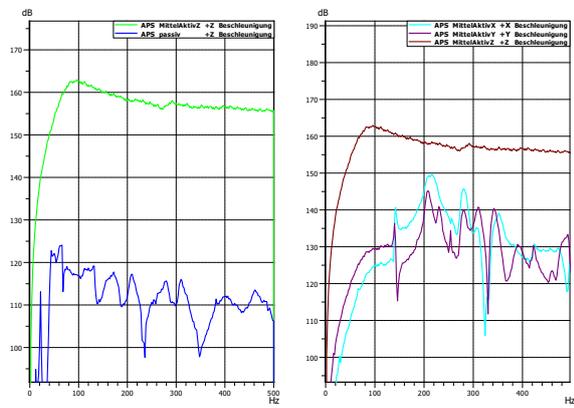


Abbildung 3.10.: Normvorgaben Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.4 mm

3.3. Messungen Direktes Verfahren

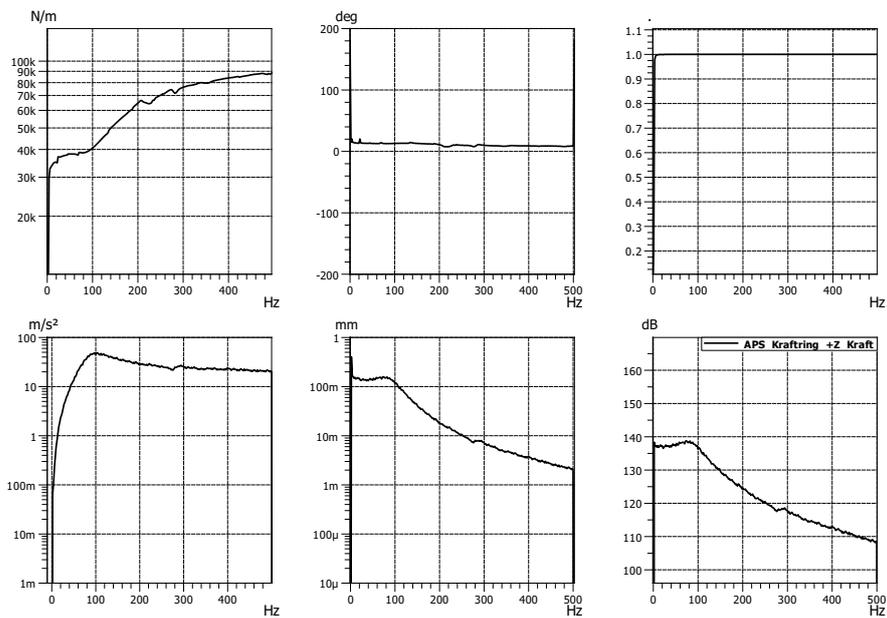


Abbildung 3.11.: Messergebnisse Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.08 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite

3. Elastomerprüfstand

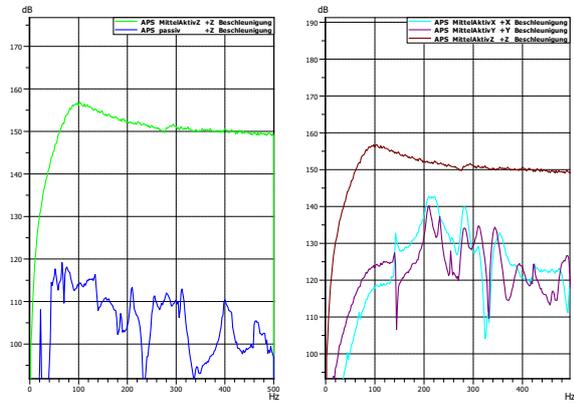


Abbildung 3.12.: Normvorgaben Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, Schwingweg 0.08 mm.

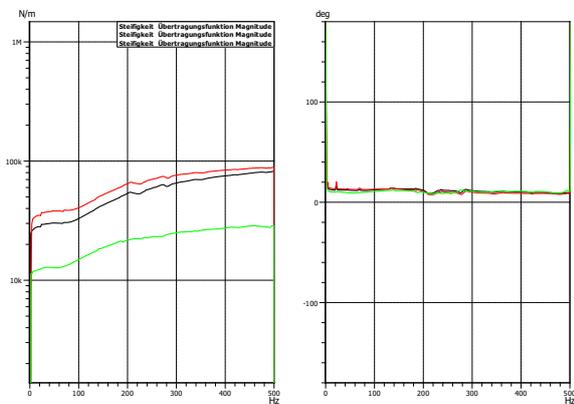


Abbildung 3.13.: Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Amplituden Silentblock: 12 mm Durchmesser, 40 Shore, 0.4 mm (Schwarz), 0.08 mm (Rot), 1.7 mm (Grün) Schwingweg

3.3. Messungen Direktes Verfahren

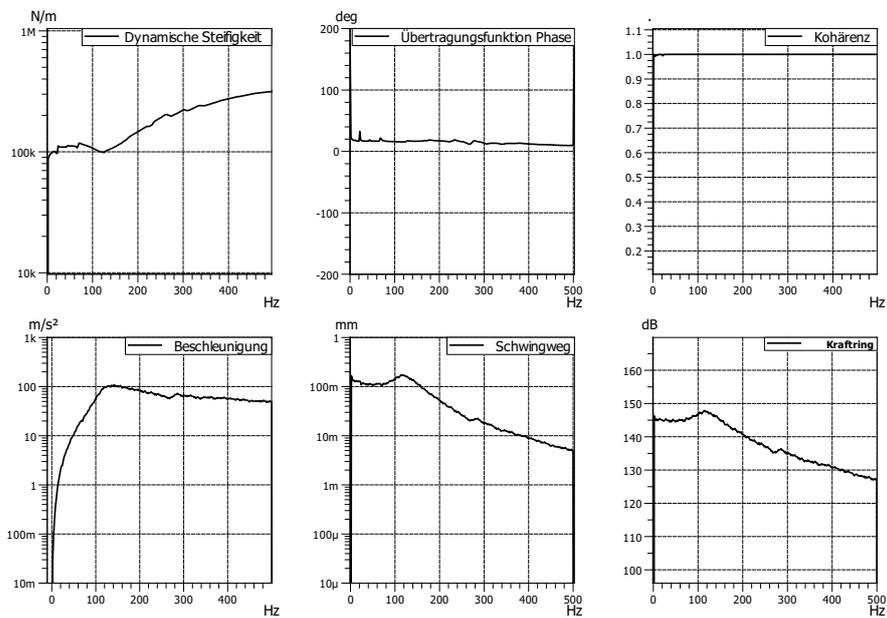


Abbildung 3.14.: Messergebnisse Silentblock: Durchmesser 12 mm, 60 Shore, Schwingweg 0.08 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite

3. Elastomerprüfstand

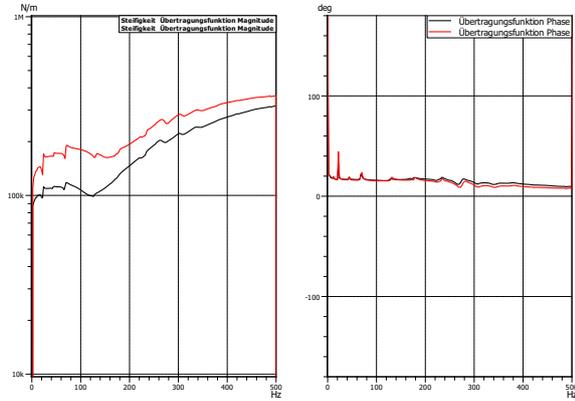


Abbildung 3.15.: Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Amplituden von Silentblocks: 12 mm Durchmesser, 60 Shore, Schwingwege 0.6 mm (Schwarz), 0.09 mm (Rot)

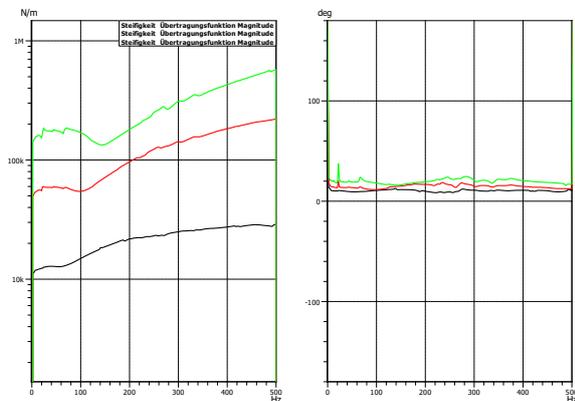


Abbildung 3.16.: Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Shorehärten von Silentblocks bei gleichem Shaker-Output: 40 Shore (Schwarz), 60 Shore (Rot), 80 Shore (Grün), Durchmesser 12 mm

3.3. Messungen Direktes Verfahren

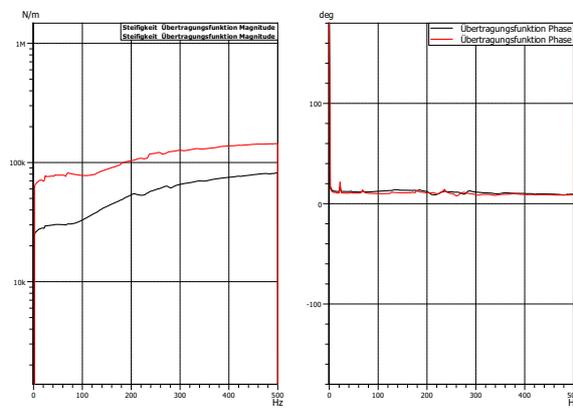


Abbildung 3.17.: Vergleich der dyn. Steifigkeit (Links) und der Phase (Rechts) verschiedener Geometrien bei gleichem Shaker Output für Silentblocks: Durchmesser 12 mm (Schwarz), 18 mm (Rot), 40 Shore

3. Elastomerprüfstand

3.3.2. Rundgummis

axial

Zur Vermessung der beiden Rundgummis wurden jeweils eigene Adapter angefertigt, welche den Rundgummi in der seitlichen Rille aufnehmen können. Dieser selbst ist mit einer Rundbuchse für die axiale Messung direkt am Shakerkopf angeschraubt. Abbildung 3.18 zeigt einen schematischen Schnitt. In Abbildung 3.19 ist der Aufbau als Ganzes zu sehen. Im Gegensatz zur Messung der Silentblocks mussten die Beschleunigungssensoren aus Platzgründen eingangsseitig seitlich mit Wachs befestigt werden.

In Abbildung 3.20 ist die dynamische Steifigkeit und weitere interessante Parameter des Rundgummis vom Typ 613 mit einer Shorehärte von 40, bei Messung in axialer Richtung, dargestellt. Zu beachten ist dabei, dass die Normvorgaben nur bis ca. 300 Hz erfüllt sind, darüber ist der Pegelunterschied zwischen der Hauptrichtung (+Z) und der anderen Richtungen nicht mehr groß genug. Im gültigen Frequenzbereich kann man ein ähnliches Verhalten wie bei den Silentblocks beobachten, auch hier gibt es einen Wendepunkt bevor die Steifigkeit monoton zu steigen beginnt. Zusätzlich gibt es eine ähnlich ausgeprägte Pegelabhängigkeit (siehe Abbildung 3.22). Vergleicht man die beiden Rundgummi-Typen miteinander, sieht man in Abbildung 3.22, dass sich diese zumindest in axialer Richtung sehr ähnlich verhalten. Bei gleicher Shorehärte sind die beiden Rundgummis allerdings um einiges steifer als ein übereinstimmender Silentblock.

Die Messung der Rundgummis stellte sich wie erwartet als recht schwierig heraus, weshalb nur Rundgummis bis maximal 40 Shore vermessen werden konnten ohne zu laut zu werden und auch diese Messungen sind nur in einem recht eingeschränkten Frequenzbereich von ca. 80 Hz bis 300 Hz gültig.

3.3. Messungen Direktes Verfahren

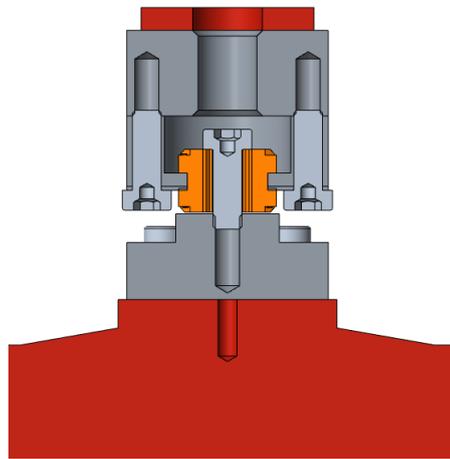


Abbildung 3.18.: Schnitt durch den Messaufbau der direkten Methode zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in axialer Richtung. Von unten nach oben: Shakerkopf, unterer Adapter, Rundgummi (orange) mit Buchsen und Schraube, oberer Adapter und Kraftmessring (rot)

3. Elastomerprüfstand



Abbildung 3.19.: Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in axialer Richtung

3.3. Messungen Direktes Verfahren

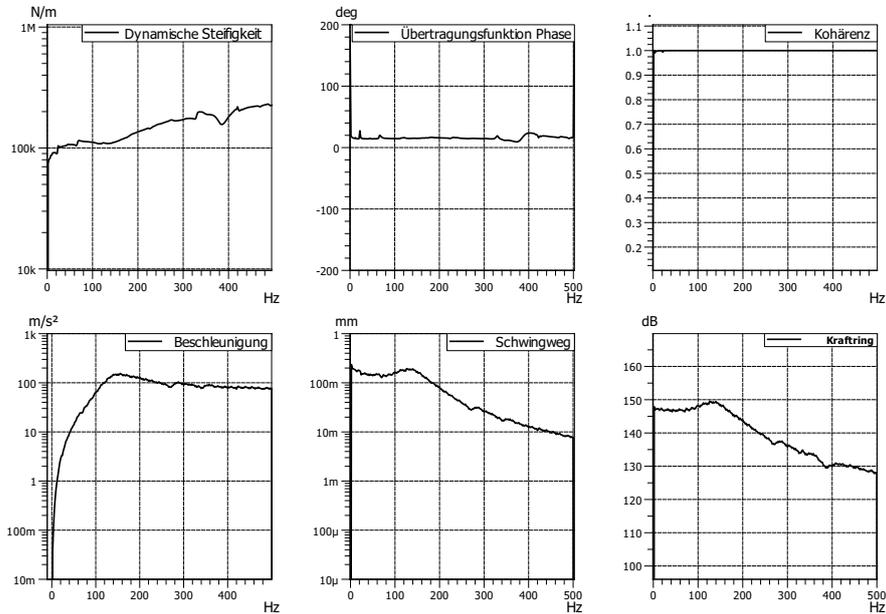


Abbildung 3.20.: Messergebnisse: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite

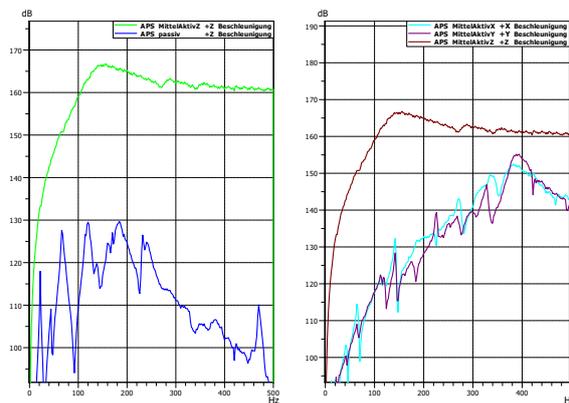


Abbildung 3.21.: Normvorgaben: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung

3. Elastomerprüfstand

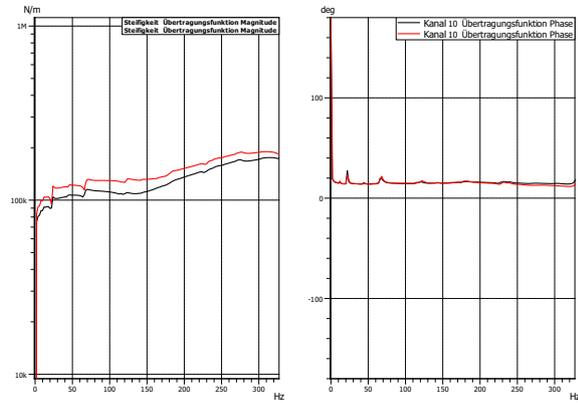


Abbildung 3.22.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 40 Shore in axialer Richtung mit maximalem Schwingweg 0.15mm (Schwarz) und 0.01mm (Rot)

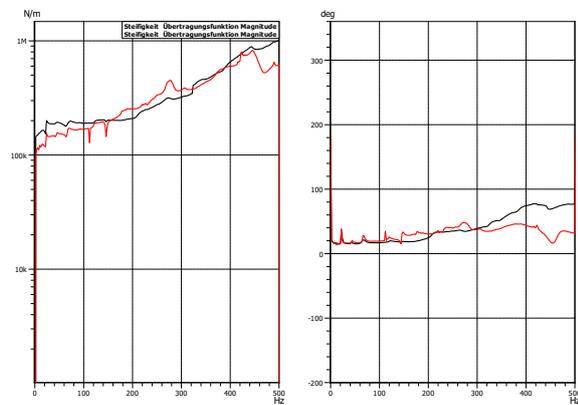


Abbildung 3.23.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 (Schwarz) und Typ 621 (Rot) 40 Shore in axialer Richtung

radial

Für die radiale Messung musste ein relativ komplexer Aufbau konstruiert werden (siehe Abbildung 3.24). Ein U-förmiges Aluteil wurde am Shaker festgeschraubt, im oberen Bereich dessen wurde eine Rille geschnitten durch welche eine Gewindestange geführt wurde. Mit mehreren Muttern wurde in der Mitte der Gewindestange ein Rundgummi festgeschraubt, welcher in radialer Richtung in einem Halter steckte. Am oberen Ende des Halters befand sich ein Zylinder, der mit einer M10-Schraube am Rahmen festgeschraubt werden konnte. Die eingangsseitigen Beschleunigungssensoren wurden seitlich am U-förmigen Teil mittig mit Kontaktkleber angeklebt. In Abbildung 3.25 sind zusätzlich zwei mögliche Positionen für die Ausgangsseitigen Beschleunigungssensoren zu sehen. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde aber schlussendlich die Position am Kopf der M10-Schraube für alle Messungen gewählt.

Das Ergebnis einer in radialer Richtung durchgeführten Messung ist in Abbildung 3.26 dargestellt. Im Gegensatz zu den vorherigen Messergebnissen kann hier kein stark zweigeteilter Verlauf der dynamischen Steifigkeit nachgewiesen werden. Allerdings muss man darauf achten, dass die Messung gemäß 3.27 nur bis ca. 250 Hz gültig ist. Vergleicht man in diesem gültigen Bereich beide Rundgummi-Typen, sieht man wiederum in Abbildung 3.28, dass in radialer, ganz im Gegensatz zur axialen Richtung, sehr wohl ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden Rundgummitypen (Geometrien) besteht. Der Gummi vom Typ 621 ist etwas härter und hat einen kleineren Gradienten was die Versteifung zu höheren Frequenzen betrifft. Außerdem ist ein divergierender Phasenverlauf zu beobachten gewesen.

Auch in radialer Richtung beschränkte sich der akzeptabel messbare Bereich auf Rundgummis bis 40 Shore Härte, wobei durch einen sehr hohen Pegel des Shakers theoretisch auch die Normvorgaben für härtere Gummiteile, bei entsprechender Lärmentwicklung, erfüllbar gewesen wären.

3. Elastomerprüfstand

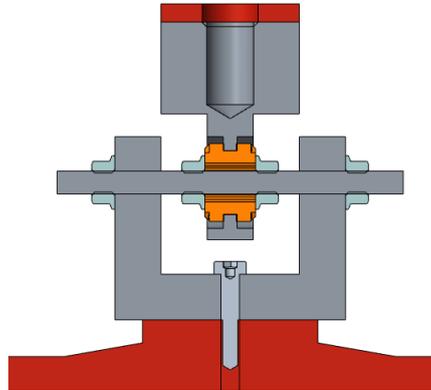


Abbildung 3.24.: Schnitt durch den Messaufbau zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in radialer Richtung. Von unten nach oben: Shakerkopf, unterer Adapter, Rundgummi mit Buchse und Gewindestange, oberer Adapter und Kraftmessring

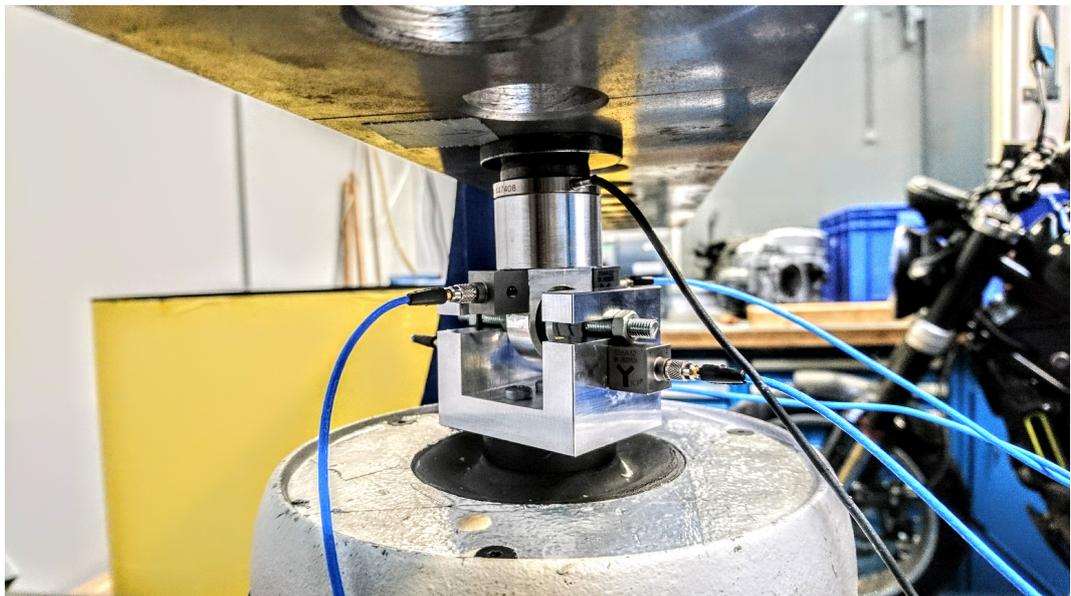


Abbildung 3.25.: Aufbau und Sensorpositionen des direkten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Rundgummis in radialer Richtung

3.3. Messungen Direktes Verfahren

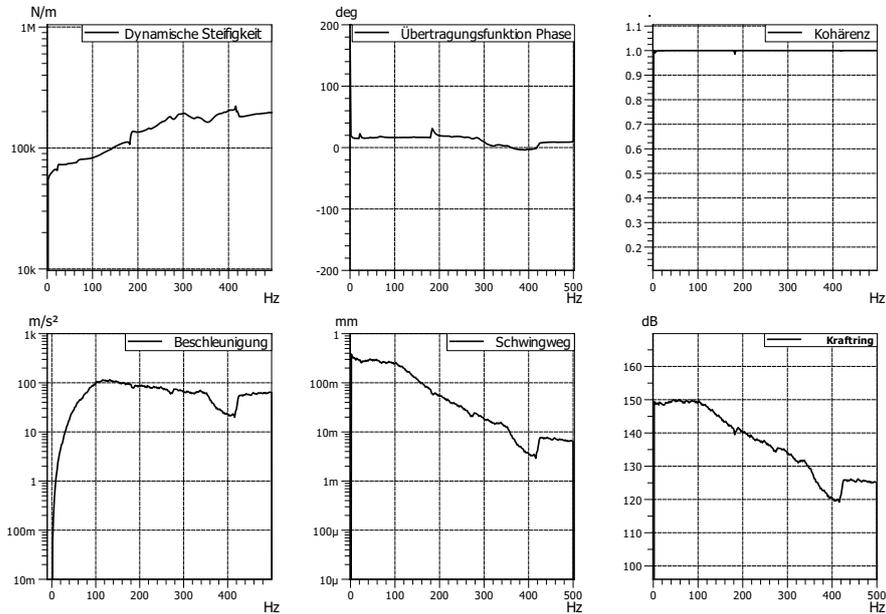


Abbildung 3.26.: Messergebnisse: Rundgummi Typ 621 40 Shore in radialer Richtung. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangseite

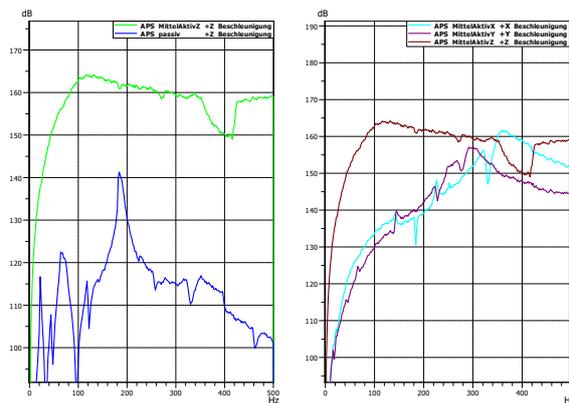


Abbildung 3.27.: Normvorgaben: Rundgummi Typ 621 40 Shore in radialer Richtung

3. Elastomerprüfstand

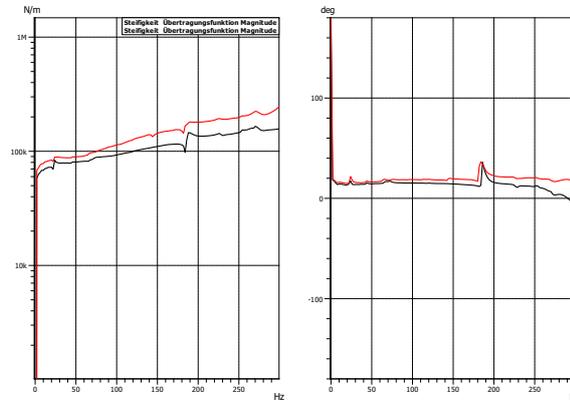


Abbildung 3.28.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit: Rundgummi Typ 613 (Schwarz) und Typ 621 (Rot) 40 Shore in radialer Richtung

3.4. Messungen indirektes Verfahren

Wie bereits in 3.2.4 dargelegt unterscheidet sich das indirekte Verfahren vom direkten hinsichtlich der Messung der ausgangsseitigen Kraft. Diese wird nämlich aus der gemessenen Beschleunigung und der bekannten Masse eines Gewichtes berechnet, welches den Prüfling belastet. Dieses Gewicht wurde durch ein Linearkugellager geführt um die möglichen Bewegungen in anderen Richtungen als der Hauptrichtung einzuschränken. Der prinzipielle Aufbau ,inklusive Führung, ist in Abbildung 3.29 sichtbar, hier mit dem Adapter für die Messung von Silentblocks. Für die axialen und radialen Messungen der Rundgummis ist nur der Adapter auszuwechseln, ansonsten bleibt der Aufbau ident. In die mit M10-Gewinde ausgestatteten Adapter können zwei verschiedenen Sperrmassen geschraubt werden um zwei unterschiedliche repräsentative Schwingsysteme abzubilden. Insbesondere wurde bei der Wahl der Massen berücksichtigt, welches Gewicht bei einem ABS-Modul (150 g) sowie einem Tacho (300 g) circa pro Elastomerbauteil aufliegt. Es wurde also bewusst kein besonders großes Gewicht (von mehreren Kilogramm) gewählt, welches den Messbereich für die Bestimmung der dynamischen Steifigkeit deutlich vergrößert hätte. Da die dynamische Steifigkeit ohnehin durch die direkte Methode schon bestimmt werden konnte, wurden die Sperrmassen derart gewählt, sodass das Resonanzverhalten

3.4. Messungen indirektes Verfahren

untersucht werden konnte. Dafür wurden zwei Zylinder konstruiert, einer aus Aluminium mit einer großen Bohrung in der Mitte, welcher mit den ausgangsseitigen Adaptern zusammen, eine Masse von 77 g aufwies, sowie ein solider Stahlzylinder, der mit den selben Adaptern auf eine Masse von 153 g kam.

3.4.1. Silentblocks

Da nicht alle Adapter das selbe Gewicht hatten aber ausgangsseitig für alle Messungen die selbe Masse als Vorlast anliegen sollte, wurden zusätzlich noch Gewichtsscheiben eingesetzt um die Differenz auszugleichen und damit die Messungen vergleichbar zu machen. Für den Silentblock-Adapter wurde gemäß Tabelle 3.1 ein Zusatzgewicht eingesetzt.

In Abbildung 3.30 sind die Messergebnisse für einen Silentblock mit 12 mm Durchmesser und 40 Shore abgebildet. Die dynamische Steifigkeit ist, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, die Übertragungsfunktion zwischen Schwingweg auf der Eingangsseite und übertragener Kraft auf der Ausgangsseite. Diese Übertragungsfunktion zeigt ein modales Verhalten. In anderen Worten: es gibt eine Resonanz im Schwingungssystem (einfaches Feder-Masse System), welches aus dem Elastomerbauteil (*Feder*) und dem Gewicht der ausgangsseitigen Teile (*Masse*) besteht. Bei diesem Elastomerbauteil befindet sich die Resonanz bei einer Vorlast von 153 g bei etwa 84 Hz. Misst man stattdessen mit einer Vorlast von 77 g, verschiebt sich die Resonanz nach oben zu 106 Hz, wie man Abbildung 3.33 entnehmen kann.

Aber nicht nur die Resonanz ändert sich, sondern auch die dynamische Steifigkeit selbst wie man aus dem direkten Vergleich beider Gewichte in Abbildung 3.35 sehen kann. Durch die höhere Vorlast kommt es zu einer höheren Kraft auf den Prüfling und daher zu einer größerer Deformation. Diese bewirkt wie schon in Abschnitt 3.3.1 gezeigt eine niedrigere Steifigkeit. Das Ändern der Ausgangsleistung des Shakers und damit des eingeleiteten Schwingweges bewirkt also einen Effekt analog der Änderung der Vorlast. Dies kann auch aus dem Vergleich zweier Pegel in Abbildung 3.36 nachvollzogen werden, wieweil hier die Differenz kleiner ausfällt. Die Resonanzfrequenz ändert sich ebenfalls nur minimal, von 78 Hz auf 84 Hz.

3. Elastomerprüfstand

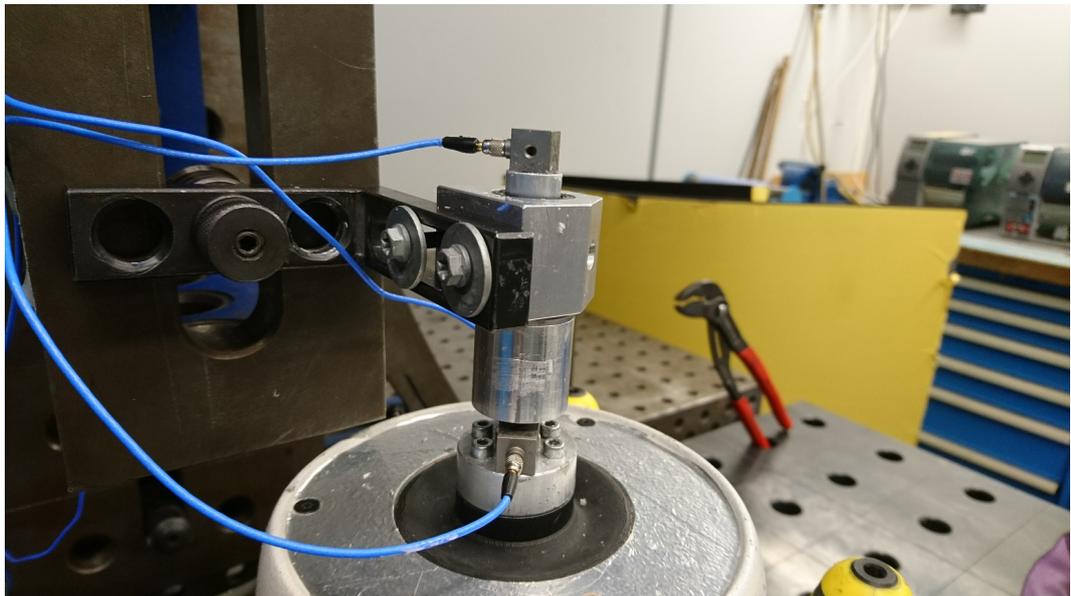


Abbildung 3.29.: Aufbau und Sensorpositionen des indirekten Messverfahrens zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit des Silentblocks. Masse wird durch Linearkugellager geführt.

3.4. Messungen indirektes Verfahren

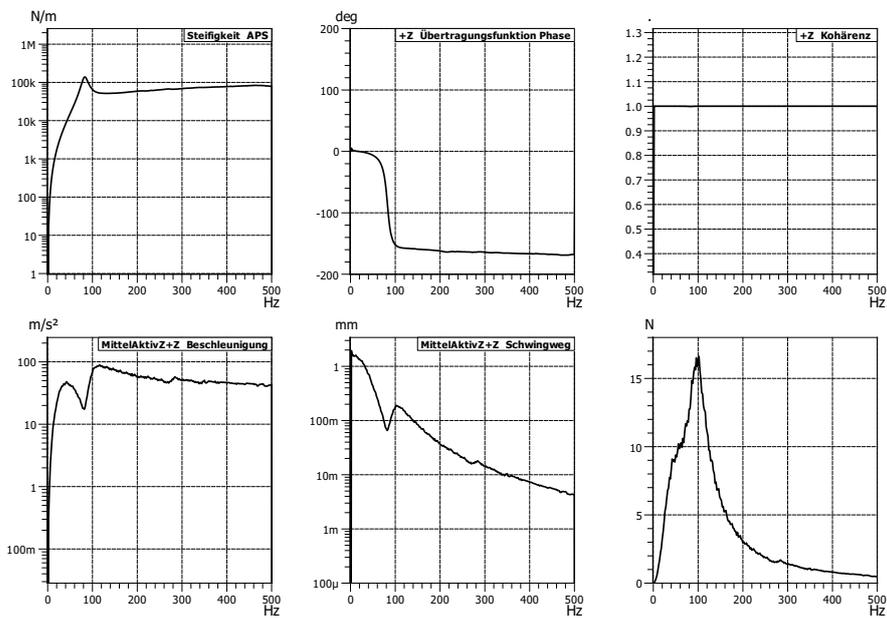


Abbildung 3.30.: Messergebnisse indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 153 g Vorlast. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg des Shakerkopfes und Kraft auf der Ausgangsseite

3. Elastomerprüfstand

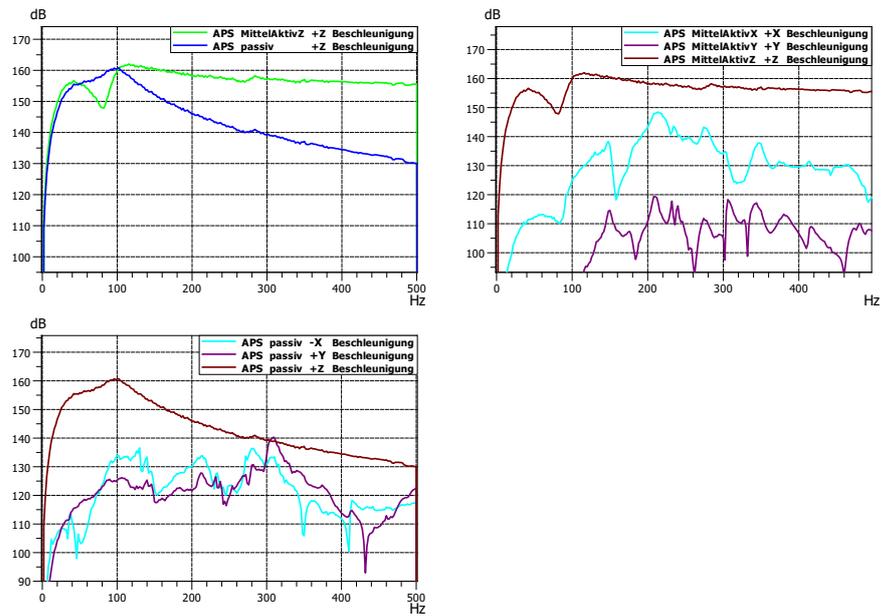


Abbildung 3.31.: Normvorgaben indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 153 g Vorlast. Links-oben: Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)

3.4. Messungen indirektes Verfahren

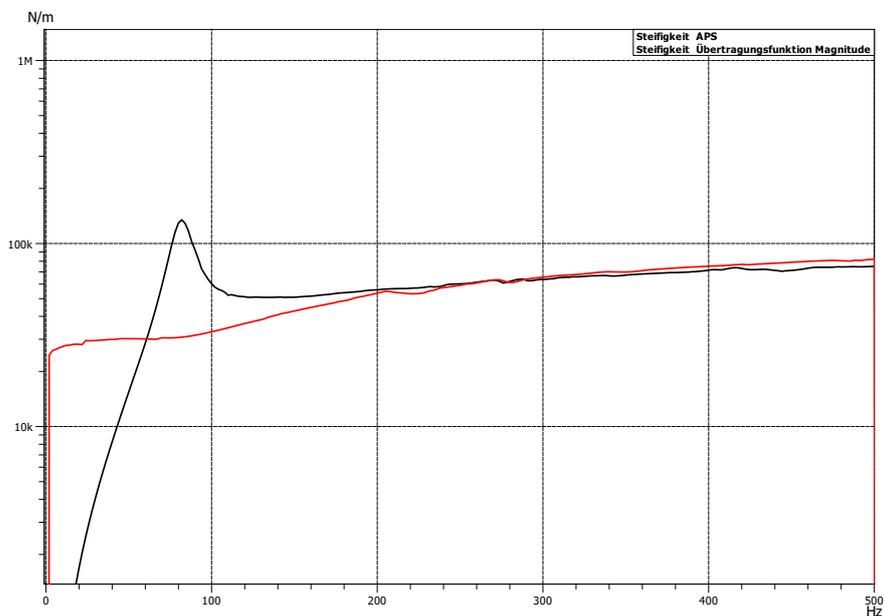


Abbildung 3.32.: Vergleich zwischen direkter (rot) und indirekter (schwarz) Methode zur Messung der dynamischen Steifigkeit: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore

3. Elastomerprüfstand

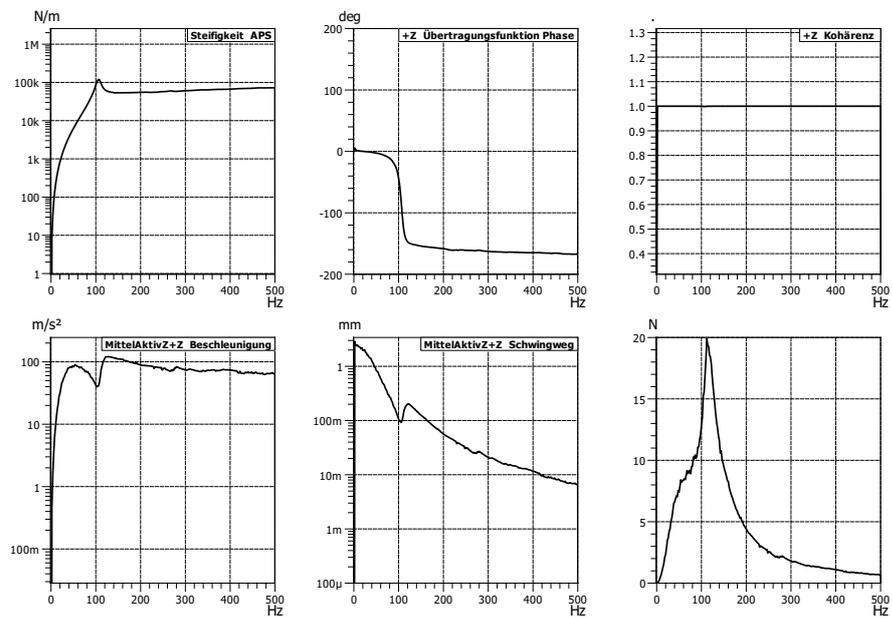


Abbildung 3.33.: Messergebnisse indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g Vorlast. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg Shakerkopf und Kraft auf der Ausgansseite

3.4. Messungen indirektes Verfahren

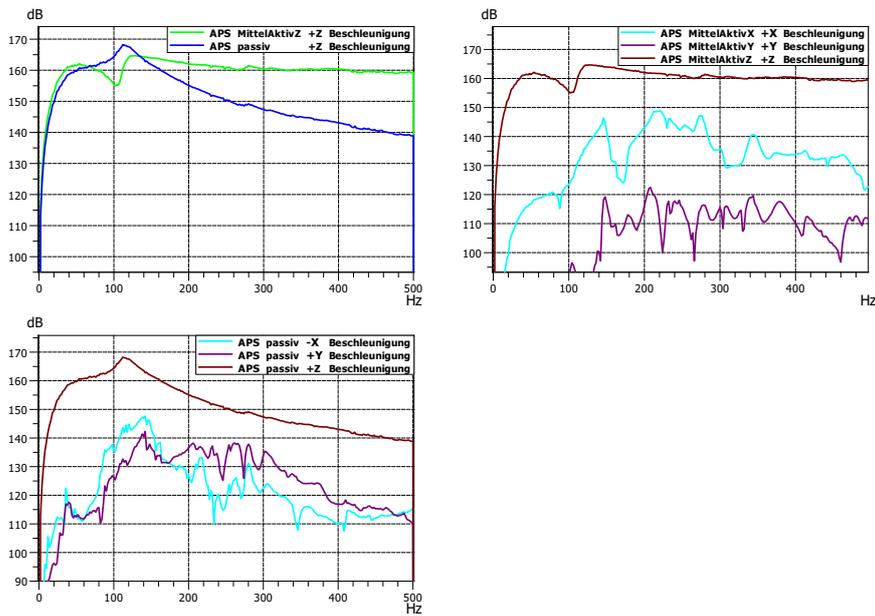


Abbildung 3.34.: Normvorgabe indirekte Methode: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g Vorlast. Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)

3. Elastomerprüfstand

Teil	Teil in g	Diff. zu 75 g	Diff. zu 150 g	Zusatzm.		
Tacho	540.0					
Schräglagesensor	100.0					
Schraube-M10	71.5					
Gewindeschraube	4.0					
Kraftsensor	24.0					
Triax Sensor	5.1					
Gummihalt.(radial)	49.0	26	101	14		
Gummihalt.(axial)	63.0	12	87	8		
Adapter Silent Bl.	55.0	20	95	0.0		
Gewicht leicht	10.0					
Gewicht schwer	85.0					
Zusatzm.	7.0					

Aufbau (indirekt)	Teile				Σ	Σ
Radial	Gummihal.	Gewicht	2 x Zusatzm.	Sensor	78.1	153.1
Axial	Gummihalt.	Gewicht		Sensor	78.1	153.1
Silent Block	Gummihalt.	Gewicht	1 x Zusatzm.	Sensor	77.1	152.1

Tabelle 3.1.: Tabelle aller Gewichte

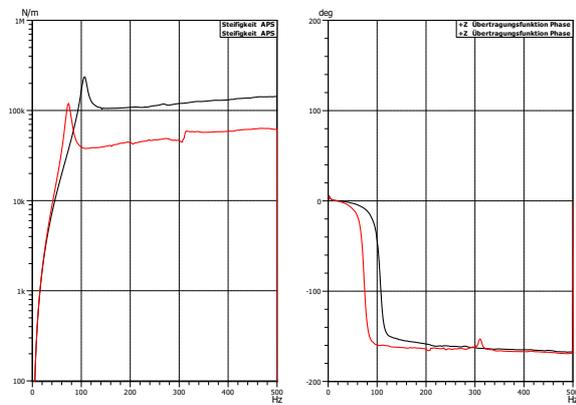


Abbildung 3.35.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Vorlasten: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore mit 77 g (Schwarz) und 153 g (Rot)

3.4. Messungen indirektes Verfahren

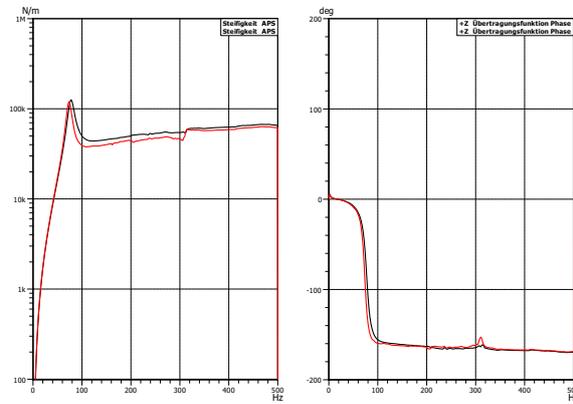


Abbildung 3.36.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Silentblocks 12 mm Durchmesser 40 Shore bei 153 g Vorlast und 1.09 mm maximalen Schwingweg (Schwarz) bzw. 1.19 mm (Rot)

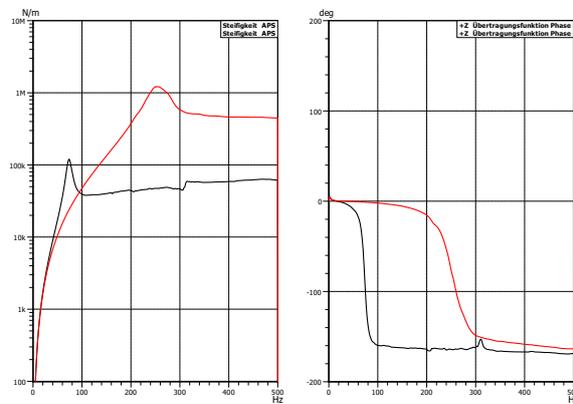


Abbildung 3.37.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Geometrien: Silentblocks 40 Shore 12 mm Durchmesser (Schwarz) und 18mm bei gleichem shakerpegel und gleicher Vorlast von 153 g (Rot)

3. Elastomerprüfstand

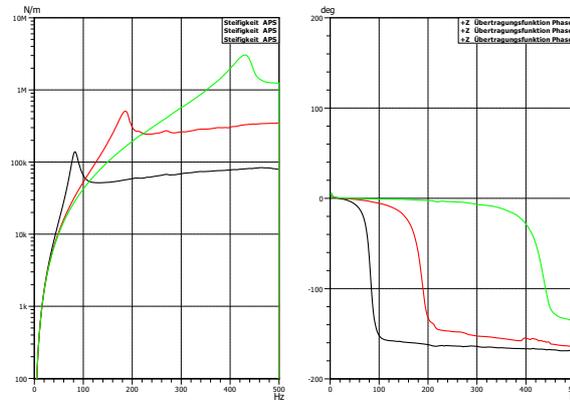


Abbildung 3.38.: Vergleich der dynamischen Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Shorehärten: Silentblocks 12 mm 40 Shore (Schwarz) 60 Shore (Rot) und 80 Shore (Grün) bei gleichem Shakerpegel und gleicher Vorlast von 153 g

Für die Normvorgaben bedeutet das, in beiden Fällen, einen niedrigeren SNR bei niedrigerem Gewicht bzw. Schwingpegel (Vergleiche Abbildung 3.31 und 3.34).

Durch das Vergrößern des Durchmessers eines Silentblocks vergrößert sich, auch bei der indirekten Messung, die dynamische Steifigkeit. Die Resonanzfrequenz ändert sich bei 6 mm größerem Durchmesser bei gleichbleibender Vorlast und gleichem Shakerpegel von 82 Hz auf 254 Hz.

Besonders interessant ist der Phasenverlauf. Dieser ist bei tiefen Frequenzen in etwa Null. Aber im Gegensatz zur direkten Messung dreht sich die Phase im Umkreis der Resonanz um 180 Grad. Schwingen also Masse und Shakerkopf bei sehr tiefen Frequenzen in Phase, beträgt diese bei der Resonanz genau 90° , das bedeutet das die Sperrmasse hier der anregenden Kraft maximal entgegenwirkt. Diese Dämpfung des Shakerkopfes kann man auch anhand des Beschleunigungsverlaufes in Abbildung 3.30 nachvollziehen. Zu höheren Frequenzen nähert sich die Phase dann 180° an.

In einem gewissen Abstand oberhalb der Resonanz und unter Einhaltung der Normvorgaben, erhält man selbstverständlich eine valide Messung der dynamischen Steifigkeit. Legt man nun die Verläufe der dynamischen Transfersteife von direkter und indirekter Messung, bei etwa gleich großem Schwingweg, übereinander kann man die Qualität der Messungen

3.4. Messungen indirektes Verfahren

überprüfen. Obwohl die Messverfahren und Prüfaufbauten sehr unterschiedlich waren, kann man in Abbildung 3.32 sehen, dass die Verläufe oberhalb von 200 Hz fast ident sind, also die Qualität der Messung zumindest für weiche Elastomere und insbesondere Silentblocks sehr gut ist.

3.4.2. Rundgummis

Das Resonanzverhalten im Frequenzbereich bis 500 Hz zu untersuchen, war nur für die radiale Messung des Rundgummis vom Typ 613 möglich. Da die anderen Varianten sowohl in radialer als auch in axialer Richtung mit der gewählten Vorlast eine deutlich über 500 Hz liegende Resonanzfrequenz hatten, konnte das Resonanzverhalten der Rundgummis mit diesem Messaufbau unter den gewählten Rahmenbedingungen aus Schwingweg, Vorlast und Shorehärte nicht untersucht werden.

radial

Der Adapter war entsprechend Tabelle 3.1 der leichteste der drei und es wurden deshalb zwei Zusatzgewichtsscheiben angebracht um auf die selben Vorlasten zu kommen. Bei dem Rundgummi vom Typ 613 mit einer Härte von 40 Shore und einer Vorlast von 77g konnte in radialer Richtung eine Resonanzfrequenz von 258 Hz gemessen werden (siehe Abbildung 3.39). Obwohl die Resonanzfrequenz in der Mitte des gemessenen Bereichs lag, konnte keine valide Messung der dynamischen Steifigkeit im Sinne der Norm durchgeführt werden, da die Pegeldifferenz im gemessenen Bereich nicht die geforderten 20 dB überschritten hat, wie man in Abbildung 3.40 sieht.

In den Abbildungen 3.41 und 3.42 sieht man, dass bei einer höheren Vorlast, der selbe Pegelunterschied, zu einer in etwa gleich großen Verschiebung der Resonanzfrequenz führt als dies bei einem niedrigeren Gewicht der Fall ist. Allerdings ändert sich die Form der Resonanz (mehr dazu in Kapitel 4). Abbildung 3.43 zeigt den Unterschied, also ein Verschieben der Resonanz und ein Abflachen der Mode (Siehe Kapitel 4), beeinflusst durch die Wahl des Gewichtes. Der Verstärkerpegel wurde konstant gehalten.

3. Elastomerprüfstand

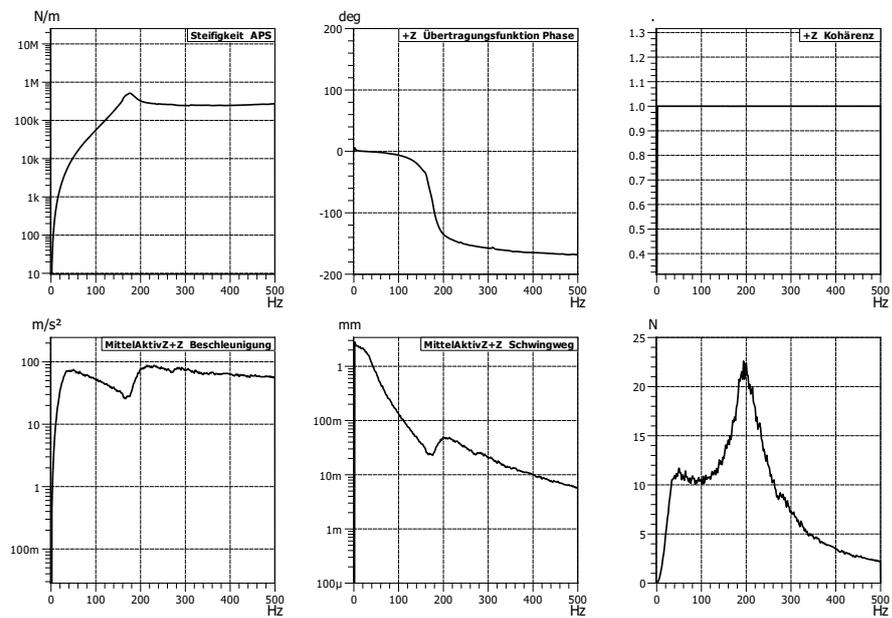


Abbildung 3.39.: Messergebnisse Rundgummi Typ 613: 40 Shore mit 153 g Vorlast und max Schwingweg von 1.2 mm. Im Uhrzeigersinn: dynamische Steifigkeit, Phase, Kohärenz, Beschleunigung aktiv Seite, Schwingweg Shakerkopf und Kraft auf der Ausgangseite

3.4. Messungen indirektes Verfahren

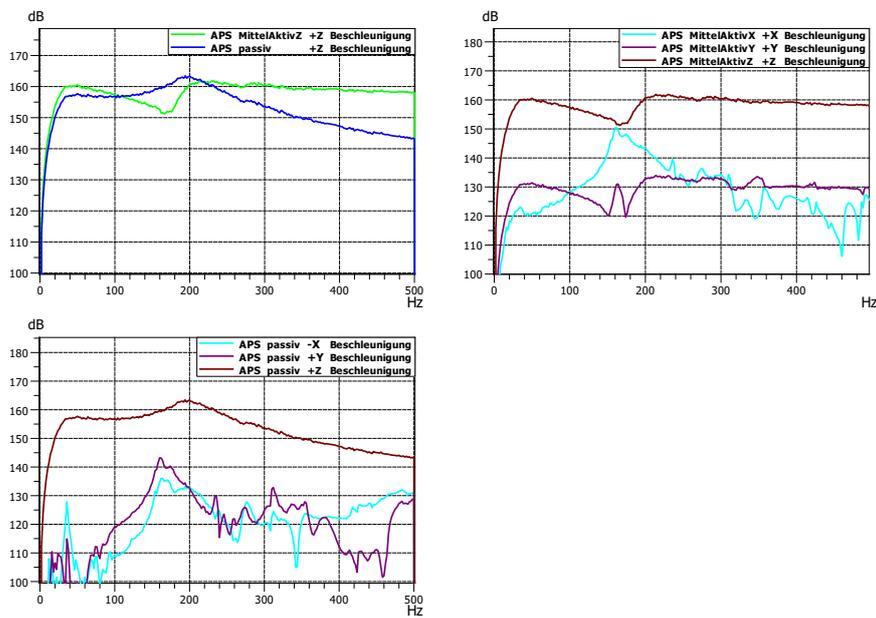


Abbildung 3.40.: Normvorgaben Rundgummi Typ 613: 40 Shore mit 153 g Vorlast und max Schwingweg von 1.2 mm. Beschleunigung aktive Seite (Grün), Beschleunigung passive Seite (Blau). Rechts-oben und Links-unten: Beschleunigungen in X-Richtung (Cyan), Y-Richtung (Violet) und Z-Richtung (Braun)

3. Elastomerprüfstand

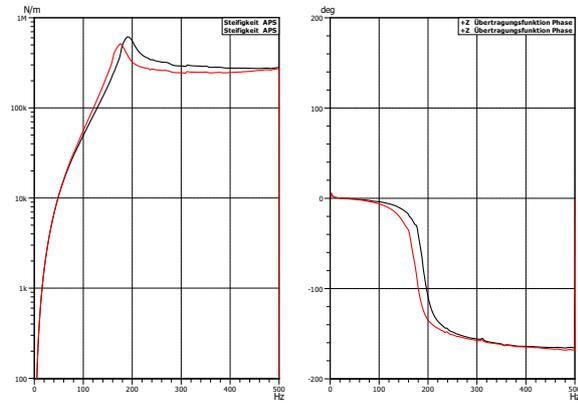


Abbildung 3.41.: Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore, maximaler Schwingweg 1.1 mm (Schwarz) und 1.2 mm (Rot) bei einer Vorlast von 153 g

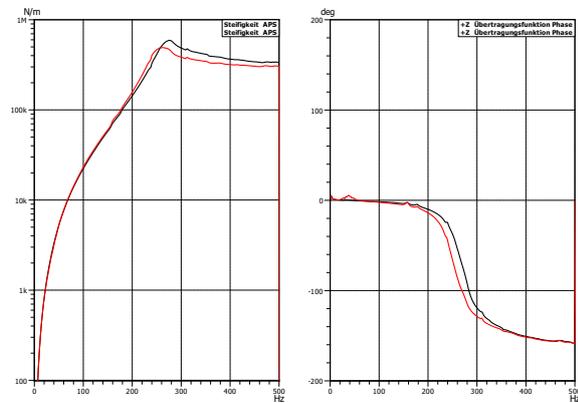


Abbildung 3.42.: Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Pegeln: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore, maximaler Schwingweg 1.1 mm (Schwarz) und 1.2 mm (Rot) bei einer Vorlast von 77 g

3.4. Messungen indirektes Verfahren

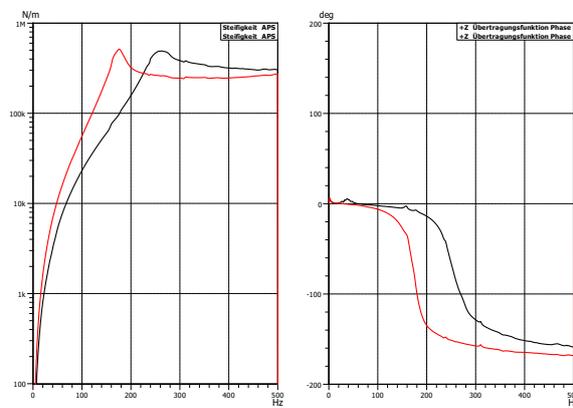


Abbildung 3.43.: Vergleich dynamische Steifigkeit und Phase bei unterschiedlichen Vorlasten: Rundgummi vom Typ 613 in radialer Richtung, 40 Shore und Vorlast 77 g (Schwarz) bzw. 153 g (Rot)

4. Modalanalyse

Die Modalanalyse ist ein Weg um das Verhalten einer Struktur zu bestimmen. Sie ermöglicht es ein modales Modell zu erstellen, anhand dessen vorhergesagt werden kann wie sich die Struktur unter bestimmten Bedingungen verhalten könnte. Das Schwingungssystem welches untersucht werden soll, setzt sich aus dem Elastomerbauteil und der Sperrmasse zusammen, welche gemeinsam ein schwingfähiges System erster Ordnung bilden (SDOF - *Single Degree Of Freedom*).

4.1. Übertragungsfunktion - FRF

Das komplexe Verhältnis einer Ausgangsgröße zu einer Eingangsgröße wird als Übertragungsfunktion bezeichnet. Die dynamische Steifigkeit ist eine Übertragungsfunktion im Bezug auf den Schwingweg und die wirkende Kraft. Die Übertragungsfunktion kann aber nicht direkt gemessen werden, da die gemessenen Größen immer auch von Rauschen überlagert sind. Es gibt allerdings zwei verschiedene Schätzer für die FRF [13].

4.1.1. Schätzer für die Übertragungsfunktion

Wenn man es mit Messungen zu tun hat bei denen in erster Linie das Ausgangssignal mit Rauschen behaftet ist, bietet es sich an den H1-Schätzer zu verwenden [5]. Wie in Gleichung 4.1 ersichtlich ist, wird dabei das Verhältnis des Kreuzleistungsspektrums zwischen Eingang und Ausgang CPS_{xy} zum Autoleistungsspektrum der Ausgangsgröße APS_x gebildet [13]. Bei den Messungen im Rahmen dieser Arbeit wurde durchwegs der H1-Schätzer verwendet, da hauptsächlich das Ausgangssignal, durch Nebenwegübertragung

4. Modalanalyse

bzw. innere dynamische Vorgänge in der Empfängerstruktur (Kragbalken), mit Rauschen behaftet war.

$$H_1 = \frac{CPS_{xy}}{APS_x} \quad (4.1)$$

Wenn allerdings ein System vorliegt welches am Anregungspunkt sehr weich ist, also wenig Energie in die Struktur eindringt und eventuell zusätzlich noch mit Rauschen als Anregungssignal gearbeitet wird, ist die Eingangsgröße vermutlich von schlechterer Qualität als die Ausgangsgröße. In diesem Fall empfiehlt es sich den H₂-Schätzer zu verwenden (siehe Gleichung 4.2).

$$H_2 = \frac{APS_y}{CPS_{xy}} \quad (4.2)$$

4.1.2. Kohärenzfunktion

4.2. Domänen

Ein Schwingungssystem kann in mehreren Domänen betrachtet werden. Als erste muss natürlich die physikalische Domäne genannt werden. In dieser wird das schwingfähige System durch eine Verschaltung diskreter Elemente (Federn, Dämpfer, Massen) dargestellt, welche jeweils durch physikalische Größen parametrisiert werden. Das Schwingverhalten kann hier in der zeitlichen Domäne untersucht werden und z.B. die Impulsantwort bzw. das Ausschwingen einer Struktur infolge einer Anregung ermittelt werden. Betrachtet man das Schwingverhalten im Frequenzbereich kann man das Übertragungsverhalten bei bestimmten Frequenzen beobachten. In der modalen Domäne schließlich wird das System durch die sogenannten modalen Parameter beschrieben, diese sind [13]:

- modale Frequenz
- modale Dämpfung
- modale Form

4.3. Single-degree-of-freedom (SDOF) Models

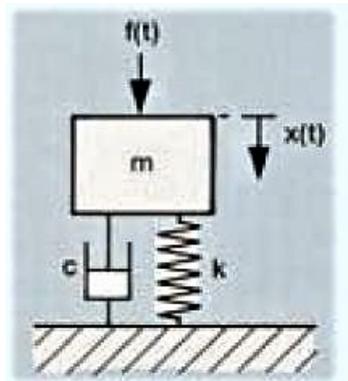


Abbildung 4.1.: Physikalische Repräsentation eines SDOF-Modelles [14]

4.3. Single-degree-of-freedom (SDOF) Models

Das SDOF-Modell in der physikalischen Domäne ist in Abbildung 4.1 abgebildet. Gleichung 4.3 zeigt die mathematische Beschreibung welche aus Newtons zweitem Gesetz abgeleitet ist.

$$m\ddot{x}(x) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (4.3)$$

Betrachtet man das SDOF-Modell im Frequenzbereich, bei sinusförmiger Anregung, kann man den Verlauf von Betrag und Phase der Übertragungsfunktion $H(\omega)$ des SDOF-Modells, in drei Teile unterteilen: Unterhalb der Resonanzfrequenz ist dabei die Steifigkeit der Feder $1/k$ maßgebend, die Auslenkung $x(t)$ ist in Phase mit der anregenden Kraft $f(t)$. Bei der Resonanzfrequenz $\omega = \omega_0$ beträgt die Phase zwischen den beiden genau 90° , hier ist die Dämpfung $(\frac{1}{j\omega c})$ maximal (siehe Abbildung 4.2). Außerdem wirkt die Bewegung der Masse hier der anregenden Kraft entgegen und die Übertragungsfunktion erreicht ihr Maximum. Oberhalb der Resonanzfrequenz dominiert dann immer mehr die Massenträgheit $\frac{1}{-\omega^2 m}$ [14].

4. Modalanalyse

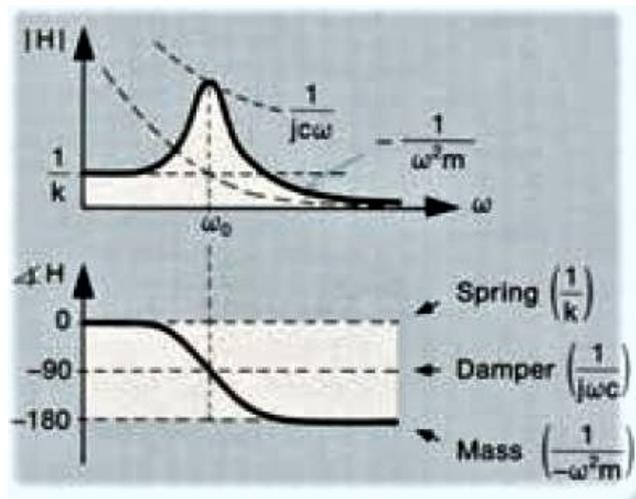


Abbildung 4.2.: Frequenz-, und Phasenverlauf eines SDOF-Modelles[14]

Modal-Parameter Modell

Bei dem nicht parametrischen FRF-Modell wird die Übertragungsfunktion (FRF - *Frequency-Response-Function*) $H(\omega)$ als Black-Box betrachtet. Bei Verwendung des Modal-Parameter Modells werden daraus jedoch die beiden Parameter, *pole location* und *Residuum* ermittelt. Die pole-location ist ein komplexer Parameter (Gleichung 4.4).

$$-\sigma + j\omega_d \quad (4.4)$$

Der Realteil σ ist das Verhältnis mit dem die Impulsantwort ausschwingt. Im Frequenzbereich entspricht σ der halben -3dB Bandbreite der Resonanzüberhöhung. Der Imaginärteil wird modale Frequenz genannt, dies ist die Frequenz ω_d mit der das System bei Impulsanregung ausschwingt (*damped natural frequency*) [14]. Die pole-location enthält zwei der modalen Parameter aus Abschnitt 4.2, nämlich die modale Frequenz ω_d und die modale Dämpfung σ . Sie ist damit ein Maß für die qualitativen dynamischen Eigenschaften des Systems [14]

4.3. Single-degree-of-freedom (SDOF) Models

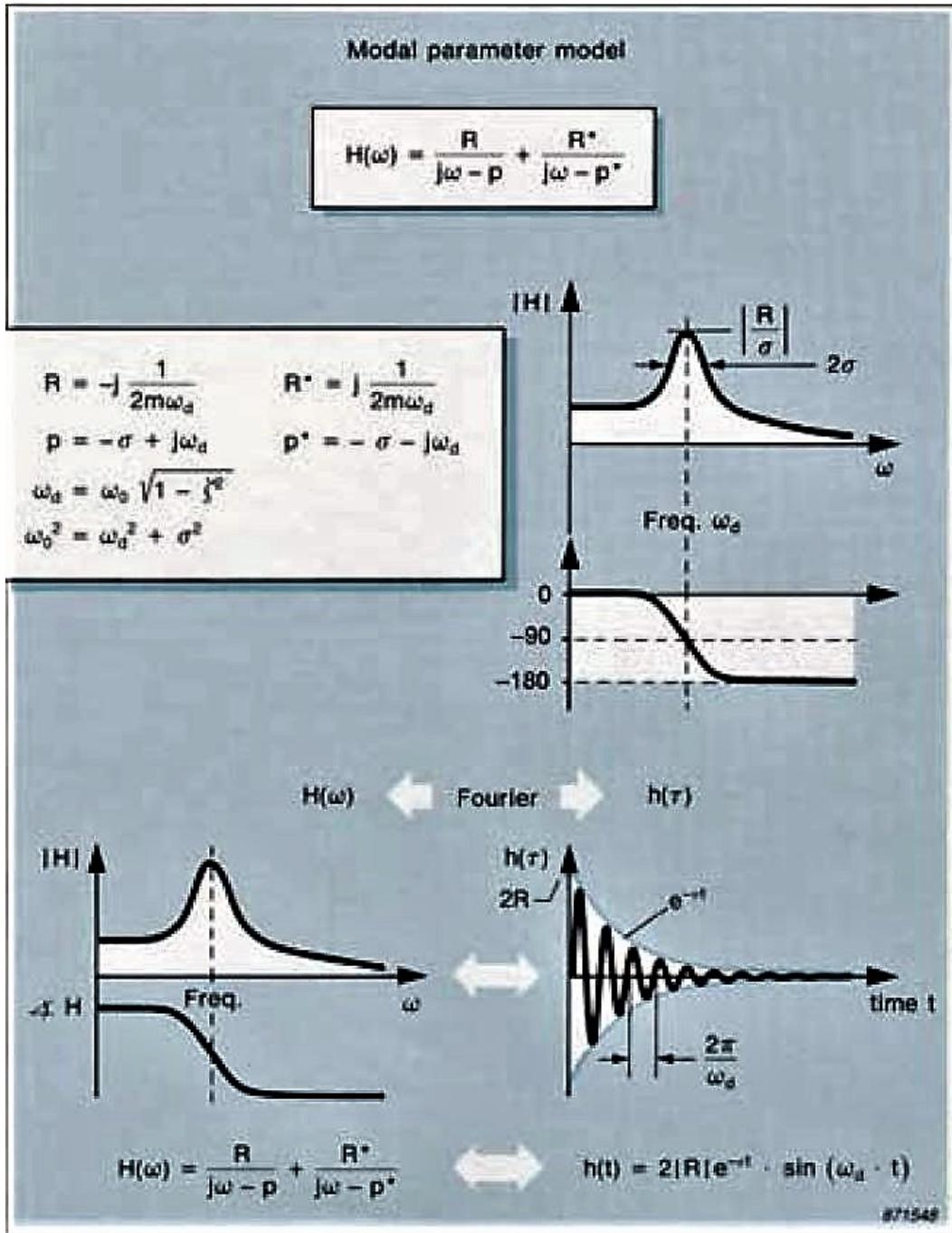


Abbildung 4.3.: Modal-Parameter Modell: Übertragungsfunktion und modale Parameter eines SDOF-Modells. mitte-rechts: Betrags- und Phasenverlauf von $H(\omega)$, unten: Zusammenhang von Übertragungsfunktion und Impulsantwort über die Fouriertransformation. [14]

4. Modalanalyse

Das Residuum (Gleichung 4.5) ist rein imaginär und ein Maß für die Stärke der Mode. Es ist damit ein mathematisches Konzept und hat keine direkte Entsprechung in der physikalischen Domäne. Es ist vielmehr ein Skalierungsfaktor und steht in Verbindung mit dem dritten modalen Parameter: der Modenform.

Wie man aus der Abbildung 4.3 entnehmen kann, können beide Parameter sowohl aus der Impulsantwort $h(\tau)$, als auch deren Fouriertransformierten, der Übertragungsfunktion $H(\omega)$, abgelesen werden. Das Verhältnis des Betrages von pole-location und Residuum bestimmt den Spitzenwert der FRF bei Resonanz.

$$R = \frac{1}{2mj\omega_d} \quad (4.5)$$

4.4. Modalanalyse: Elastisch gelagertes Anbauteil

Anhand der gemessenen dynamischen Steifigkeit lässt sich eine Modalanalyse durchführen. In diesem Zusammenhang ergeben sich jedoch zwei Probleme: einerseits nimmt die Übertragung des SDOF-Modells zu höheren Frequenzen ab (siehe Abbildung 4.11), daher lässt sich das Versteifen der Elastomere zu Ebendiesen nicht modellieren. Außerdem setzt die Modalanalyse Linearität voraus [14], Elastomere verhalten sich jedoch stark nichtlinear. Aber trotz dieser Probleme kann man in sehr eingeschränktem Maß, rund um einen Arbeitspunkt und für sehr weiche Gummielemente eine passable Näherung erreichen.

4.4.1. Beispiel - Silentblock: 12 mm, 40 Shore

Wie bereits dargestellt, lassen sich aus der dynamischen Steifigkeit (FRF) alle wichtigen Parameter für die Modalanalyse ablesen. Aus Abbildung 3.9

4.4. Modalanalyse: Elastisch gelagertes Anbauteil

kann folgendes abgelesen werden:

$$\omega_{153g} = 84 \cdot 2\pi = 527s^{-1} \quad \omega_{-3dB} = 91 \cdot 2\pi = 571.8s^{-1}$$

Aus der -3dB Bandbreite ergibt sich die Dämpfung σ . Da die Masse bekannt ist lässt sich daraus die pole location d berechnen.

$$\sigma = \omega_{-3dB} - \omega_d = 44s^{-1} \Rightarrow d = \sigma \cdot 2\pi = 13.38N/ms$$

Aus der Höhe des Spitzenwertes, also aus den Betrag bei der Resonanz, lässt sich das dimensionslose Residuum berechnen

$$\left| \frac{R}{\sigma} \right| = 1.382119 \cdot 10^5 N/m \Rightarrow R = 3.1412 \cdot 10^4$$

In der Praxis wäre es zum Beispiel von Vorteil berechnen zu können wie sich die Resonanzfrequenz bei diesem Elastomerbauteil verschiebt, wenn sich die Sperrmasse ändert. Um das zu berechnen wird das Elastomerbauteil, stark vereinfacht, als reine Feder mit der Steifigkeit k angenommen.

$$k = \omega_d^2 \cdot m = \omega_d^2 \cdot 0.1521 = 4.236893 \cdot 10^4 N/m$$

Unter der Annahme, dass die Federsteife auch bei kleinerer Masse m gleich bleibt, kann man die neue Resonanzfrequenz für ein Gewicht von $m = 0.0771$ g berechnen

$$\omega_{77g} = \sqrt{\frac{k}{m}} = 741.3s^{-1} \hat{=} 117.98Hz$$

Vergleicht man das Ergebnis mit der Messung (Abbildung 3.35) sieht man, eine gute Übereinstimmung. In der Messung ergaben sich bei gleichen Pegel 106 Hz und bei etwas weniger Pegel 114 Hz.

4. Modalanalyse

Einschränkungen

Wiederholt man das Beispiel anhand des 60 Shore Silent-Blocks mit 12mm erhält man aus der Messung mit 152 g eine neue Resonanz bei 77g von 261 Hz. Diese liegt aber einiges neben der tatsächlichen Resonanz (294 Hz) aus der Messung. Die tatsächlich auf den Gummi wirkende Kraft hängt von der Sperrmasse und dem Verstärkerpegel ab und bestimmt wie stark das Element deformiert wird. Die Deformation wiederum beeinflusst die Federsteife des Gummis selbst. Je härter das Elastomer aufgrund seiner Shorehärte und seines Formfaktors wirkt, desto stärker fallen nichtlineare Effekte aus. Dieses nichtlineare Verhalten ist der Grund, weshalb die Modalanalyse nicht unbedingt das beste Mittel ist um die Eigenschaften eines Schwingsystems mit Elastomer abzubilden.

5. Beispiel: Tacho

Das letzte Kapitel soll nun die bisherigen Charakterisierungen von isoliert betrachteten Elastomerbauteilen um die Analyse eines gesamten Schwingungssystems erweitern. Als praxisnahes Beispiel wurde der mit Silent-Blocks elastisch gelagerte Tacho der KTM 1290 Superduke R im laufenden Betrieb am Rollenprüfstand untersucht. Außerdem wurden die Eigenschaften mehrerer Silentblocks und deren Einfluss auf das Gesamtsystem miteinander verglichen.

5.1. Hochlaufmessung

Um das Schwingverhalten bei Motoranregung messen zu können wurde das Motorrad, auf der Rolle im fünften Gang bei Volllast, bis in den Bereich des Drehzahlbegrenzers (10.500 Umdrehungen/min) hochgefahren. In Abbildung 5.4 sieht man ein Campbell-Diagramm. Dieses stellt die Beschleunigungen, in Farbabstufungen, während des Hochlaufes über der Frequenz aufgetragen dar. Die Ziffern am oberen bzw. rechten Rand zählen die Motorordnungen welche als diagonal verlaufende Linien sichtbar sind. In der unteren zweidimensionalen Darstellung sind die Maximalwerte der Beschleunigungen, in allen drei Raumrichtungen über der Frequenz aufgetragen, welche während des gesamten Hochlaufes auftraten.

Man kann erkennen, dass der Motor in alle Raumrichtungen charakteristische Eigenfrequenzen ausprägt. Diese werden Motorordnungen genannt und sind abhängig von der Drehzahl.

Die erste Motorordnung entspricht der Drehzahl selbst, also der Anzahl an Umdrehungen der Kurbelwelle pro Minute. Die Resultierenden Kräfte und Momente werden größtenteils durch die Ausgleichswelle ausgeglichen. Die zweite Motorordnung entsteht durch das Abbremsen und Beschleunigen

5. Beispiel: Tacho

der Kolben um die Totpunkte herum. Diese wird nicht ausgeglichen, da sich hoch- und hinunterlaufende Kolben mit unterschiedlicher Geschwindigkeit bewegen. Die Kräfte und Momente der gegenläufigen Kolben weichen im Betrag von einander ab und es kommt zu keiner vollständigen Kompensation, deshalb ist die zweite Motorordnung auch stärker ausgeprägt wie die erste. Ein weiterer Grund dafür liegt in der V-Form des Motors, aufgrund derer bewegen sich **beide** Kolben in der Ebene aus X- und Z-Richtung, wobei der Beschleunigungssensor Anteile beider Kolben misst da er schräg auf der Motoroberfläche geklebt war. Die halben Motorordnungen resultieren aus dem Steuertrieb bzw. der Nockenwelle. Die höheren Ordnungen sind zumindest teilweise auch harmonische Vielfache der unteren Motorordnungen.

Die Motoranregung wird über den Rahmen bis zum Lenker übertragen. Dort findet dann die Einleitung in das Schwingungssystem des Tachos statt.

5.1.1. Messaufbau

In den Abbildungen 5.1 und 5.2 sieht man die Sensorplatzierungen. Vier Stück wurden seitlich im Bereich der Ecken des Tachos auf Klebeband mit Kontaktkleber geklebt. Zwei weitere Sensoren wurden direkt auf die Lenkerklemmen sowie den Tachohalter geklebt. Die Sensoren liegen damit alle ungefähr um 45° gedreht im Raum, weshalb die Auswertung der Messergebnisse bezogen auf die Raumrichtungen nur relativ zueinander evaluiert werden darf. Als Z-Richtung wurde jene aus dem Tacho herauszeigende Achse gewählt. Die Y-Richtung verläuft von Links nach rechts während die X-Richtung vom Tacho zum Fahrer zeigt (siehe Abbildung 5.3).

5.1. Hochlaufmessung



Abbildung 5.1.: Tacho der Superduke R mit montierten Beschleunigungssensoren

5. Beispiel: Tacho



Abbildung 5.2.: Tacho der Superduke R mit montierten Beschleunigungssensoren in der Rückansicht



Abbildung 5.3.: Koordinatensystem beim Motorrad

5.1. Hochlaufmessung

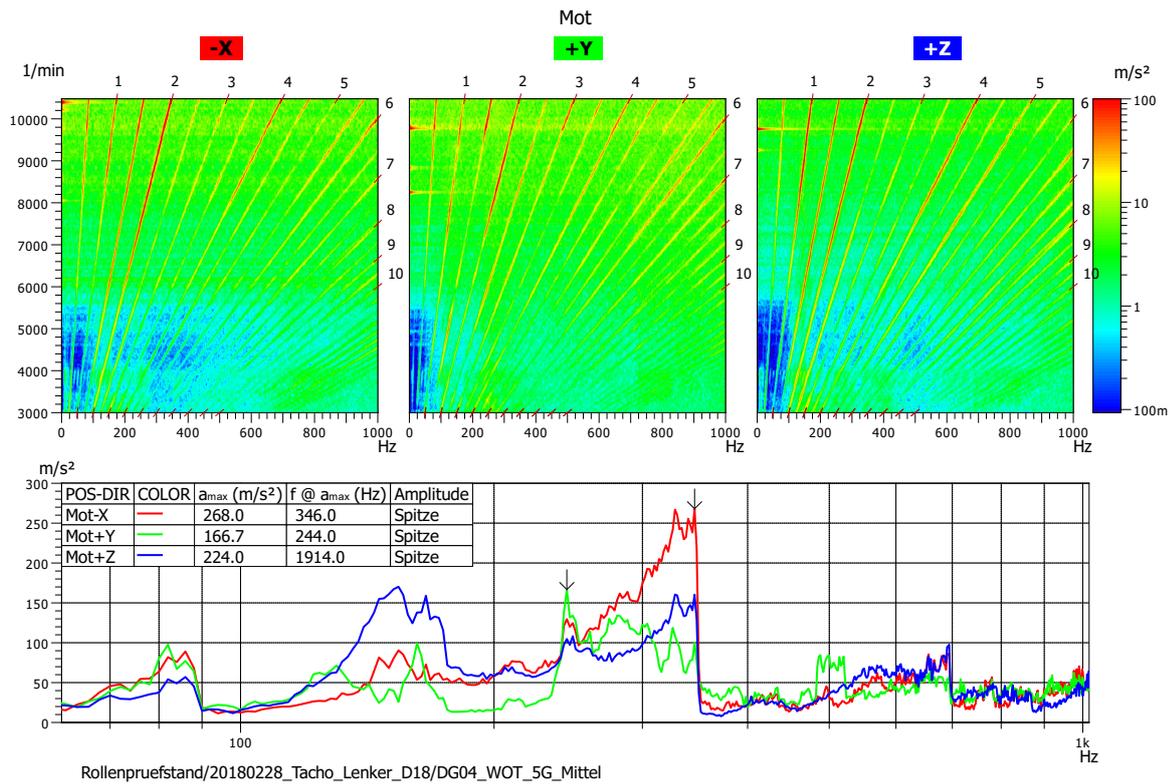


Abbildung 5.4.: Campbell Diagramme der drei Achsen am Motorblock während des Hochlaufes (oben) und Darstellung der maximalen Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen (unten)

5. Beispiel: Tacho

5.1.2. Silentblocks: 18 mm 40 Shore

Die Silentblocks mit 18 mm Durchmesser und 40 Shore sind in der Serie verbaut. Abbildung 5.5 zeigt die Beschleunigungen des Tachos bei Lagerung mit diesen Gummilagern in allen drei Raumrichtungen. Die stärksten Bewegungen finden in X-Richtung und Z-Richtung statt. Der Tacho vollführt also eine Taumelbewegung. Links oben sind besonders bei höheren Frequenzen mehr Anteile vorhanden, dies ist auf den Stecker zurückzuführen über den der Tacho seine Daten bezieht.

Durchläuft eine Motorordnung, während des Hochlaufes, ein Frequenzband innerhalb dessen eine Mode des Schwingsystems liegt, kommt es zu einer besonders starken Überhöhung der Beschleunigung. Im Campbell-Diagramm (Abbildung 5.6) ist dieses Verhalten gut nachzuvollziehen. Hier sieht man die Beschleunigung am oberen rechten Bereich des Tacho während des Hochlaufes. Das senkrechte Band höheren Pegels, auch *Schatten* genannt, welches sich in diesem Fall zwischen etwa 50 und 150 Hz erstreckt, zeigt eine Mode an. Die schräg verlaufenden Linien sind die Motorordnungen. Die stärksten Beschleunigungen treten dann auf wenn die Motorordnungen mit der Mode zusammenfallen. In der Z-Richtung ist dies bei 138 Hz der Fall.

Da der Tacho über einen Tachohalter am Lenker fixiert ist, muss man von zwei bestimmenden Schwingsystemen ausgehen. Einerseits schwingt der Tacho inkl. Gummilager (Masse) am Tachohalter (Federsteife). Andererseits bildet der Tacho mit den Elastomerbauteilen ein Feder-Masse-System. Aus diesem Grund ist es besonders interessant das Schwingverhalten der drei Teile gegenüberzustellen. In Abbildung 5.7 sieht man, dass rund um die Mode, welche schon im Campbell-Diagramm ersichtlich war, tatsächlich eine höhere Beschleunigung am Tacho auftritt als am Lenkerkopf. Selbst zwischen Tacho und Tachohalter steigt diese an. Bei höheren Frequenzen tritt großteils eine leichte Dämmung im Bezug auf den Lenkerkopf auf.

5.1. Hochlaufmessung

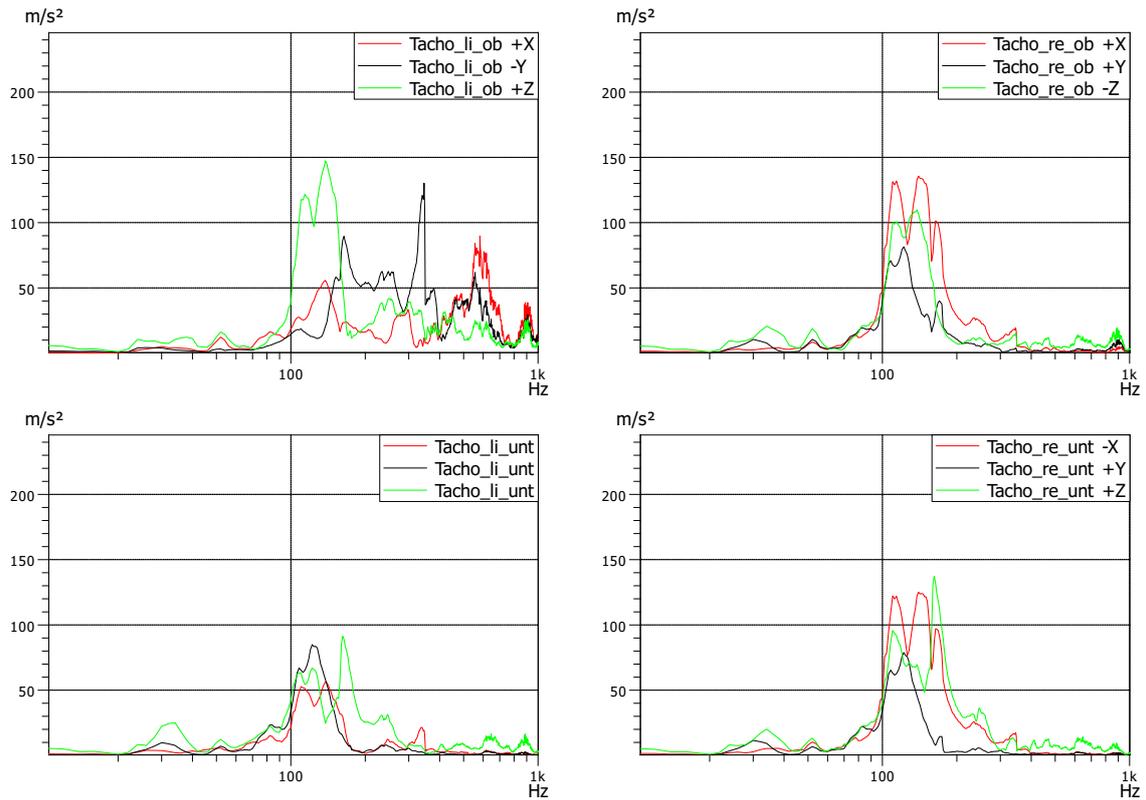


Abbildung 5.5.: Beschleunigungen im Bereich der vier Ecken des Tachos in allen drei Raumrichtungen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore

5. Beispiel: Tacho

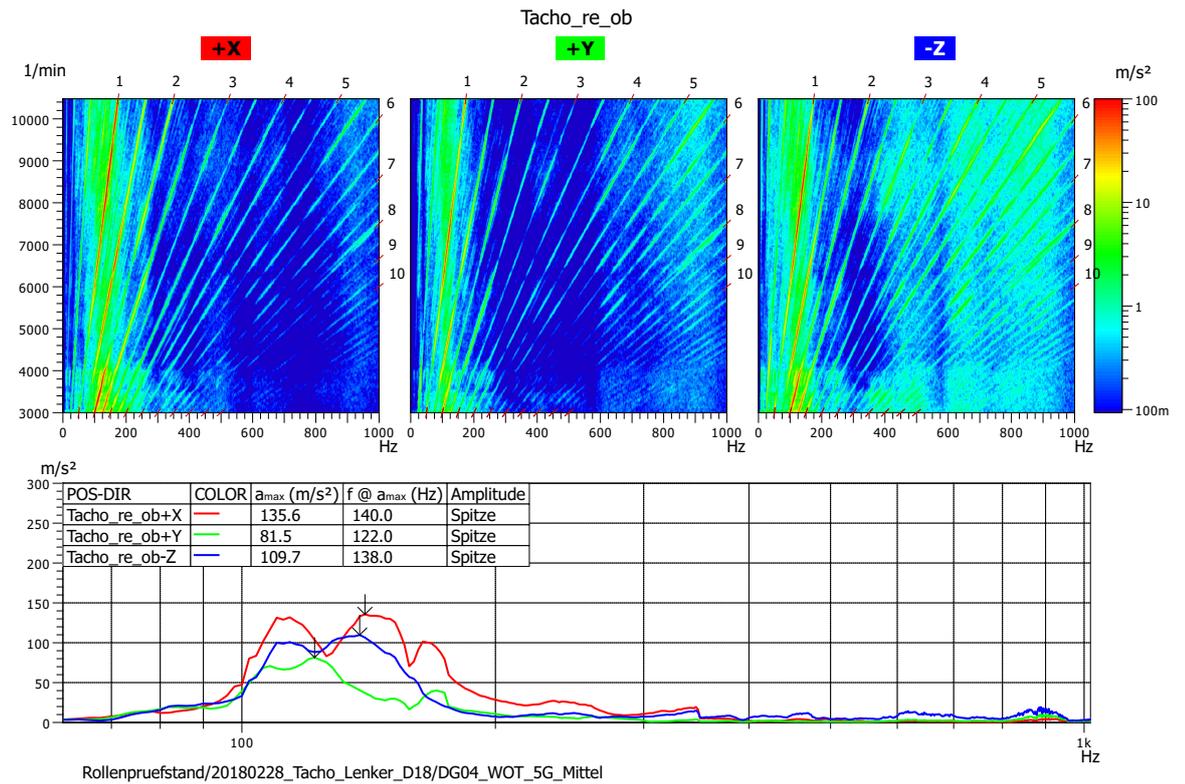


Abbildung 5.6.: Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore

5.1. Hochlaufmessung

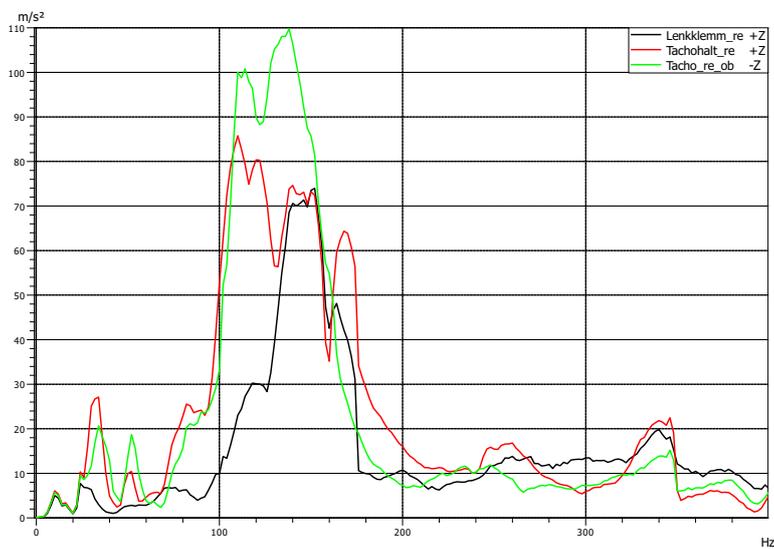


Abbildung 5.7.: Maximale Beschleunigungen aus dem Mittel von drei Hochläufen über der Frequenz aufgetragen. Messpunkte waren: rechte Lenkerklemme (Schwarz), rechter Tachohalter (Rot), und Tacho rechts oben (Grün). Gemessen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore

5. Beispiel: Tacho

5.1.3. Silentblocks: 18 mm 30 Shore

Vergleicht man nun das Schwingverhalten des Tachos bei Lagerung mit einem weicheren Silentblock (30 Shore), sieht man, dass sowohl Tachohalter als auch Tacho sich wesentlich ruhiger verhalten (siehe Abbildung 5.8). Im Bereich der ersten Motorordnung (ca. 150 Hz) liegt aber offenbar immer noch eine Mode des Systems, welches sich aus Elastomer und Tacho zusammensetzt. Verifizieren kann man diese Annahme in Abbildung 5.9. Die erste Motorordnung liegt knapp im Schatten dieser Mode.

5.1. Hochlaufmessung

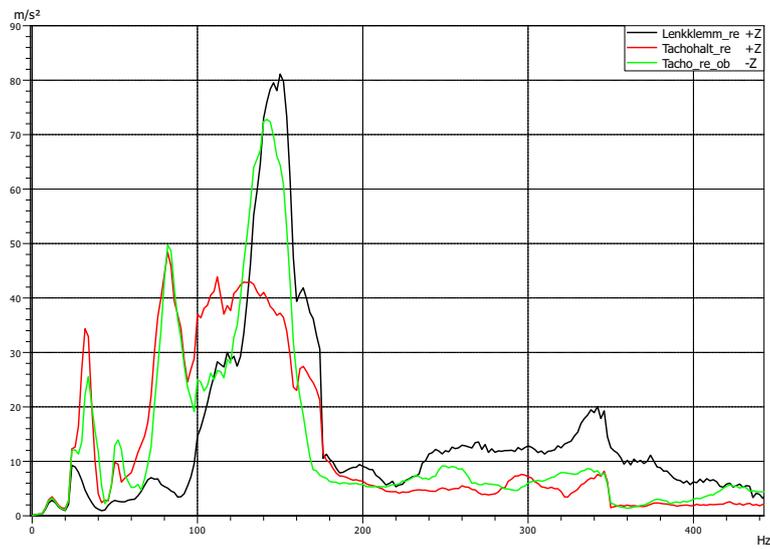


Abbildung 5.8.: Beschleunigungen im Bereich der vier Ecken des Tachos in allen drei Raumrichtungen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 30 Shore

5. Beispiel: Tacho

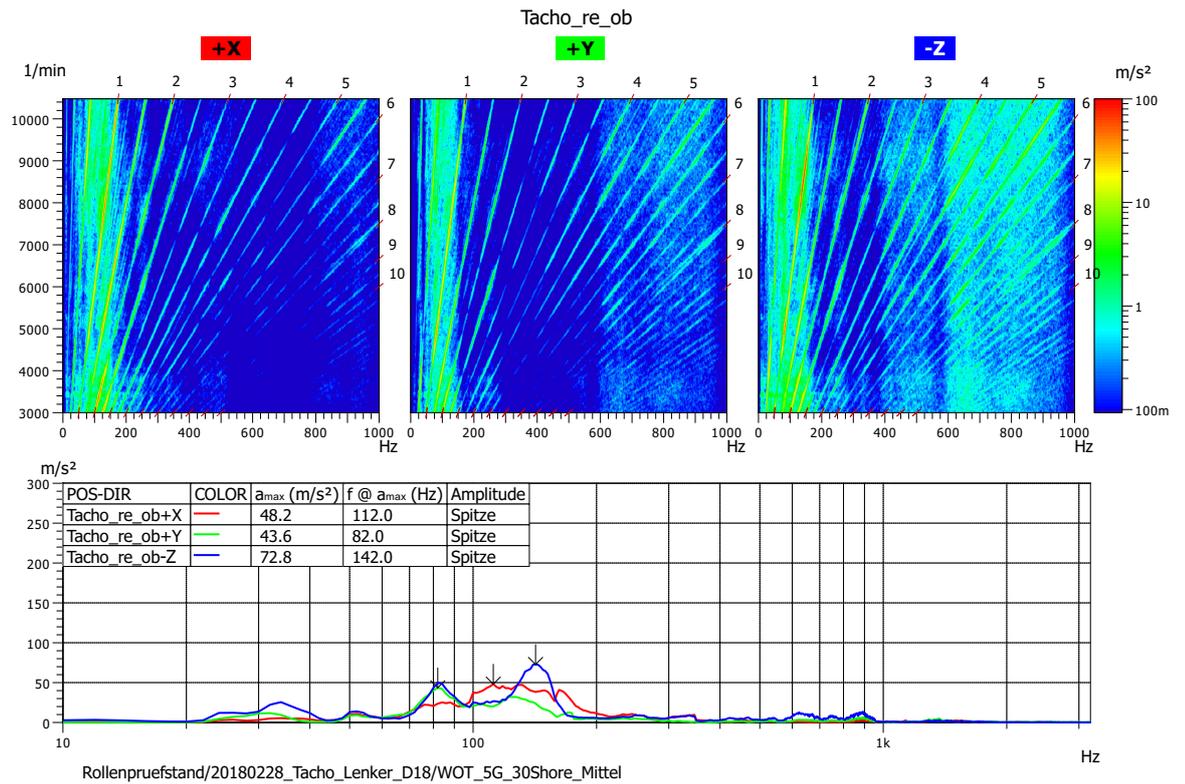


Abbildung 5.9.: Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 30 Shore

5.1.4. Silentblocks: 12 mm 40 Shore

Wie aus den Untersuchungen in Kapitel 3 bekannt, wirkt der Silentblock mit 40 Shore und 12 mm Durchmesser weicher als jener mit 30 Shore und 18 mm Durchmesser. Um die Resonanz also weiter zu tieferen Frequenzen zu verschieben wird nun dieser Silentblock zur Lagerung eingesetzt. In Abbildung 5.11 sieht man, dass die Mode nun unter der ersten Motorordnung liegt und daher auch die maximale Beschleunigung viel geringer ist als bei der Lagerung mit härter wirkenden Elastomeren. Abbildung 5.10 zeigt zusätzlich noch eine deutlich bessere Dämmwirkung des Körperschalls vom Lenker zum Tacho bei Frequenzen ab ca. 180 Hz.

5. Beispiel: Tacho

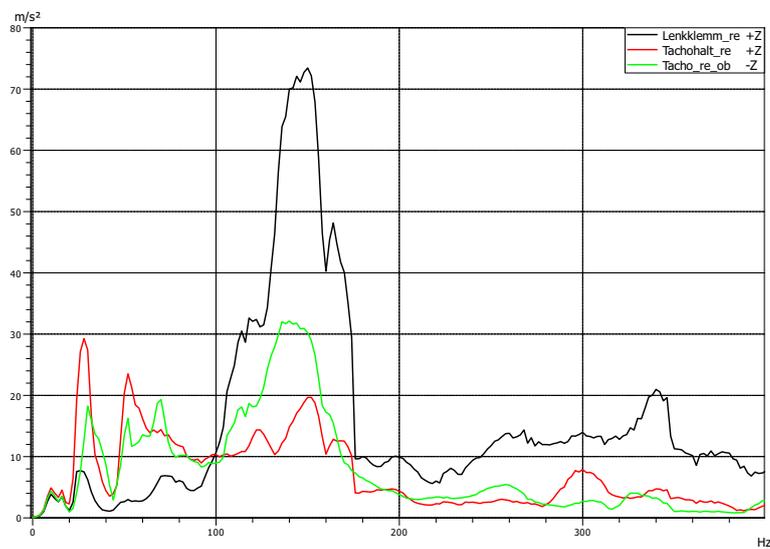


Abbildung 5.10.: Maximale Beschleunigungen aus dem Mittel von drei Hochläufen über der Frequenz aufgetragen. Messpunkte waren: rechte Lenkerklemme (Schwarz), rechter Tachohalter (Rot), und Tacho rechts oben (Grün). Gemessen bei Lagerung mit einem Silentblock von 18 mm und 40 Shore

5.1. Hochlaufmessung

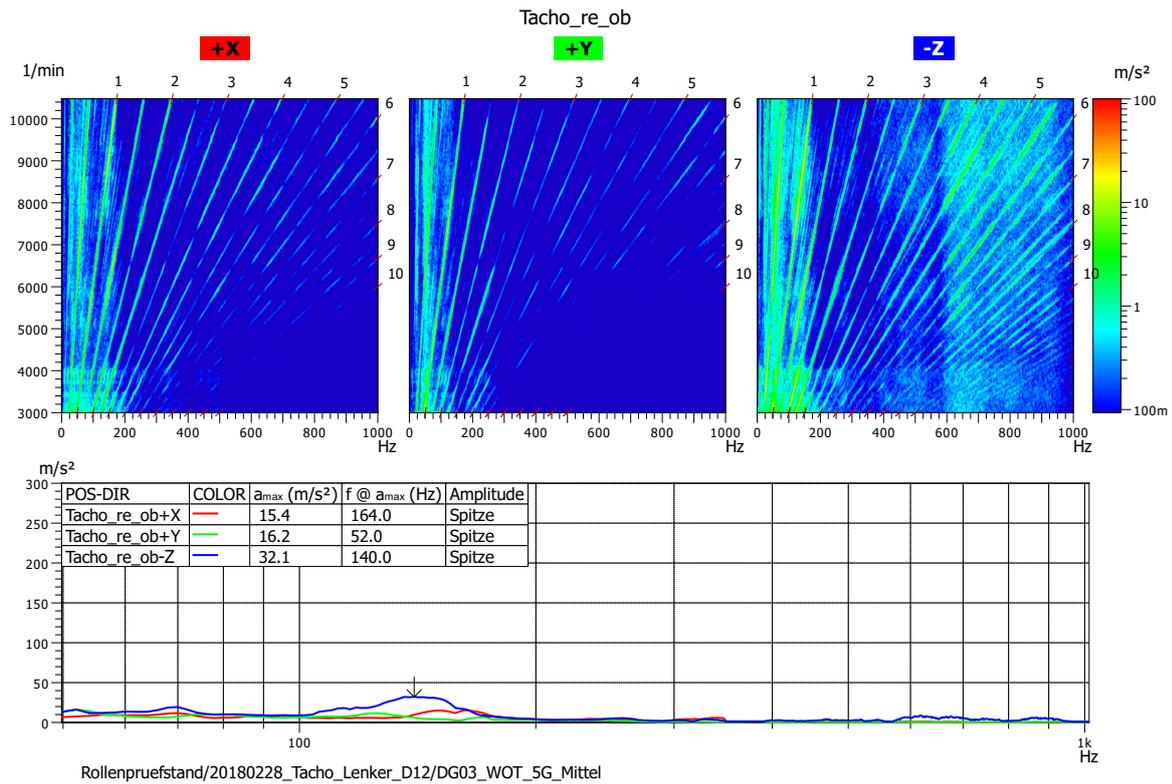


Abbildung 5.11.: Campbell-Diagramm des Sensors am Tacho rechts oben während des Motorhochlaufes und maximale Beschleunigungen über der Frequenz aufgetragen bei Lagerung mit einem Silentblock von 12 mm und 40 Shore

5. Beispiel: Tacho

5.1.5. Vergleich

Durch die Messungen am Rollenprüfstand konnten die theoretischen Zusammenhänge aus Kapitel 2 beobachtet werden. So stellte sich heraus, dass der größere Steifigkeitsunterschied und die daraus resultierende stärkere Fehlanpassung der Impedanzen tatsächlich eine bessere Dämmwirkung des Körperschalls bewirkt. Abbildung 5.12 fasst den Unterschied der Elastomerlager unter Zuhilfenahme des Vektorbetrags zusammen. Auffällig ist auch wie viel stärker sich die Körperschalleinleitung über den Stecker bemerkbar macht wenn die anderen Verbindungsstellen gut entkoppelt sind. Erkennbar am Vektorbetrag des Silentblocks mit 12mm und 40 Shore (grüne Kurve), welcher im linken oberen Bereich, also im Bereich der Steckverbindung, eine ähnlich hohe Beschleunigung aufweist wie die anderen Elastomerbauteile, obwohl dieser aber an den anderen Positionen deutlich tiefer liegt. Berücksichtigt man die Erkenntnisse aus diesem Kapitel würde man vielleicht dazu tendieren immer so weich wie möglich zu lagern. Allerdings wurde hier nur die Motoranregung behandelt, im Realbetrieb, also auf der Straße, kommt die Anregung über die Fahrbahn hinzu, welche zwar weniger stark ist aber auch tiefere Frequenzanteile enthalten kann. Weiters ist, zumindest im Falle der verwendeten Silentblocks, die mechanische Stabilität bzw. Haltbarkeit bei sehr weichen Elastomeren möglicherweise ein Problem. Eine weichere Lagerung ist auch dann nicht besser wenn dadurch eine Mode in den Bereich einer Motorordnung fallen würde.

5.1. Hochlaufmessung

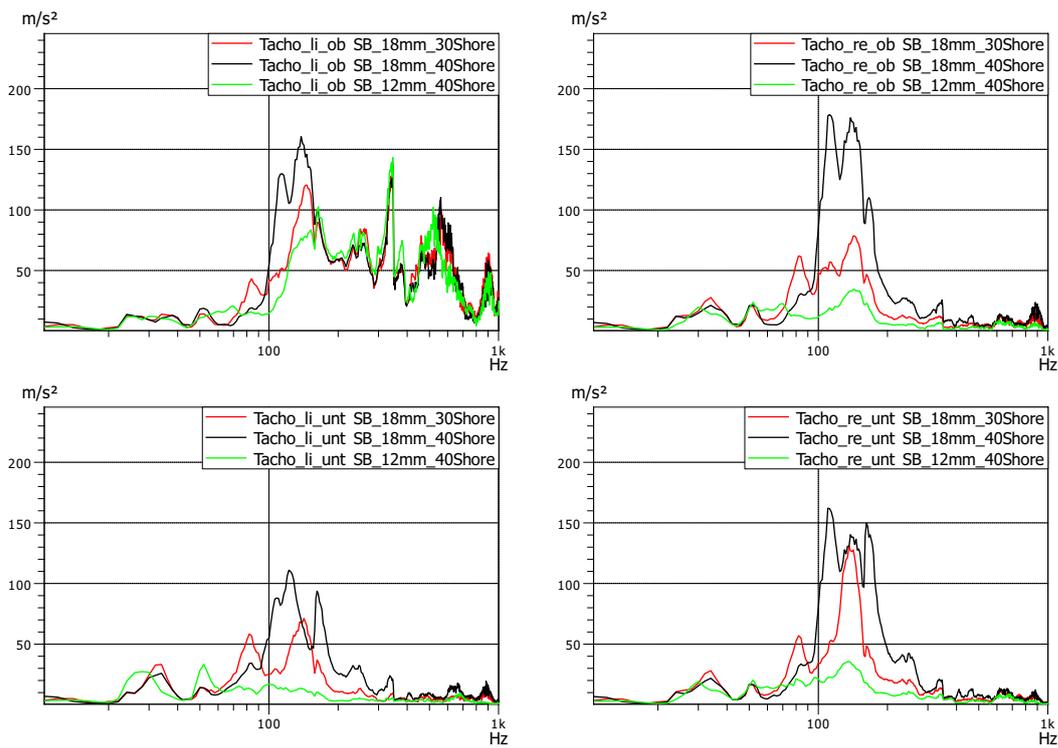


Abbildung 5.12.: Vergleich des Vektorbetrages der Beschleunigungen an vier Positionen im Bereich der Ecken des Tachos bei Lagerung mit drei unterschiedlichen Silentblocks: 18 mm 40 Shore (Schwarz), 18 mm 30 Shore (Rot) und 12 mm 40 Shore (Grün)

6. Rückblick und Ausblick

Im ersten Teil dieser Arbeit wurde einerseits das Herstellungsverfahren, sowie die grundlegenden Eigenschaften von Elastomeren erläutert. Auf dieser Basis wurden anschließend einige Modelle beschrieben, welche in der Wissenschaft üblich sind und es wurde der wichtige Begriff der dynamischen Steifigkeit eingeführt. Diese ist eine zentrale Größe in der Entwicklung von Kraftfahrzeugen, da sie eng mit der Lagerung und Schwingungsentkopplung von Motoren bzw. Motorvibrationen verbunden ist. Da aber vonseiten der Hersteller kleinerer Gummilagerelemente, wie z.B. Silentblocks, keine Daten über die dynamische Steifigkeit dieser vorlagen, wurde der Entwurf und die Konstruktion eines geeigneten Elastomerprüfstandes zur Hauptaufgabe im Zuge dieser Arbeit (Kapitel 3).

Als Ausgangspunkt dafür diente die Norm DIN ISO 10846: *Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften von elastischen Elementen die als Schwingungsisolatoren eingesetzt werden*. Obwohl hohe Anforderungen an den Prüfaufbau bestehen, die eine sehr steife und massive Konstruktion verlangen um die Normvorgaben einhalten zu können und übliche Prüfaufbauten (siehe 1.1) meist deutlich spezieller und teurer sind, konnte, mit Mitteln die in einem Industriebetrieb wie KTM meist Standard sind, ein Aufbau realisiert werden, welcher die Vermessung von Elastomeren bis zu einer bestimmten Steifigkeit ermöglichte.

Dabei wurden einige Erkenntnisse gewonnen wie z.B., dass die Variation des Durchmessers bei einem Silentblock einen wesentlich größeren Einfluss darauf hat wie Steif dieser wirkt, als das Verändern der Shorehärte des Materials. Oder die Tatsache, dass die Rundgummibuchsen ein wesentlich komplizierteres Verhalten zeigen und aufgrund ihrer Geometrie, bei gleicher Shorehärte, deutlich steifer wirken. Außerdem konnte das nichtlineare Verhalten beobachtet und dessen Auswirkungen quantifiziert werden. Wobei deutlich zu sehen war wie sich größere Steifigkeit in einer Verstärkung nichtlinearer Effekte widerspiegelt.

6. Rückblick und Ausblick

Durch einen steiferen Kragbalken bzw. einen massiveren Tisch für diesen könnte man den messbaren Bereich weiter erhöhen, genauso wie durch eine stärkere Anregungskraft durch den Shaker. Die gemessenen Verläufe der dynamischen Steifigkeit, Phase, Beschleunigungen am Shakerkopf und übertragener Kraft können dazu verwendet werden Modelle zu parametrieren, Simulationen zu erstellen und helfen schlussendlich bei der Auswahl eines geeigneten Elastomerbauteils.

Im Kapitel 4 wurde die Modalanalyse verwendet um das Resonanzverhalten eines repräsentativen Schwingsystems mit Elastomer zu untersuchen und die Einschränkungen im Zusammenhang mit diesem aufzuzeigen.

Das Abschließende Kapitel 5 schlug dann den Bogen zur Praxis und zeigte die vorher besprochenen Phänomene anhand von Messdaten vom Rollenprüfstand. Es konnte die steigende Schwingungsentkoppelung mit größerem Impedanzsprung gezeigt werden, sowie die Beeinflussung des Resonanzverhaltens durch die relativ niedrige Steifigkeit des Tachohalters oder das unsymmetrische Schwingverhalten des Tacho. Diese Arbeit legt aber erst den Grundstein für die intensivere Beschäftigung mit Elastomeren bei KTM. So wird es in Zukunft interessant sein sich auch mit den statischen Eigenschaften oder dem Relaxationsverhalten zu beschäftigen.

7. Literatur

Literatur

- [1] URL: www.inova-gmbh.com (siehe S. 4).
- [2] DIN 53305. *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Härteprüfung nach Shore A und D*. 2000-08 (siehe S. 6).
- [3] Anoop K. Dhingra Fadi Alkhatib. »Vibration Analysis Shape and Design of Motorcycle Mounting System Subjected to Shaking Forces«. In: *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology* (2016) (siehe S. 1).
- [4] W. Flügge. *Viscoelasticity*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1975 (siehe S. 13).
- [5] Dipl. Phys. Andreas Lang. *Einführung in Signalanalyse und digitale Signalverarbeitung - orientiert an der PAK-Messkette*. MUeller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH. 2013 (siehe S. 77).
- [6] Manfred Heckl Lothar Cremer. *Körperschall*. Hrsg. von Wolfgang Kropp Michael Möser. 3. Aufl. Springer, 2010 (siehe S. 16–18, 20).
- [7] Polymer Service GmbH Merseburg. *Shore-Härte - Grundlagen*. URL: wiki.polymerservice-merseburg.de (siehe S. 6, 7).
- [8] P.M.Solaniki Mukesh Hadpe Dr.D.S. Deshmukh. »Vibration Analysis of a Two Wheeler (Analytically)«. In: *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* (2014) (siehe S. 1).
- [9] Ndimila.W. Benjamin; Majaja. A. Bashira; Elias Erasto; Natalitolela .G. Noel. »Investigation of Motorcycle Design Improvements with Respect to Whole Body Vibration Exposure to the Rider«. In: *Journal of Mutidisciplinary Engineering Science and Technology* (2015) (siehe S. 1).

Literatur

- [10] Lärminderung und Schwingungsmesstechnik Normenausschuss Akustik. »Akustik und Schwingungstechnik - Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente - Teil 1: Grundlagen und Übersicht (ISO 10846-2:2008)«. In: *Deutsches Institut für Normung e..V.* (2008) (siehe S. 3, 12, 29, 33).
- [11] Lärminderung und Schwingungsmesstechnik Normenausschuss Akustik. »Akustik und Schwingungstechnik - Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente - Teil 2: Direktes Verfahren Ermittlung der dynamischen Steifigkeitelastischer Stützelemente bei Anregung in translatorischer Richtung (ISO 10846-2:2008)«. In: *Deutsches Institut für Normung e..V.* (2008) (siehe S. 34, 35).
- [12] Lärminderung und Schwingungsmesstechnik Normenausschuss Akustik. »Akustik und Schwingungstechnik - Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente - Teil 3: Indirektes Verfahren Ermittlung der dynamischen Steifigkeitelastischer Stützelemente bei Anregung in translatorischer Richtung (ISO 10846-3:2002)«. In: *Europäisches Komitee für Normung* (2002) (siehe S. 36, 37).
- [13] Brüel & Kjær Ole Dossing. *Structural Testing Part I: Mechanical Mobility Measurements Part II: Modal Analysis and Simulation*. Whitepaper. 1988 (siehe S. 77, 78).
- [14] Brüel & Kjær Ole Dssing B. & K.ssing. *Structural Testing Part II: Modal Analysis and Simulation*. Whitepaper. 1988 (siehe S. 79–82).
- [15] A. R. Payne. »Strainwork Dependence of Filler-Loaded Vulcanizates.« In: *Journal of Abpplied Sciences* 8 (1965), pages (siehe S. 10, 11).
- [16] R.Dieterle. *Modelle für das Dämpfungsverhalten von schwingenden Stahlbetonträgern im ungerissenen und gerissenen Zustand*. Springer-Verlag, 2013 (siehe S. 8–10, 14, 15).
- [17] Helmut Schmidt. *Schalltechnisches Taschenbuch: Schwingungskompendium*. Springer-Verlag, 2013 (siehe S. 21).
- [18] Dipl.:Ing. Konstantin Sedlan. »Viskoelastisches Verhalten von Elastomerwerkstoffen: Experimentelle Untersuchung und Modellbildung«. Diss. Universität Gesamthochschule Kassel, 2000 (siehe S. 9, 12).

- [19] Dipl.-Ing. (FH) Manuela Waltz. »Dynamisches Verhalten von Gummi-
gederten Eisenbahnrädern«. Diss. Technische Hochschule Aachen,
2005 (siehe S. 5, 8–10, 13).
- [20] Claus Wrana. *Polymerphysik*. Springer Spektrum, 2014 (siehe S. 5, 7,
13).
- [21] Prof. Dr.-Ing. Peter Zeller. *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Ausle-
gung, Berechnung*. Hrsg. von Peter Zeller (Hrsg.) Springer Verlag, 2009
(siehe S. 12, 19, 20).

Anhang A.

Messübersicht

A.1. Durchgeführte Messungen

Versuchsname	Untertitel	Bauteil	Geometrie	Shorehärte	Verstärker-Pegel
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm30ShoreM00	SilentBlock	12mm	30	0.5 V - 0.5 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM01	SilentBlock	12mm	40	0.5 V - 0.5 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM02	SilentBlock	12mm	40	1.5 V - 1.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM021	SilentBlock	12mm	40	3.0 V - 2.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM03	SilentBlock	12mm	60	0.5 V - 0.5 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM04	SilentBlock	12mm	60	1.5 V - 1.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM041	SilentBlock	12mm	60	3.0 V - 2.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM05	SilentBlock	12mm	80	3.0 V - 2.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM050	SilentBlock	12mm	80	3.0 V - 2.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM06	SilentBlock	18mm	40	1.5 V - 1.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM07	SilentBlock	18mm	40	2.0 V - 1.5 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM080	SilentBlock	18mm	60	3.0 V - 2.0 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM09	SilentBlock	18mm	60	2.0 V - 1.5 A
direkteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm80ShoreM10	SilentBlock	18mm	80	5.0 V - 3.5 A
direkteMessung621Axial	621Axial40ShoreM00	Rundgummi	621	40	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung621Axial	621Axial40ShoreM01	Rundgummi	621	40	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung621Axial	621Axial60ShoreM02	Rundgummi	621	60	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung621Axial	621Axial60ShoreM03	Rundgummi	621	60	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung621Axial	621Axial80ShoreM04	Rundgummi	621	80	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung621Axial	621Axial80ShoreM05	Rundgummi	621	80	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung618Axial	618Axial40ShoreM06	Rundgummi	618	40	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung618Axial	618Axial40ShoreM07	Rundgummi	618	40	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung618Axial	618Axial60ShoreM08	Rundgummi	618	60	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung618Axial	618Axial60ShoreM09	Rundgummi	618	60	3.0 V - 2.0 A
direkteMessung618Axial	618Axial80ShoreM10	Rundgummi	618	80	5.0 V - 3.5 A
direkteMessung621Radial	621Radial40ShoreM00	Rundgummi	621	40	1.5 V - 1.0 A
direkteMessung621Radial	621Radial40ShoreM01	Rundgummi	621	40	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung621Radial	621Radial40ShoreM02	Rundgummi	621	40	3.0 V - 2.0 A
direkteMessung621Radial	621Radial60ShoreM03	Rundgummi	621	60	3.0 V - 2.0 A
direkteMessung621Radial	621Radial60ShoreM031	Rundgummi	621	60	5.0 V - 3.5 A
direkteMessung621Radial	621Radial80ShoreM04	Rundgummi	621	80	5.0 V - 3.5 A
direkteMessung618Radial	618Radial40ShoreM06	Rundgummi	618	40	1.5 V - 1.0 A

direkteMessung618Radial	618Radial40ShoreM07	Rundgummi	618	40	2.0 V - 1.5 A
direkteMessung618Radial	618Radial40ShoreM08	Rundgummi	618	40	3.0 V - 2.0 A
direkteMessung618Radial	618Radial60ShoreM09	Rundgummi	618	60	5.0 V - 3.5 A
direkteMessung618Radial	618Radial60ShoreM10	Rundgummi	618	60	3.0 V - 2.0 A
direkteMessung618Radial	618Radial80ShoreM11	Rundgummi	618	80	5.0 V - 3.5 A

Versuchsname	Untertitel	Bauteil	Gewicht	Geometrie	Shorehärte	Verstärker-Pegel	Resonanz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm30ShoreM00	SilentBlock	153	12mm	30	1.5 V - 1.5 A	62Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM01	SilentBlock	78	12mm	40	1.5 V - 1.5 A	114Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM02	SilentBlock	78	12mm	40	2.0 V - 1.5 A	106Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM03	SilentBlock	153	12mm	40	1.5 V - 1.5 A	82Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM031	SilentBlock	153	12mm	40	1.5 V - 1.5 A	78Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM04	SilentBlock	153	12mm	40	2.0 V - 1.5 A	84Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm40ShoreM041	SilentBlock	153	12mm	40	2.0 V - 1.5 A	74Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM05	SilentBlock	78	12mm	60	1.5 V - 1.5 A	330Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM06	SilentBlock	78	12mm	60	2.0 V - 1.5 A	294Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM07	SilentBlock	153	12mm	60	1.5 V - 1.5 A	214Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM08	SilentBlock	153	12mm	60	2.0 V - 1.5 A	186Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm60ShoreM09	SilentBlock	153	12mm	60	1.0 V - 0.7 A	226Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM10	SilentBlock	78	12mm	80	1.5 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM11	SilentBlock	78	12mm	80	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM12	SilentBlock	153	12mm	80	1.5 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock12mm80ShoreM13	SilentBlock	153	12mm	80	2.0 V - 1.5 A	430Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm30ShoreM00	SilentBlock	153	18mm	30	1.5 V - 1.5 A	160Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM01	SilentBlock	78	18mm	40	1.5 V - 1.5 A	374Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM02	SilentBlock	78	18mm	40	2.0 V - 1.5 A	348Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM03	SilentBlock	153	18mm	40	1.5 V - 1.5 A	254Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm40ShoreM04	SilentBlock	153	18mm	40	2.0 V - 1.5 A	250Hz
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM05	SilentBlock	78	18mm	60	1.5 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM06	SilentBlock	78	18mm	60	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM07	SilentBlock	153	18mm	60	1.5 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM08	SilentBlock	153	18mm	60	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm60ShoreM081	SilentBlock	153	18mm	60	2.0 V - 1.5 A	540 Hz aus phase
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm80ShoreM09	SilentBlock	78	18mm	80	1.5 V - 1.5 A	x
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm80ShoreM10	SilentBlock	78	18mm	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm80ShoreM11	SilentBlock	153	18mm	80	1.5 V - 1.5 A	x
IndirekteMessungSilentBlock	SilentBlock18mm80ShoreM12	SilentBlock	153	18mm	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial40ShoreM00	Rundgummi	78	621	40	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung621Axial	621Axial40ShoreM01	Rundgummi	78	621	40	2.0 V - 1.5 A	-

IndirekteMessung621Axial	621Axial40ShoreM02	Rundgummi	153	621	40	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung621Axial	621Axial40ShoreM03	Rundgummi	153	621	40	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung621Axial	621Axial40ShoreM04	Rundgummi	153	621	40	3.0 V - 2.0 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial60ShoreM05	Rundgummi	78	621	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial60ShoreM06	Rundgummi	78	621	60	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial60ShoreM07	Rundgummi	153	621	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial60ShoreM08	Rundgummi	153	621	60	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung621Axial	621Axial80ShoreM09	Rundgummi	78	621	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial80ShoreM10	Rundgummi	78	621	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial80ShoreM11	Rundgummi	153	621	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Axial	621Axial80ShoreM12	Rundgummi	153	621	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial40ShoreM13	Rundgummi	78	618	40	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial40ShoreM14	Rundgummi	78	618	40	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial40ShoreM15	Rundgummi	153	618	40	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung618Axial	618Axial40ShoreM16	Rundgummi	153	618	40	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung618Axial	618Axial60ShoreM17	Rundgummi	78	618	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial60ShoreM18	Rundgummi	78	618	60	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial60ShoreM19	Rundgummi	153	618	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial60ShoreM20	Rundgummi	153	618	60	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial80ShoreM21	Rundgummi	78	618	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial80ShoreM22	Rundgummi	78	618	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial80ShoreM23	Rundgummi	153	618	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Axial	618Axial80ShoreM24	Rundgummi	153	618	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial40ShoreM00	Rundgummi	78	621	40	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung621Radial	621Radial40ShoreM01	Rundgummi	78	621	40	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung621Radial	621Radial40ShoreM02	Rundgummi	153	621	40	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung621Radial	621Radial40ShoreM03	Rundgummi	153	621	40	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung621Radial	621Radial40ShoreM031	Rundgummi	153	621	40	2.0 V - 1.5 A	neg. 910 Hz
IndirekteMessung621Radial	621Radial60ShoreM04	Rundgummi	78	621	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial60ShoreM05	Rundgummi	78	621	60	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial60ShoreM06	Rundgummi	153	621	60	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial60ShoreM07	Rundgummi	153	621	60	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial80ShoreM08	Rundgummi	78	621	80	1.5 V - 1.0 A	x

IndirekteMessung621Radial	621Radial80ShoreM09	Rundgummi	78	621	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial80ShoreM10	Rundgummi	153	621	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung621Radial	621Radial80ShoreM11	Rundgummi	153	621	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Radial	618Radial40ShoreM12	Rundgummi	78	618	40	1.5 V - 1.0 A	276Hz
IndirekteMessung618Radial	618Radial40ShoreM13	Rundgummi	78	618	40	2.0 V - 1.5 A	258HZ
IndirekteMessung618Radial	618Radial40ShoreM14	Rundgummi	153	618	40	1.5 V - 1.0 A	192Hz
IndirekteMessung618Radial	618Radial40ShoreM15	Rundgummi	153	618	40	2.0 V - 1.5 A	176Hz
IndirekteMessung618Radial	618Radial60ShoreM16	Rundgummi	78	618	60	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung618Radial	618Radial60ShoreM17	Rundgummi	78	618	60	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung618Radial	618Radial60ShoreM18	Rundgummi	153	618	60	1.5 V - 1.0 A	-
IndirekteMessung618Radial	618Radial60ShoreM19	Rundgummi	153	618	60	2.0 V - 1.5 A	-
IndirekteMessung618Radial	618Radial80ShoreM20	Rundgummi	78	618	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Radial	618Radial80ShoreM21	Rundgummi	78	618	80	2.0 V - 1.5 A	x
IndirekteMessung618Radial	618Radial80ShoreM22	Rundgummi	153	618	80	1.5 V - 1.0 A	x
IndirekteMessung618Radial	618Radial80ShoreM23	Rundgummi	153	618	80	2.0 V - 1.5 A	x

A.2. Messequipment

A.2.1. Messungen am Elastomerprüfstand

Zur Durchführung der Messungen am Elastomerprüfstand wurde ein PAK MKII Messsystem der Firma Müller-BBM verwendet. Als Schwingungserreger wurde ein elektromagnetischer Shaker vom Typ V406 der Firma LDS eingesetzt. Betrieben wurde dieser mit einem passenden Verstärker PA1200 von LDS. Die Eckdaten des Shakers sind:

- maximale sinusförmige Kraft: 100 N
- maximale Auslenkung: 14 mm
- Frequenzbereich 0 bis 9000 Hz

Die Sensoren wurden über ICP42 G2 Module in die PAK-Messkette eingebunden. Dabei handelte es sich um drei Stück triaxiale Sensoren vom Typ 356A32 der Firma PCB mit einem Messbereich bis zu 50 G. Eckdaten der Sensoren:

- Sensitivity: 100 mV/g
- Frequenzbereich: 1 Hz bis 4 kHz
- Messbereich: 50 g pk

Als Kraftsensor wurde zusätzlich noch für die direkte Methode ein Kraftmessring der Firma Kistler vom Typ K9136B21, sowie für dessen Kalibrierung ein Impulshammer von PCB Typ 086C03 verwendet. Details zum Kraftmessring:

- Messbereich: 0-26 kN
- Überlast: 30 kN
- Empfindlichkeit: -3.8 pC/N
- Steifheit: 5.6 kN/ μ m

Folgende FFT-Parameter waren in der PAK-Software eingestellt:

- Samplerate: 8192
- Anzahl Frequenzlinien: 1601
- Blockgröße: 4096
- Fensterung: Hanning

Anhang A. Messübersicht

- Überlagerung: 0
- Mittelungszahl: 1

A.2.2. Messungen am Rollenprüfstand

Für die Messungen am Rollenprüfstand wurde das gleiche Pak-Setup, wie für den Elastomerprüfstand gewählt. Allerdings wurden diesmal triax-Sensoren von ENDEVCO Typ Isotron 65-10 montiert. Bei dem Impulshammer für die Modalanalyse handelte es sich ebenfalls um das selbe Modell von PCB. Der Hochlauf dauerte 45 Sekunden. Das Motorrad wurde dabei unter Vollast im fünften Gang betrieben. Während die Geschwindigkeit über den Widerstand der Rolle geregelt wurde, lief der Motor von 3.000 auf 10.500 Umdrehungen pro Minute. Die maximal erreichte Geschwindigkeit betrug 270 Kilometer pro Stunde.

Folgende FFT-Parameter waren in der PAK-Software eingestellt:

- Samplerate: 16384
- Anzahl Frequenzlinien: 3201
- Blockgröße: 8192
- Fensterung: Hanning
- Überlagerung: 50
- Mittelungszahl: 10

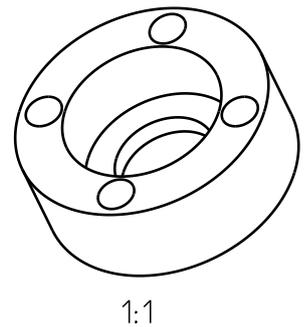
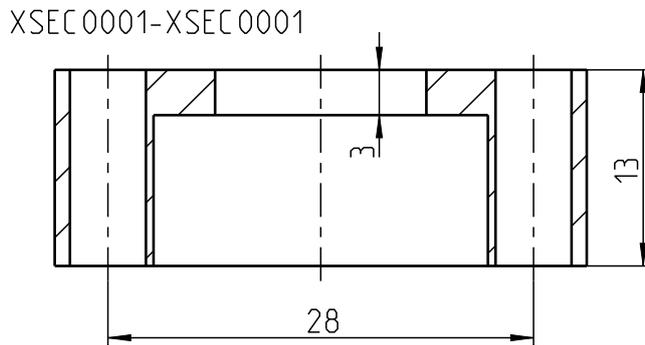
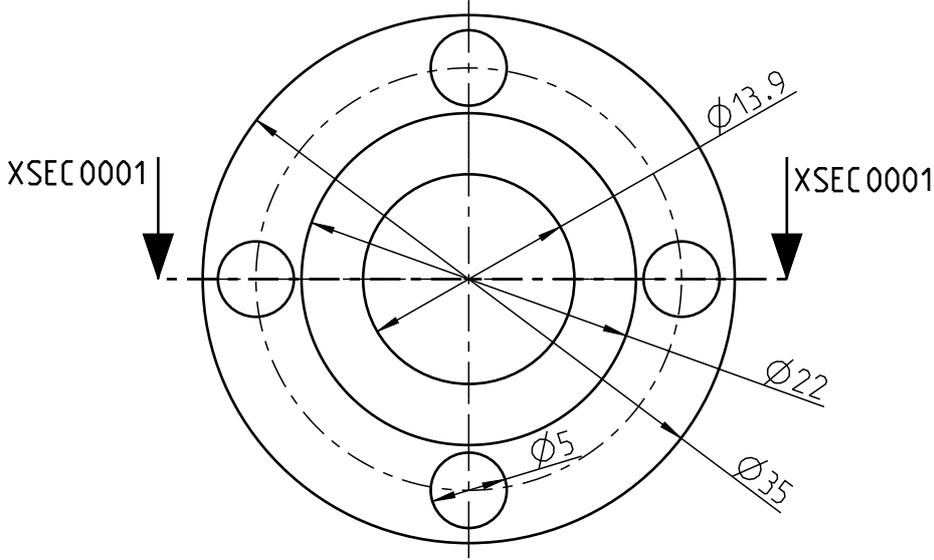
Das Anregungssignal wurde durch einen Funktionsgenerator erzeugt und von PAK über ein ALO Modul ausgespielt. Jede durchlaufene Stufe des diskreten, sequenziellen, Sinus-Sweeps entsprach einer Frequenzlinie der FFT. Deshalb wurden 250 Stufen zwischen 2 und 500 Hz in 2 Hz Abständen durchlaufen. Die Wartezeit betrug jeweils 0.2 Sekunden. Als Amplitude wurde 0.2 V eingestellt.

A.3. Technische Zeichnungen

Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.

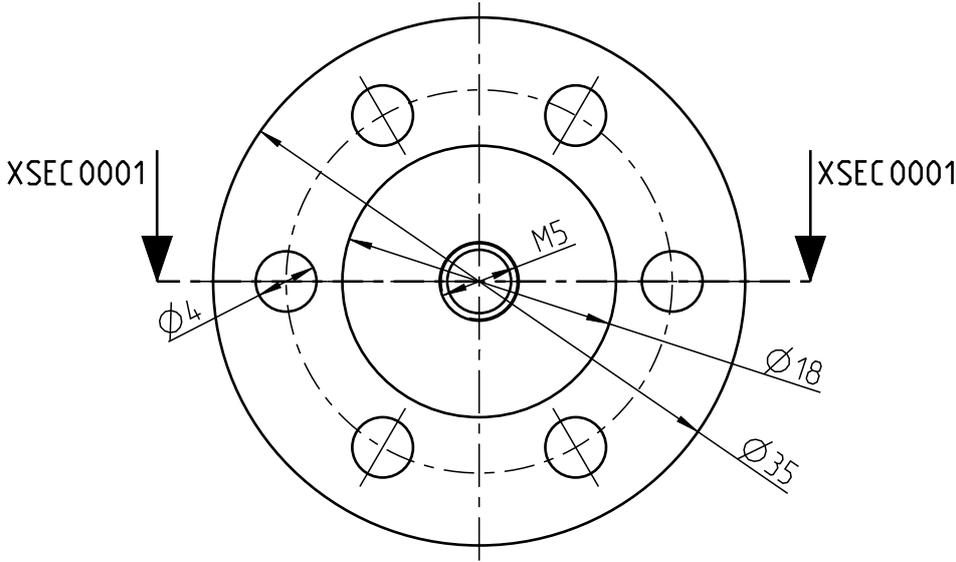


KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 2:1		Gewicht: 20 g
	-		Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5,5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		
Pruefer	Pruefdatum	Oberflächen nach DIN ISO 1302	-		
-		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	-		
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Ersteller	Zeichnungsnummer: NVH_ADAPTER_ELASTOMER_01		Blatt:
		Name: Thomas Bauer			A4
Datum: 20.10.2017		aktueller Zeichnungsindex: 00	1/1		
		CAD-Sys.: Creo Param.			

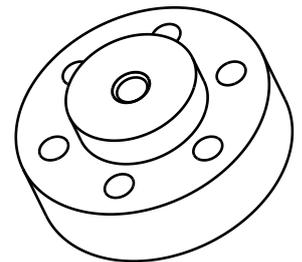
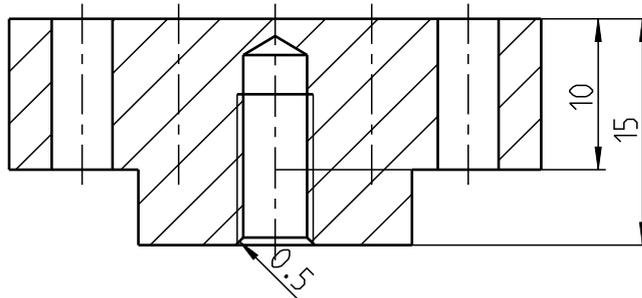
Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



XSEC 0001-XSEC 0001



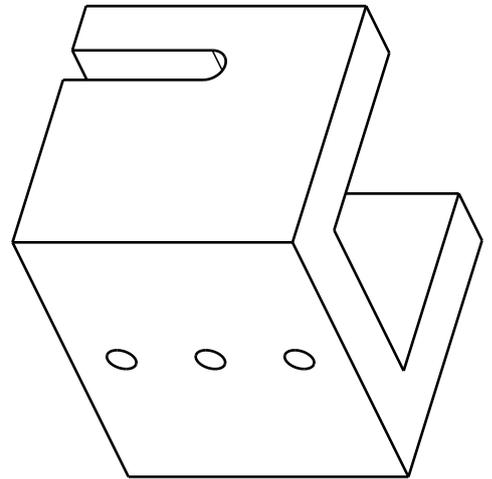
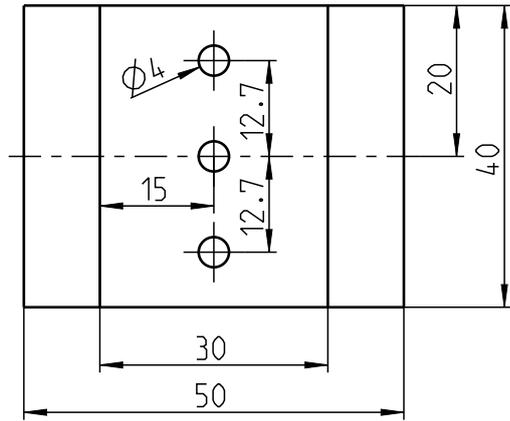
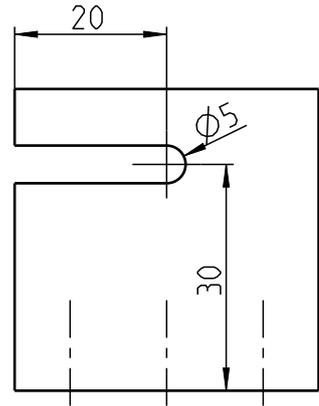
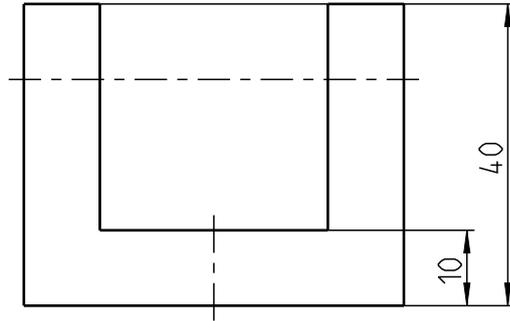
1:1

KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 2:1		Gewicht: 28 g
	-		Werkstoff: EN AW-7075 [Al Zn5.5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		
Pruefer	Pruefdatum	Oberflächen nach DIN ISO 1302			
-		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	Zeichnungsnummer: NVH_ADAPTER_ELASTOMER_02		
-		Ersteller			
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Name: Thomas Bauer	1/1		
-		Datum: 20.10.2017	aktueller Zeichnungsindex: 00		CAD-System: Creo Param.

Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.

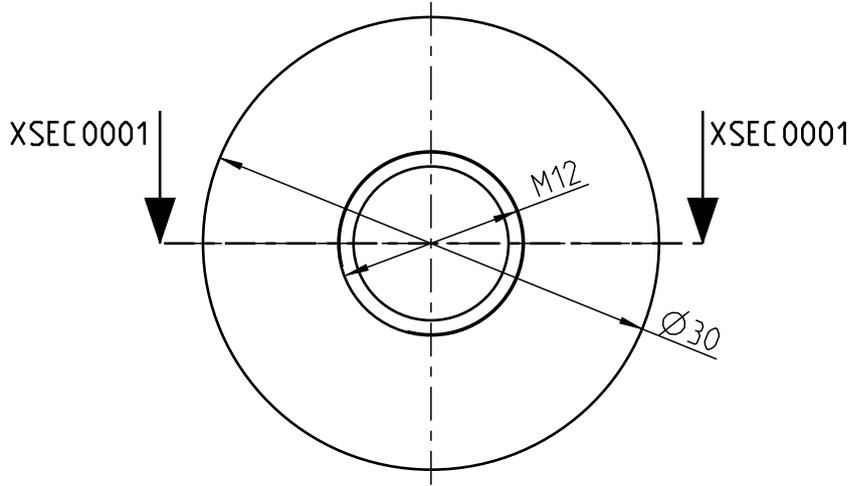


KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 1:1		Gewicht: 116 g
	-		Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5,5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung:		
Pruefer	Pruefdatum	Oberflächen nach DIN ISO 1302	-		
-		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	-		
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Ersteller	Zeichnungsnummer:		Blatt:
		Name: Thomas Bauer	NVH_ADAPTER_ELASTOMER_03		A4
		Datum: 23.10.2017	aktueller Zeichnungsindex: 00		1/1
			CAD-System: Creo Param.		

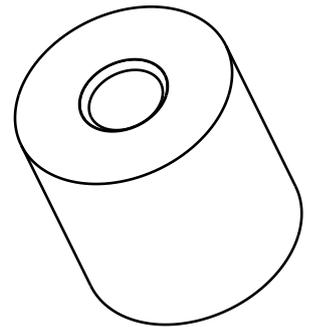
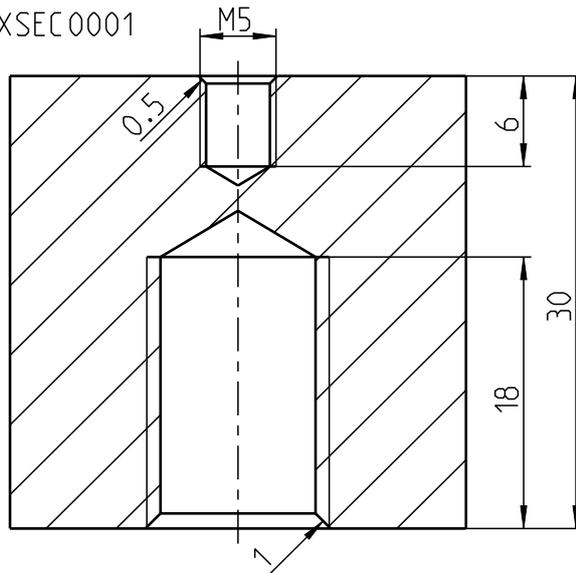
The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



XSEC 0001-XSEC 0001



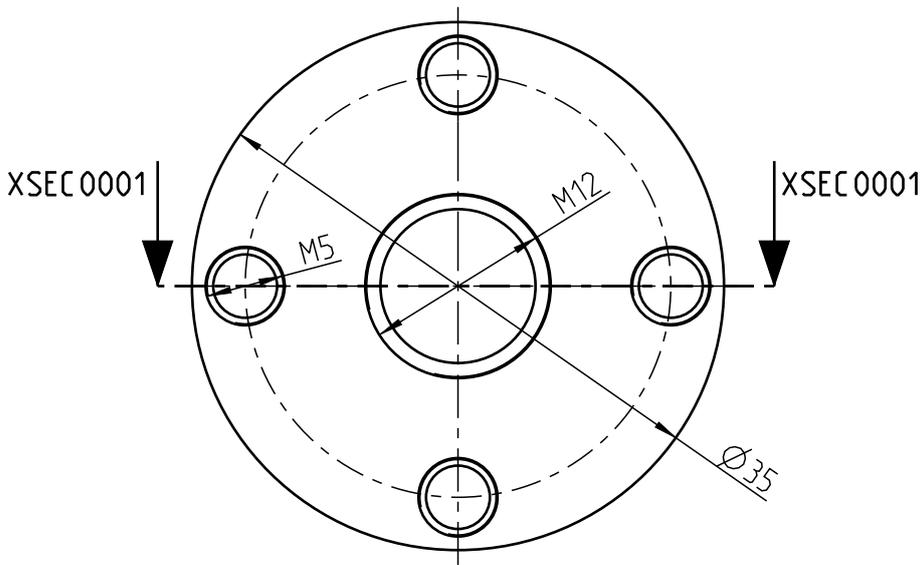
1:1

KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 2:1		Gewicht: 55 g
	-		Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5,5MgCu] F50		
Nur zur Information Only for Information		-		Rohteilnummer: -	
Pruefer	Pruefdatum	Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		
-	-	Oberflächen nach DIN ISO 1302	-		
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	Zeichnungsnummer:		Blatt:
		Ersteller	NVH_ADAPTER_ELASTOMER_04		A4
		Name: Thomas Bauer	aktueller Zeichnungsindex: 00		1/1
		Datum: 20.10.2017	CAD-Sys.: Creo Param.		

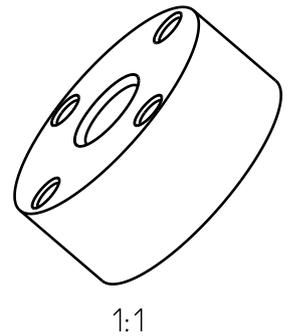
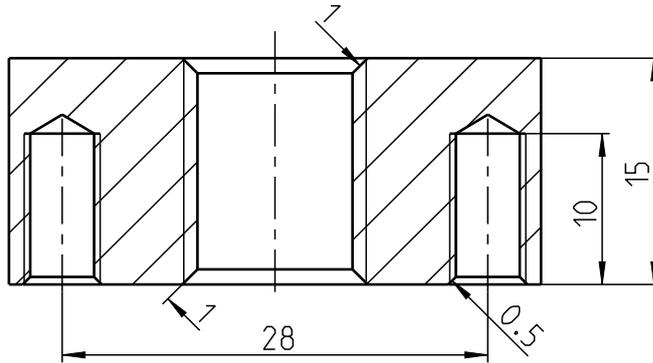
The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



XSEC 0001-XSEC 0001

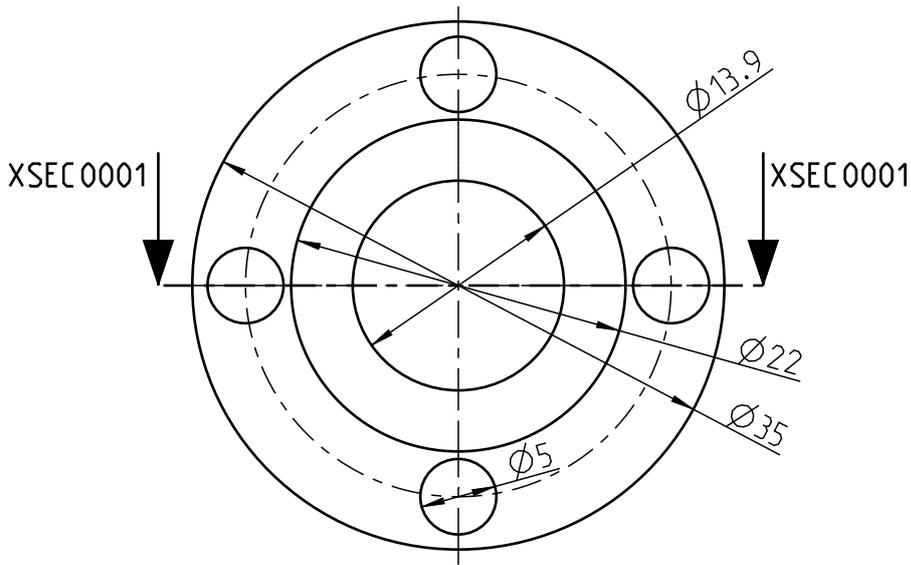


KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 2:1		Gewicht: 35 g
	-		Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5.5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung:		-
Pruefer	Pruefdatum	Oberflächen nach DIN ISO 1302	-		-
-		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	Zeichnungsnummer:		Blatt:
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Ersteller	NVH_ADAPTER_ELASTOMER_05		A4
		Name: Thomas Bauer			1/1
		Datum: 20.10.2017	aktueller Zeichnungsindex: 00		CAD-System: Creo Param.

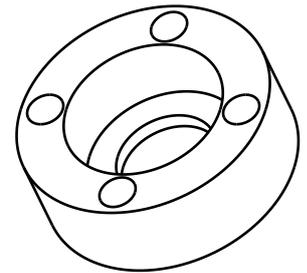
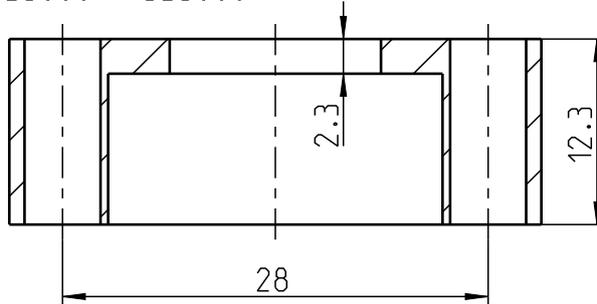
Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



XSEC 0001-XSEC 0001



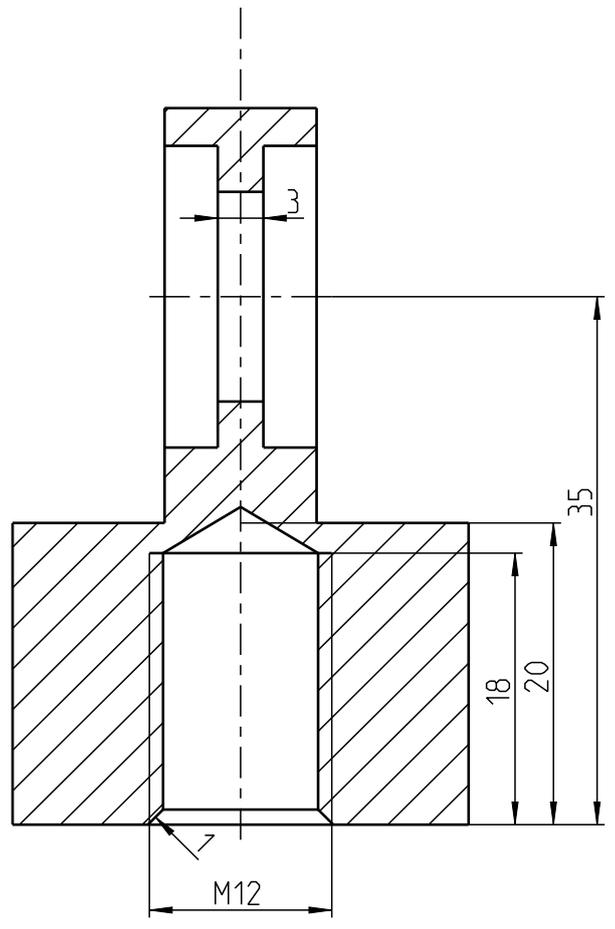
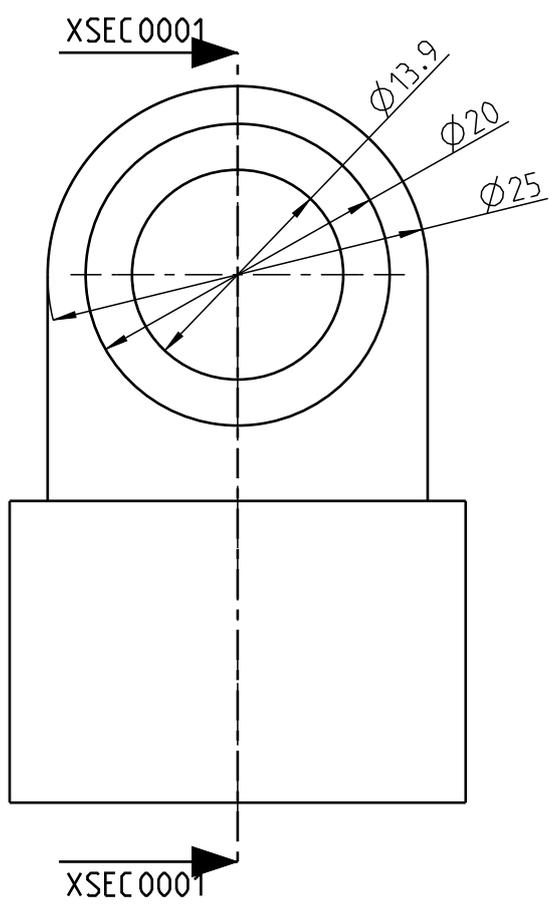
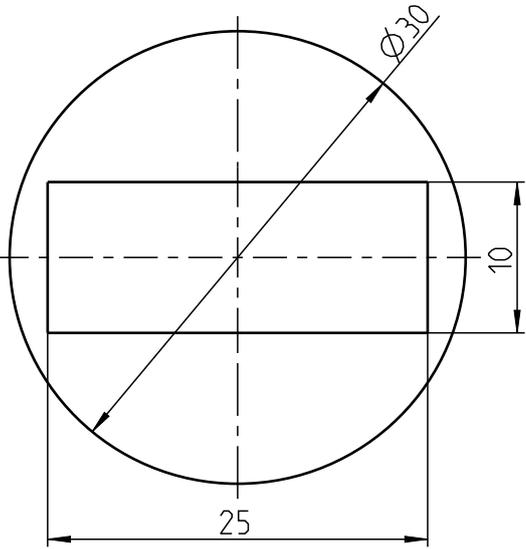
1:1

KTM GROUP	KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:	Masstab: 2:1		Gewicht: 19 g
		-	Werkstoff: EN AW-7075 [Al Zn5.5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		
		Oberflächen nach DIN ISO 1302			
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	Zeichnungsnummer: NVH_ADAPTER_ELASTOMER_06		Blatt: A4
Pruefer: - Pruefdatum: -		Ersteller: Thomas Bauer	aktueller Zeichnungsindex: 00		1/1
		Name: Thomas Bauer	CAD-Sys.: Creo Param.		
		Datum: 20.10.2017			

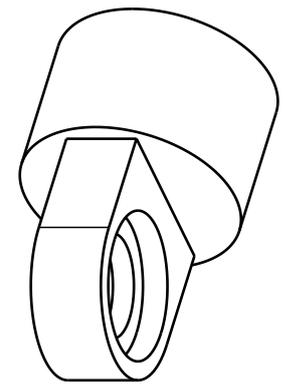
Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



XSEC 0001-XSEC 0001



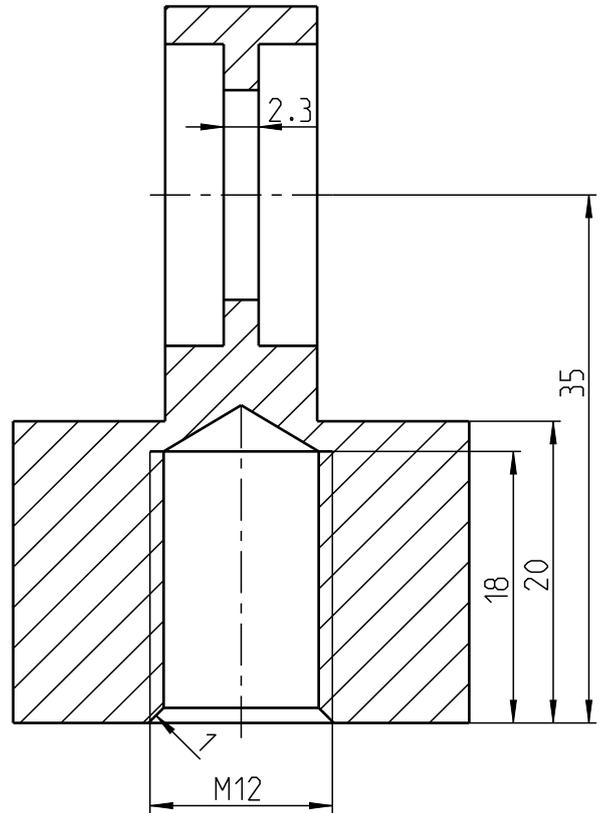
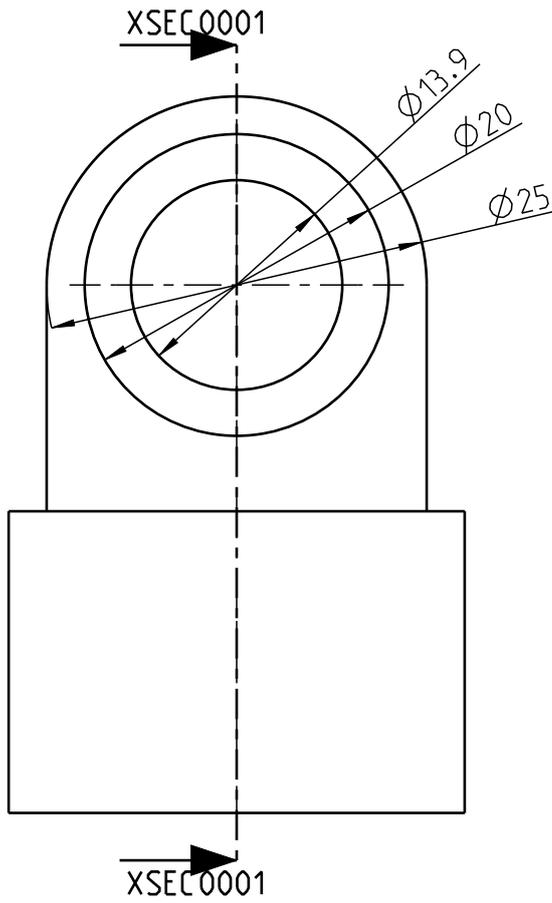
1:1

KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:		Masstab: 2:1		Gewicht: 49 g
	- -		Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5.5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information		Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		
Pruefer	Pruefdatum	Oberflächen nach DIN ISO 1302			
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!		Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	Zeichnungsnummer: NVH_ADAPTER_ELASTOMER_07_		Blatt: A4
		Ersteller Name: Thomas Bauer			1/1
		Datum: 23.10.2017	aktueller Zeichnungsindex:		CAD-System: Creo Param.

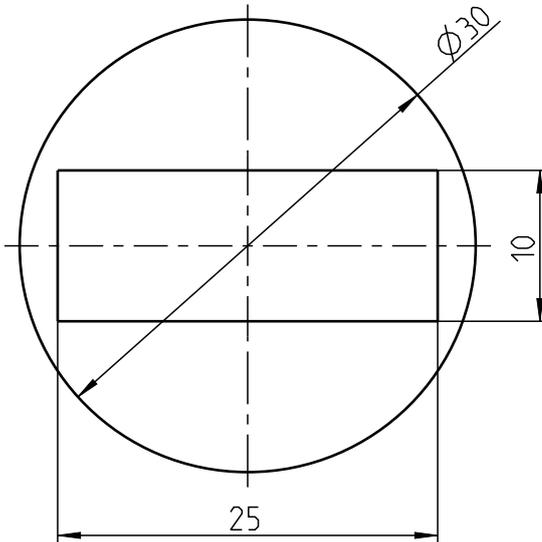
Weitergabe sowie Vervielfältigung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich gestattet. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte für den Fall der Patent-, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung sind vorbehalten. Dieser Text muss auf jeglicher Reproduktion dieses Dokumentes aufscheinen



The copying, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without expressed authorization is prohibited. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or ornamental design registration. This legend shall be included on any kind of reproduction of this document.



XSEC0001-XSEC0001



KTM GROUP KTM AG Stallhofnerstrasse 3 A-5230 Mattighofen www.ktmgroup.com	Oberflächenbehandlung:	Masstab: 2:1		Gewicht: 49 g
	-	Werkstoff: EN AW -7075 [Al Zn5,5MgCu] F50		Rohteilnummer: -
Nur zur Information Only for Information	Form- u. Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101	Bezeichnung: -		Zeichnungsnummer: NVH_ADAPTER_ELASTOMER_08
Pruefer: - Pruefdatum: -	Oberflächen nach DIN ISO 1302	-		
Betriebsmittelzeichnung Diese Zeichnung darf nicht in der Serienfertigung verwendet werden!	Masse ohne Toleranzangabe DIN ISO 2768-mK	aktueller Zeichnungsindex:		Blatt: A4
	Ersteller Name: Thomas Bauer			1/1
	Datum: 23.10.2017	CAD-System: Creo Param.		