

TrelleborgVibracoustic (Hrsg.)

Schwingungstechnik im Automobil

Grundlagen, Werkstoffe, Konstruktion, Berechnung und Anwendungen



Vogel Business Media

 TrelleborgVibracoustic

TrelleborgVibracoustic (Hrsg.)

Schwingungstechnik im Automobil

TrelleborgVibracoustic (Hrsg.)

Schwingungstechnik im Automobil

Grundlagen, Werkstoffe, Konstruktion,
Berechnung und Anwendungen

Vogel Business Media

Wir freuen uns auf Ihre weiteren Anregungen zu den Inhalten dieses Fachbuches unter der E-Mail-Adresse nvh@tbvc.com

ISBN 978-3-8343-3357-5

1. Auflage, 2015

Alle Rechte, auch das der Übersetzung, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Hiervon sind die in §§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Germany

Copyright 2015 by Vogel Business Media GmbH & Co. KG, Würzburg

Lektorat: Siegfried Binder

Umschlaggestaltung: 3st kommunikation GmbH, Mainz

Vorwort

Eine Fülle von Systemen und Komponenten sorgt in modernen Automobilen für sicheres und entspanntes Fahren. Gerade die Schwingungstechnik leistet hierzu einen entscheidenden Beitrag, hilft sie doch, störende Geräusche und Vibrationen, die durch den Antrieb oder Straßenunebenheiten entstehen, zu isolieren und zu dämpfen. Als weltweit führender Zulieferer für automobiler Schwingungstechnik kennen wir die Herausforderungen, die dies an Entwickler und Konstrukteure von Kraftfahrzeugen stellt. Daher hat ein Team von Experten bei TrelleborgVibracoustic ein praxisnahes Kompendium für alle erarbeitet, die sich mit dieser Thematik befassen.

Wir freuen uns, Ihnen mit dem Fachbuch „Schwingungstechnik im Automobil“ das Ergebnis dieser Arbeit präsentieren zu können. Unser Ziel war es, eine Vielzahl von schwingungstechnischen Fragen rund um das Automobil zu beantworten – grundlegende wie aktuelle. Welchen Einfluss haben Leichtbau, neue Antriebe und erhöhte Anforderungen an die Umweltfreundlichkeit auf das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs? Welche Vorteile hat der Werkstoff Gummi und bei welchen Anwendungen sind Polyurethane besser geeignet? Wie ist ein Bauteil auszulegen, um im Gesamtsystem zu bestehen? Welche intelligenten schwingungstechnischen Lösungen erfüllen die Forderung nach steigendem Komfort zu geringeren Kosten?

Im ersten Teil des Werkes werden die Grundlagen der Isolation, Dämpfung und Tilgung von Schwingungen im Automobil erklärt: Angefangen von der Materialentwicklung, über Entwicklungs-, Konstruktions- und Produktionsverfahren bis hin zur Lebensdauerprüfung. Der zweite Teil behandelt die Anwendungsfelder in der Antriebs- und Fahrwerktechnik für Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge.

Wir danken allen Autoren, ihren Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern sowie unseren Entwicklungspartnern und Kunden, die mit ihrer Expertise und zahlreichen Anregungen an diesem Buch mitgewirkt haben.

Ihnen, liebe Leserinnen und Leser, wünschen wir eine fachlich anregende und nutzbringende Lektüre.

Darmstadt, im November 2014

*TrelleborgVibracoustic
Geschäftsführung*

Inhaltsverzeichnis

Teil 1 Grundlagen

1.	Schwingungstechnik für die Automobilindustrie	1
1.1	Grundlagen und Anforderungen der Schwingungstechnik	1
1.2	Schwingungstechnik im Automobilbau	1
2.	Schwingungsisolierung, Dämpfung und Tilgung	5
2.1	Ein Werkstoff wird berechenbar	5
2.2	Die Grundlagen der Schwingungsisolierung	6
2.3	Vierpoltheorie: Eine Beschreibung zur Isolierung hoher Frequenzen ..	9
2.3.1	Mechanische Impedanzen	9
2.3.2	Mechanische Vierpole	10
2.3.3	Kopplung von Vierpolen	12
2.3.4	Isolationsberechnung mit Vierpolen	14
2.3.4.1	Durchgangsdämmung	14
2.3.4.2	Durchgangsdämmung der Schnelle	14
2.3.4.3	Durchgangsdämmung der Kraft	15
2.3.4.4	Einfügungsdämmung	15
2.3.4.5	Beispiel: Dämpfer-Stützlager in einer Pkw-Radaufhängung	16
2.4	Einfluss von Dämpfung und Reibung auf die Isolierung	18
2.4.1	Einführung	18
2.4.2	Zum Einfluss der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung ..	20
2.4.3	Zum Einfluss der Reibung	22
2.5	Die Schwingungstilgung	27
3.	Werkstoffe der Schwingungstechnik	29
3.1	Einführung	29
3.2	Elastomer – ein außergewöhnlicher Werkstoff	29
3.2.1	Energie-Elastizität	29
3.2.2	Entropie-Elastizität	30
3.3	Grundpolymer bzw. Kautschuk	30
3.3.1	Einführung	30
3.3.2	Naturkautschuk und Synthetikautschuk	30
3.4	Überblick über typische Materialeigenschaften	32
3.4.1	Einführung	32
3.4.1.1	NR – Naturkautschuk	32
3.4.1.2	IR – Polyisopren-Kautschuk	33
3.4.1.3	BR – Butadien-Kautschuk	33
3.4.1.4	SBR – Styrol-Butadien-Kautschuk	33
3.4.1.5	CR – Chloropren-Kautschuk	34
3.4.1.6	NBR – Nitril-Kautschuk	34
3.4.1.7	HNBR – Hydrierter Nitril-Kautschuk	34
3.4.1.8	IIR – Butyl-Kautschuk	35
3.4.1.9	EPDM – Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk	35

	3.4.1.10	ACM – Acrylat-Kautschuk	35
	3.4.1.11	AEM –Ethylen- Acrylat-Kautschuk	36
	3.4.1.12	FKM – Fluor-Kautschuk	36
	3.4.1.13	ECO – Epichlorhydrin-Kautschuk	36
	3.4.1.14	VMQ – Silikon-Kautschuk	37
	3.4.1.15	AU und EU – Polyester- und Polyether-Urethan-Kautschuk	37
3.5		Naturkautschuk – Entdeckung, Geschichte, Eigenschaften, Verwendung	37
	3.5.1	Einführung	37
	3.5.2	Herstellungsverfahren und Eigenschaften des Rohkautschuks	41
	3.5.3	TSR – technisch spezifizierter Kautschuk	44
	3.5.4	Synthetischer „Naturkautschuk“	47
	3.5.5	NR-Mischungen und Vulkanisate – typische Eigenschaften ..	48
	3.5.6	Festigkeit - Verstärkung – Selbstverstärkung	49
	3.5.7	Hitzebeständigkeit – Alterung	50
	3.5.8	Kälteeigenschaften	50
	3.5.9	Anwendungsgebiete	51
	3.5.10	Zukunftsaussichten	52
3.6		Gummimischung und Vernetzungsreaktion	53
	3.6.1	Mischungsbestandteile	55
	3.6.1.1	Einführung	55
	3.6.1.2	Vernetzungssystem	56
	3.6.1.3	Sonderfall Thermoplastische Elastomere (TPE) ...	56
	3.6.1.4	Füllstoffe	57
	3.6.1.5	Weichmacher	57
	3.6.1.6	Alterungsschutzmittel	57
	3.6.1.7	Verarbeitungshilfsmittel und Additive	58
	3.6.1.8	Herstellung der Rohmischung	58
	3.6.1.9	Prüfung und Freigabe	59
	3.6.1.10	Vulkameterprüfung	60
3.7		Formgebung und Vulkanisation	62
	3.7.1	Compression Moulding	63
	3.7.2	Transfer Moulding	63
	3.7.3	Injection Moulding	64
	3.7.4	Gummi-Metall-Haftung	64
3.8		Elastomere für Schwingungstechnik – eine Übersicht	65
	3.8.1	Alterungsbeständigkeit	67
	3.8.2	Kältebeständigkeit	67
	3.8.3	Grenzen der Einsatztemperatur	69
3.9		Bauteilgruppen – maßgeschneiderte Werkstoffe	69
	3.9.1	Werkstoffe für Fahrwerkteile	69
	3.9.2	Materialien für Federelemente und Karosseriehälter – Einsatzgebiete für MCU	72
	3.9.3	Werkstoffe für Aggregatelagerung – Motoren- und Getriebelager	72
	3.9.3.1	Werkstoffeigenschaften	73

3.9.3.2	Shore-Härte	75
3.9.3.3	Werkstoffe für Motorlagerung	76
3.9.4	Werkstoffe für Torsionsschwingungsdämpfer	78
3.9.5	Werkstoffe für Kupplungen und entkoppelnde Riemenscheiben	81
3.9.6	Werkstoffe für Tilger	83
3.9.7	Werkstoffe für Luftfedern	83
3.9.8	Zukunft der Elastomere in der Schwingungstechnik	85
3.10	Verbindungstechnik	85
3.10.1	Substrate für Elastomer-Verbund-Teile	85
3.10.1.1	Metalle	85
3.10.1.2	Kunststoffe	86
3.10.1.3	Metalle und Kunststoffe	87
3.10.2	Elastomere für den Verbund Gummi/Metall	88
3.10.3	Vorbehandlung der Substrate	88
3.10.3.1	Reinigungsverfahren	89
3.10.3.2	Strahlbehandlung	91
3.10.3.3	Phosphatierungs-Verfahren für Stahlteile	92
3.10.3.4	Konversions-Verfahren für Aluminium	97
3.10.4	Bindemittel für Elastomer-Verbundteile	99
3.10.4.1	Historische Entwicklung von Bindemitteln	99
3.10.4.2	Physikalisch-chemische Grundlagen der Bindung ..	100
3.10.4.3	Bindemittel-Hersteller und deren Produkte	102
3.10.4.4	Zukünftige Trends bei Bindemitteln	103
3.10.5	Mechanismus der Bindung	103
3.10.5.1	Zusammensetzung von Bindemitteln	103
3.10.5.2	Reaktionen der Bindemittel	104
3.10.5.3	Vorgänge bei der Vulkanisation	104
3.10.5.4	Vernetzungsreaktionen in Bindsystemen	104
3.10.6	Auftrag der Bindemittel	107
3.10.6.1	Auftragsverfahren	107
3.10.6.2	Messung der Schichtdicke von Bindemitteln	110
3.10.7	Prüfung der Bindung	113
3.10.7.1	Bindungsprüfung an Fertigteilen	113
3.10.7.2	Bindungsprüfung an Prüfkörpern	113
3.10.7.3	Zerstörungsfreie Prüfungen	114
3.10.8	Bruchbilder von Gummi-Verbundteilen	114
3.10.8.1	Typische Bruch- und Ausfallbilder	114
3.10.8.2	Mögliche Fehlerquellen	116
3.10.8.3	Schadensanalyse	116
4.	Vom Systemverständnis zum besseren Bauteil	117
4.1	Von der Systembeschreibung zur Bauteilspezifikation	117
4.2	Von der Spezifikation zum Bauteilkonzept	118
4.3	Die Bauteilkonstruktion	124
4.3.1	Die Tragkörpergestaltung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode	124
4.3.2	Lebensdauervorhersage und Tragkörperoptimierung	125

4.3.3	Gewichtsreduktion durch automatische Konturoptimierung	128
5.	Bauteilfertigung	131
5.1	Der „Single-Loop“-Entwicklungsansatz	131
5.2	Von der Bauteilzeichnung zum Musterbau	133
5.2.1	Unterschiedliche Anforderungen von Bauteil- und Werkzeugkonstruktion	133
5.2.2	Füllbildsimulation	134
5.2.3	Das erste Muster	134
5.2.4	Der Fertigungsprozess	135
5.2.5	Fertigungsparameter	135
6.	Prüfungen in Zeiten von „Single Loop“	137
6.1	Betriebsfestigkeitsprüfung – Historie und Motivation	137
6.2	Betriebsfestigkeit von Elastomerlagern	138
6.3	Virtuelle Lebensdauerprüfung	139
6.4	Statistische Grundlagen	145
6.5	Prüfzeitverkürzung durch Omission	150
6.6	Bewertung des Temperatureinflusses	156
6.7	Fazit	157

Teil 2 Anwendungsfelder

7.	Aggregatelager	159
7.1	Aggregatelagersysteme	159
7.1.1	Ziele der Systemauslegung	159
7.1.2	Lagerungskonzepte	160
7.1.2.1	Grundprinzip der Funktionstrennung	160
7.1.2.2	Front-Querantrieb	160
7.1.2.3	Vierpunktlagerung	161
7.1.2.4	Pendellagerung	163
7.1.3	Standardantrieb	165
7.1.3.1	Dreipunktlagerung	165
7.1.3.2	Vierpunktlagerung	166
7.1.4	Werkzeuge zur Auslegung von Aggregatelagerungssystemen	166
7.1.4.1	Modellierung mit Mehrkörpersystemen	166
7.1.4.2	Fahrzeugversuch	174
7.1.5	Hinweise zur praktischen Auslegung von Lagerungssystemen	178
7.1.5.1	Auslegung der Statik	178
7.1.5.2	Auslegung der Eigenfrequenzen	179
7.1.5.3	Auslegung des Leerlaufes	180
7.1.5.4	Auslegung transienter Vorgänge	181
7.2	Grundlagen der Aggregatelager	182
7.2.1	Definition	182

7.2.2	Aufgaben der Aggregatelager	183
7.2.3	Elastomerfedern	185
7.2.4	Metall- und Kunststoffteile für Aggregatelager	189
7.2.5	Flüssigkeiten für Aggregatelager	192
7.3	Elastomere für Aggregatelager	192
7.3.1	Anforderungen an Elastomere und verwendete Arten	192
7.3.1.1	Anforderungen	192
7.3.1.2	Kautschukarten für Elastomere und ihre Eigenschaften	194
7.3.2	Dämpfung und dynamische Verhärtung	196
7.3.3	Setzen und Hochtemperaturverhalten	197
7.4	Elastomerlager	198
7.4.1	Drucklager	198
7.4.1.1	Rundlager	198
7.4.1.2	Rechtecklager	200
7.4.2	Buchsen	201
7.4.2.1	Innenringbuchse (IR-Buchse)	201
7.4.2.2	Außen und innen gebundene rotationssymmetrische Buchse	201
7.4.2.3	Buchsen als abgestimmte Lagerelemente	202
7.4.3	Symmetrische Schräglager (Dach- oder Keillager)	205
7.4.4	Zusammengesetztes Lager	206
7.4.5	Pendelstützen	208
7.4.6	Gummi/Metall-Sonderbauformen	211
7.5	Zielkonflikte von Elastomer-Lagerelementen	212
7.6	Hydraulisch dämpfende Motor- und Getriebelager	214
7.6.1	Einführung	214
7.6.2	Einfluss des Membranspiels auf die Dämpfung bei Entkoppelung durch eine lose Membrane	221
7.6.3	Optimierung der Akustik	222
7.6.4	Semi-entkoppelnde Düsen-Membransysteme	223
7.6.5	Kavitation	224
7.6.6	Lagerbeispiele	227
7.6.6.1	Anschlaglager	227
7.6.6.2	Drehmomente abstützendes Anschlag-Hydrolager	231
7.6.6.3	Hydrolager mit Zuganschlagband	233
7.6.6.4	Kastenlager	234
7.6.6.5	Modernisiertes und kostenreduziertes Kastenhydrolager	236
7.6.6.6	Hängende Motorbefestigung (Hanglager)	237
7.7	Hydrobuchsen	240
7.8	Luftgedämpfte Lager	243
7.8.1	Einführung	243
7.8.2	Theorie der Luftdämpfung (praktischer Ansatz)	245
7.8.3	Vergleich zwischen Luftdämpfung und hydraulischer Dämpfung	246
7.8.4	Parameterstudie	248
7.8.4.1	Variation des pneumatischen Durchmessers	249

	7.8.4.2	Variation des eingeschlossenen Luftvolumens . . .	249
	7.8.4.3	Variation der Anregungsamplituden	251
	7.8.4.4	Variation des Düsendurchmessers	251
	7.8.5	Schaltbare Lager	253
7.9		Schaltbare Motorlager	253
	7.9.1	Elektrisch schaltbare Motorlager	253
	7.9.2	Pneumatisch schaltbare Hydrolager	256
	7.9.3	Schaltbare Lager mit automatischer Membranspielverstellung	260
7.10		Aktive Schwingungstechnik (Active Vibration Control)	262
	7.10.1	Einführung	262
	7.10.2	Geschichte	263
	7.10.3	AVC-Systemoptionen	264
		7.10.3.1 Open-Loop-Steuerung	265
		7.10.3.2 Closed-Loop-Kontrolle	265
	7.10.4	AVC-Systemkomponenten	266
		7.10.4.1 Der Aktor (Optionen)	266
		7.10.4.2 Der elektrodynamische Aktor	267
		7.10.4.3 Die elektronische Steuereinheit (Electronic Control Unit, ECU)	268
		7.10.4.4 Der „Fehler“-Sensor	268
	7.10.5	Fallstudien	269
	7.10.6	Ausblick	270
7.11		Antworten auf marktspezifische Anforderungen	271
	7.11.1	Funktionsverbesserungen und Kostenreduktionen bei Aggregatlagern im Rahmen der Fahrzeugweiterentwicklung	271
	7.11.2	Baukasten	274
		7.11.2.1 Weiter entwickelter Baukasten aus einfachen und ungewöhnlichen Lösungen	274
	7.11.3	Sonderlösungen, zugeschnitten auf spezielle Fahrzeuganforderungen	280
		7.11.3.1 Hydrolager mit eingebautem Tilger	280
		7.11.3.2 Hydrolager/hydraulisches Schaltlager mit Doppelisolator	281
		7.11.3.3 Hydrolager mit automatischem, hydraulischem Leerlauftilger	282
		7.11.3.4 Hydrolager mit Silikon-Tragfeder und lokaler Silikon-Schutzkappe	285
	7.11.4	Innovation aktive Lager	287
7.12		Zusammenfassung	290
7.13		Leitsätze zur Konzeption von Aggregatlagern	291
8.		Fahrwerkklager	293
8.1		Fahrkomfort oder Fahrsicherheit	293
	8.1.1	Das sportliche Fahrwerk	293
	8.1.2	Die Definition des Fahrkomforts	294
	8.1.3	Die Definition der Fahrsicherheit	294

8.2	Gummi/Metall-Teile im Fahrwerk	296
8.2.1	Gummi/Metall-Teile ermöglichen den Radfederhub	296
8.2.2	Gummi/Metall-Elemente ermöglichen wartungsfreie Achsen	298
8.2.3	Gummi/Metall-Teile steuern die Kinematik der Radführung ..	299
8.2.4	Gummi/Metall-Lager unterstützen anspruchsvolle Spezifikationen	300
8.2.5	Gummi/Metall-Lager absorbieren Stöße	302
8.2.6	Gummi/Metall-Elemente isolieren Schwingungen	304
9.	Nutzfahrzeuglager	309
9.1	Motorlager	309
9.1.1	Konstruktion	309
9.1.1.1	Systeme	309
9.1.1.2	Befestigung	310
9.1.1.3	Anschlüsse	310
9.1.1.4	Kennungen	311
9.1.1.5	Bauraum	311
9.1.1.6	Tragkörper	311
9.1.2	Material	312
9.1.2.1	Elastomere	312
9.1.2.2	Trägerwerkstoffe	313
9.1.2.3	Zusammenfassung	313
9.2	Fahrwerklerager	313
9.2.1	Fahrwerke mit Blattfederung (VA / HA)	313
9.2.2	Fahrwerke mit Luftfederung	315
9.3	Kabinenlager	317
9.3.1	Fahrerhauslager	317
9.3.2	Funktionsbeschreibung	318
9.3.3	Technische Anforderungen für die Bauteilentwicklung ..	318
9.3.4	Bauteilauslegung	318
9.3.5	Lebensdauer und Funktionalität	319
9.4	Sonderlager	319
9.4.1	Batteriekastenlager	319
9.4.1.1	Lasten und Anforderungen	319
9.4.1.2	Bauteilauslegung	320
9.4.1.3	Bauteilformen	320
9.4.2	Schaltkastenentkopplung	321
10.	Luftfedern	323
10.1	Die Anwendung von Luftfedern in der Fahrzeugtechnik	323
10.1.1	Anwendungsfelder	323
10.1.2	Vergleich verschiedener Federungssysteme für Pkw	324
10.1.2.1	Prinzip Luftfedersystem	324
10.1.2.2	Prinzip Niveaueausgleich mit Zusatzluftfeder	325
10.1.2.3	Prinzip hydropneumatisches System	325
10.1.2.4	Prinzip Nivomat	326
10.1.2.5	Prinzip Verstellfahrwerk	327

10.1.2.6	Prinzip Active Body Control (ABC)	327
10.1.2.7	Prinzip Active Electromagnetic Body Control	328
10.1.3	Vorteile von Luftfedersystemen	328
10.1.4	Der Aufbau eines Luftfedersystems im Fahrzeug	329
10.1.5	Luftversorgungsanlage	330
10.1.5.1	Einführung	330
10.1.5.2	Steuergeräte für Luftfedersysteme	331
10.1.6	Geforderte Eigenschaften für Pkw-Luftfedern	332
10.2	Funktion und physikalische Grundlagen von Luftfedern	334
10.2.1	Das Gaspolster als Feder	334
10.2.2	Die Funktion des Luftfederbalges	335
10.2.3	Kraft und Federrate als Zielgrößen der Auslegung	337
10.2.4	Wie lässt sich die Kennlinie der Luftfeder beeinflussen? ...	338
10.3	Aufbau und Eigenschaften von Luftfederbälgen	340
10.3.1	Faltenbälge Typ 1B und 2B	340
10.3.2	Faltenbälge Typ 1A	341
10.3.3	Rollbälge	342
10.3.4	Schlauchrollbälge und deren Anbindung (Stecksitz, Bördeln, Verklemmung)	343
10.3.5	Die Fadenlage: Axial- und Kreuzlagenbälge im Vergleich ..	344
10.3.6	Balgeigenschaften und ihre Auswirkung im Fahrzeug	346
10.4	Aufbau und Konstruktion von Luftfedern	347
10.4.1	Federbein oder freistehende Luftfeder	347
10.4.2	Besondere Anforderungen und Ausführungen	349
10.4.3	Anwendungsbeispiel Pkw	351
10.4.4	Anwendungsbeispiel Nutzfahrzeug	353
10.4.5	Anwendungsbeispiel Schienenfahrzeug	353
10.5	Herstellung von Luftfedern	355
10.5.1	Aufbauelemente des Luftfederbalges	355
10.5.2	Halbfabrikate – Gummi, Gewebe	355
10.5.3	Wulsteinlagen	355
10.6	Festigkeitsträger	356
10.6.1	Nylonkordgewebe	356
10.6.2	Die Merkmale nach der Gewebespezifikation	356
10.6.3	Die Fadenkonstruktion	356
10.6.4	Auswahl der Fadenkonstruktion	357
10.6.5	Aufbau der Balgwand	357
10.6.6	Konstruktive Auslegung	358
10.7	Antworten auf marktspezifische Anforderungen	358
11.	Torsionsschwingungsdämpfer	361
11.1	Kurbeltrieb	361
11.1.1	Einführung	361
11.1.2	Rückblick	362
11.1.3	Bauarten von Gummi-Torsionsschwingungsdämpfern	363
11.1.3.1	Einführung	363
11.1.3.2	Eingepresste Torsionsschwingungsdämpfer	364
11.1.3.3	Vulkanisierte Torsionsschwingungsdämpfer	365

11.1.4	Auslegung von Torsionsschwingungsdämpfern	366
11.1.4.1	Einführung	366
11.1.4.2	Berechnungsmodell Mehrkörpersimulation	367
11.1.4.3	Lösung des Differentialgleichungssystems	368
11.1.4.4	Validierung des Berechnungsmodells	371
11.1.4.5	Bewertung der Ergebnisse	372
11.1.5	Ausblick	373
11.2	Entkoppelte Riemenscheiben für Nebenaggregate	375
11.2.1	Einführung	375
11.2.2	Aufbau der entkoppelten Riemenscheibe	377
11.2.3	Auslegung von entkoppelten Riemenscheiben	377
11.2.3.1	Drehschwingungssystem Riemetrieb	377
11.2.3.2	Auslegungskriterien	379
11.2.3.3	Validierung des Berechnungsmodells	381
11.2.4	Ausblick	382
12.	Tilger	385
12.1	Lineartilger	385
12.1.1	Funktionsweise und Anwendungsgebiete von Lineartilgern ..	385
12.1.1.1	Getriebetilger	386
12.1.1.2	Lenkradtüger / Airbagtüger	387
12.1.1.3	Chassis-Tüger / Cabriotüger	387
12.1.1.4	Aktive Tüger	388
12.1.1.5	Hydrotüger	389
12.1.2	Prinzipien zur Auslegung von Lineartilgern	390
12.1.2.1	Federsteifigkeit	391
12.1.2.2	Dämpfung	391
12.1.2.3	Gewicht der Schwungmasse	391
12.1.2.4	Resonanzfrequenz	393
12.1.3	Design und Aufbau von Lineartilgern	395
12.1.4	Antworten auf marktspezifische Anforderungen	397
12.2	Rotationstilger	397
12.2.1	Funktionsweise und Anwendungsgebiete von Rotationstilgern	397
12.2.2	Prinzipien der Auslegung von Rotationstilgern	398
12.2.3	Design und Aufbau von Rotationstilgern	399
12.2.4	Antworten auf marktspezifische Anforderungen	400
12.3	Komponenten zur Lagerung, Zentrierung und Momentenübertragung von Antriebswellen	401
12.3.1	Funktionsweise und Anwendungsgebiete	401
12.3.2	Prinzipien der Auslegung	401
13.	Polyurethane (PUR) als Feder- und Dämpfungswerkstoffe – Grundlagen	407
13.1	Einführung	407
13.2	Chemische Grundlagen	408
13.2.1	Isocyanate	408
13.2.2	Polyole	410

13.2.2.1	Polyether	410
13.2.2.2	Polyester	411
13.3	Katalysatoren	411
13.4	Vergleich	412
13.5	MCU-Elastomere im automobilen Einsatz	412
14.	Mikrozelluläres Polyurethan (MCU)	413
14.1	Grundsätze von MCU-Anwendungen	413
14.2	Entwicklungsbeispiele für automobiler Komponenten	416
14.3	Vorhersage des Bauteilverhaltens mittels FEM (Finite-Elemente-Methode)	419
14.3.1	Poisson-Koeffizient	419
14.3.2	Analyse durch Polynom-Anpassung	419
14.4	Befestigungen für Karosserie und Radaufhängung	422
14.5	Anwendungsbeispiele für MCU	423
14.5.1	Geräuschdämmung	423
14.5.2	Stoßübertragbarkeit	425
14.5.3	Gewichtseinsparung	426
14.6	Zusammenfassung	426
 Anhang		
	Kapitel- und Autorenverzeichnis	427
	Abkürzungen	428
	Literatur	430
	Literaturnachweise	430
	Weitere Literatur	432
	Bildquellen	433
	Sachverzeichnis	434

Teil 1 Grundlagen

1. Schwingungstechnik für die Automobilindustrie

1.1 Grundlagen und Anforderungen der Schwingungstechnik

Weniger Kraftstoffverbrauch bei besseren Fahrleistungen, mehr Komfort und Fahrsicherheit ohne Mehrkosten: Diese mehrfache Herausforderung hält die Automobilindustrie seit Jahren in Bewegung. Die Kunden verlangen preiswerte und sparsame und trotzdem fahraktive und komfortable Autos, während die gesetzlichen Emissionsvorgaben immer strenger werden. Für die Automobilhersteller gilt es, gleich mehrere konkurrierende Ziele gleichzeitig zu erreichen. Sie müssen energieeffiziente, komfortable, sichere und dynamische Autos zu wettbewerbsfähigen Kosten produzieren. Die Industrie unterstützt sie dabei weltweit mit schwingungstechnischen Lösungen. Neben technischen Anforderungen wie Leichtbau, Downsizing, Downspeeding, Start-Stopp, Zylinderabschaltung und alternativen Antrieben ist es auch der steigende Kostendruck, dem sich die Schwingungstechniker stellen müssen. Leichtere Fahrzeugstrukturen erfordern spezielle Lösungen, beispielsweise indem vorhandene Massen in schwingungstechnische Bauteile integriert werden. Das Downsizing von Motoren, Downspeeding, Start-Stopp und Zylinderabschaltung reduzieren Gewicht und Verbrauch, erfordern jedoch optimierte Motorlagerungskonzepte, Getriebe oder Anlasser – mitunter sogar weitere Maßnahmen wie Ausgleichswellen, Zweimassenschwungräder oder elektronisch geregelte Schwingungstechnik.

Alternative Antriebe verlangen zusätzliche Schritte zur Isolation hochfrequenter Antriebsgeräusche des Elektromotors oder störender Vibrationen und Geräusche eines Range-Extenders. Der Kunde einer Oberklasselimosine möchte keinen Unterschied zwischen einem Vier- und Sechszylindermotor in Komfort- und Geräusentwicklung wahrnehmen. Jenseits technischer Entwicklungen gilt es auch für die Schwingungstechnik, dass Marktänderungen die Schwingungstechnik vor neue Herausforderungen in der Entwicklung und Produktion stellen. Künftig wird das Volumenwachstum stärker getrieben durch Fahrzeuge des A- oder B-Segments. Und diese kleineren Autos werden vermehrt nicht mehr in Europa gebaut. Die Entwicklung innovativer Bauteile für diesen Markt verlangt einen konsequenten „Design-to-Cost“-Ansatz und ein fundiertes Verständnis für die Anforderungen und Bedürfnisse in neuen und wachstumsstarken Märkten, z. B. in Asien. Der Ausbau der regionalen Entwicklungskapazitäten wird deshalb in Zukunft noch wichtiger werden.

1.2 Schwingungstechnik im Automobilbau

Wenn von Fahrkomfort die Rede ist, meint jeder zu wissen, um was es geht. Ihn zu beschreiben, ist jedoch ein sehr komplexes Unterfangen. Dieses Werk soll deshalb auch Grundlagenarbeit liefern, um die im Zusammenhang mit Schwingungstechnik immer wieder auftretenden Begriffe besser zuordnen zu können. Moderne Personenkraftwagen bieten hohe Fahrsicherheit in Verbindung mit ausgezeichnetem Fahrkomfort. Bewusst wird uns das im Alltag kaum noch – zu sehr haben wir uns daran gewöhnt. Man muss

25 Jahre zurückgehen und ein Fahrzeug der damaligen Zeit „neu erleben“, um den Entwicklungsfortschritt der letzten Jahre, die Summe aus stetigen kleinen Verbesserungen, zu beurteilen. Dann nämlich treffen wir die alten „Bekanntnen“, die Unarten der damaligen Fahrzeuge, wieder. Nach dem Starten meldet sich der Motor mit Leerlaufzittern, beim Anfahren stören Anfahr- und Lastwechselruckeln, lästige impulsartige Schwingungen, die damals mit dem Begriff „Bonanza-Effekt“ bezeichnet wurden.

All diese sogenannten „NVH“-Phänomene sind heute weitgehend gelöst. Die englische Abkürzung „NVH“ beschreibt die Gesamtheit aller auftretenden Störungen und ihre subjektive Wahrnehmung durch die Fahrzeuginsassen. Schwingungen und Geräusche werden dabei nach ihrer Frequenz, Herkunft und Störwirkung in die Kategorien Noise, Vibration und Harshness eingeteilt, Bild 1-1. Unerwünschte Schwingungen und Geräusche entstehen in erster Linie durch den Verbrennungsmotor und werden über die Motorlager als Körperschall und Luftschall in den Innenraum übertragen. Aber auch das Fahrwerk überträgt Fahrbahnebenheiten über Gummi/Metall-Komponenten als elastokinematische Verbindungselemente an die Fahrzeuginsassen. Sie werden als Vibration an Lenkrad, Sitzschiene oder Bodenblech, bzw. in Form störender Geräusche, bemerkbar.

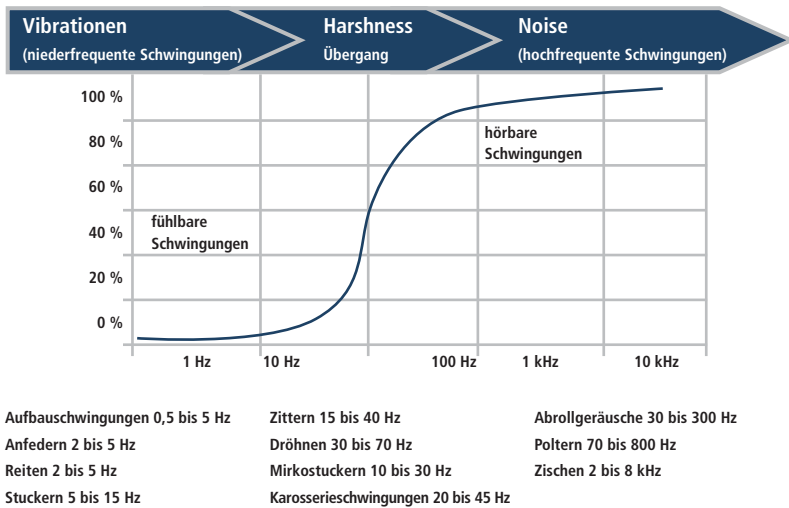


Bild 1-1. Zusammenhang zwischen der Schwingungsfrequenz und der subjektiven Wahrnehmung als Vibration, Rauigkeit und Geräusch.

Die Bandbreite der unangenehmen Auswirkungen reicht bei Geräuschen von Verständigungsschwierigkeiten über Beeinträchtigungen beim Musikhören bis hin zu Schwindel und Gehörschäden. Bei stärkeren und lang anhaltenden Schwingungen sind Störungen des Tastempfindens, Schwindel und Unsicherheit bis hin zu Sehstörungen und in extremen Fällen – z. B. bei längeren Arbeiten mit Baumaschinen – sogar Zellschädigungen nachgewiesen.

Vibrationen, die als fühlbare Schwingungen unangenehm wahrgenommen werden, entstehen im Karosserieaufbau und übertragen sich nur durch Körperschall, sind also lediglich fühlbar, aber kaum hörbar. Auf schlechtem Straßenbelag nervt das Motorstückern, eine periodische Hubschwingung der Motormasse. Sie verursacht ein ständiges Zittern des Vorderwagens, das fälschlicherweise oft einer schlecht abgestimmten „stuckrigeren“ Vorderachse zugeschrieben wurde.

Problematisch für die subjektive Wahrnehmung ist es, wenn Schwingungen und Vibrationen sowohl fühlbar als auch hörbar sind. Derartige Störgrößen sollten daher unbedingt vermieden werden. Ein Beispiel dafür sind hohe Motordrehzahlen. Sie können zu Dröhngeräuschen führen, die bei einer Frequenz zwischen 80 und 100 Hz als sehr unangenehm empfunden werden.

Diesen Übergangsbereich von Vibrationen zu hörbaren Schwingungen oder Geräuschen bezeichnet man mit „Harshness“ oder Rauigkeit. Er umfasst den Frequenzbereich zwischen 15 und 100 Hz. Derartige Störgrößen entstehen durch Fahrbahneinflüsse und Drehschwingungen des Verbrennungsmotors. Im unteren Bereich wird die Wahrnehmung noch durch die fühlbaren Anteile dominiert, ab ca. 100 Hz bestimmen jedoch die hörbaren Anteile die Störwirkung.

Hörbare Schwingungen in einem Frequenzbereich ab 100 Hz bezeichnet man als „Noise“. Beispiele hierfür sind Abrollgeräusche der Reifen oder das hochfrequente Surren einer Elektromaschine, das an das Geräusch einer Straßenbahn erinnert.

Um den Geräuschkomfort zu erhöhen, reicht jedoch eine alleinige Fokussierung auf den *Noise*-Bereich nicht aus. Vielmehr muss ein ausgedehnter Bereich, der das gesamte *Harshness*-Band umfasst, betrachtet werden, um alle signifikanten Störungen erfassen und durch gezielte Maßnahmen beseitigen zu können.

Entwicklungsingenieure und Fahrzeugakustiker haben diese Schwingungsprobleme in den letzten Jahren weitgehend gelöst, und der Werkstoff Gummi spielt hierbei noch immer eine tragende Rolle. Fahrzeugakustiker verbesserten die Innendämmung, elektronische Fahrwerke mit Luftfedern erlauben höchsten Fahrkomfort ohne Einbußen bei Dynamik oder Sicherheit, Bild 1-2. Entwicklungsingenieure optimierten die Motoren und deren Aufhängung. Leerlaufzittern oder ein nagelnder Dieselmotor gehören heute der Vergangenheit an. Akustisch ist der Diesel- von einem Benzinmotor kaum noch zu unterscheiden.

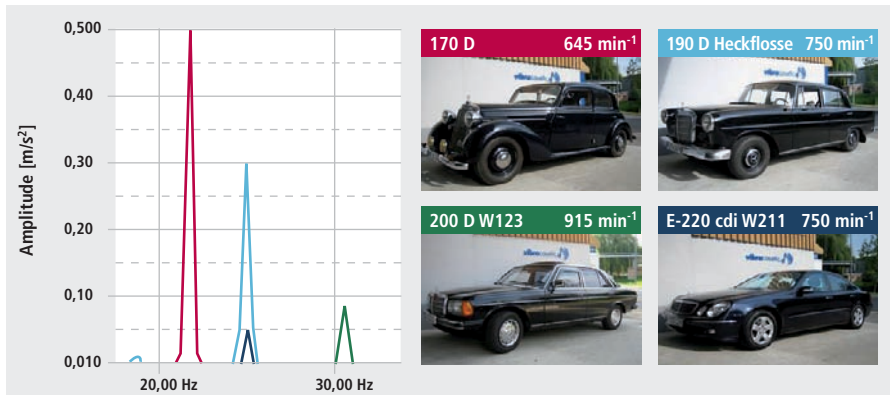


Bild 1-2. Sitzschienenbeschleunigung im Leerlauf bei Fahrzeugen verschiedener Epochen.

2. Schwingungsisolaton, Dämpfung und Tilgung

2.1 Ein Werkstoff wird berechenbar

„Gummi ist unberechenbar, er ändert von Charge zu Charge seine Eigenschaften, ist schwarz, klebrig und riecht unangenehm.“ Mit diesem Vorurteil ließ sich über 40 Jahre lang in der Gummibranche alles erklären, sowohl positive als auch negative Projektergebnisse. Voraussagen fielen schwer, vieles ließ sich nicht präzise erläutern, und so war es hoffnungslos, die Eigenschaften eines Gummilagers, zum Beispiel das Isolationspotenzial, verlässlich zu berechnen und seine Lebensdauertüchtigkeit vorauszusagen.

Gute konstruktive Lösungen waren den erfahrenen „alten Hasen“ vorbehalten, die mit Berufserfahrung, Empirie und Beharrlichkeit ihre Projekte zum Erfolg führten. Die physikalische Wirkung des Werkstoffes Gummi bezüglich der Schwingungsisolaton ließ sich oft nur anhand von diffusen Beobachtungen erläutern. Begriffe wie Isolation und Dämpfung wurden oft nicht sauber getrennt. Diese Unsicherheit führte zu der Annahme, ein großes Gummivolumen fördere die Isolationswirkung. So schafften Fahrzeugkonstrukteure oft mit Mühen den Platz für großkalibrige Lagerelemente.

Ein Motorlager des Volkswagen Golf aus dem Jahr 1985 (Bild 2-1) liefert ein Beispiel: ein großer Abstand zwischen der inneren Metallhülse, dem Kern, und dem äußeren Stahlring schwächt die Vibrationen auf ihrem Weg durch den Tragkörper. Das war die Vorstellung, oder jedenfalls der Wunsch. Schmale Verbindungsstege zwischen dem Hauptvolumen und dem Außenmetall und eine große freie Gummioberfläche sollten die Bilanz zwischen eingeleiteter Schwingenergie und dem an die Fahrzeugkarosserie abgegebenen Betrag verbessern.



Bild 2-1. Motorlager eines Volkswagen Golf II, Baujahr 1985.

Heute wissen wir mit Sicherheit: Diese Vorstellungen von der Physik der Isolation waren falsch. Gummi isoliert Schwingungen und Geräusche nicht auf geheimnisvolle Weise, sondern ist ein normaler Werkstoff, der präzisen physikalischen Gesetzen folgt. Zugegeben, diese Gesetze sind komplex und es war ein langer Weg, bis das Materialverhalten dieses Werkstoffs verstanden werden konnte und damit mathematisch beschreibbar wurde. Heute können wir den Begriff Isolation erläutern und in einem frühen Projektstadium durch Simulationsrechnungen mit guter Genauigkeit vorhersagen.

2.2 Die Grundlagen der Schwingungsisolation

Jedes Gummilager verhält sich im eingebauten Zustand wie eine Feder. Eine Feder allein isoliert aber nicht. Mit einem einfachen Bild lässt sich das erläutern. Auf einem Fundament steht eine Feder, die am freien Ende durch eine Kraft belastet wird. Die Last spannt den Federkörper, der diese ohne Verstärkung oder Abschwächung auf das Fundament überträgt. Dabei ist die Federrate, ob weich oder hart, nicht von Belang. Es ist auch nicht von Bedeutung, ob die Last schleichend oder schnell ihre Größe ändert. Der oben eingeleitete Betrag wird unten auf den Boden übertragen. Eine Feder isoliert also nicht, sie verzögert bestenfalls die Kraftübertragung.

Für die Entstehung einer Schwingung ist ein dynamisches System, ein Verbund aus Feder und Masse erforderlich. Bei einer Motoraufhängung ist die Zuordnung schnell klar: Der Motor bringt die Masse mit, die Lager, völlig gleichgültig ob drei, vier oder fünf, liefern die elastischen Federn. Es entsteht ein Feder/Masse-System. Im Fahrwerksbereich sind die Zuordnungen wesentlich unübersichtlicher. Massen können der Radträger, Radführungslenker, der Hilfsrahmen oder das Hinterachsgetriebe sein.

Ein schwingungsfähiges System bedarf nur einer Anregung, damit es mit unterschiedlichen Schwingwegen (Amplituden) oder Geschwindigkeiten (Frequenzen) schwingt. Physiker haben dieses Schwingungsphänomen bereits vor über 100 Jahren mathematisch präzise beschrieben. Die Lösung wird in Form des Übertragungsverhaltens dargestellt, Bild 2-2. Dazu folgende Erläuterung: Eine harmonische Kraft mit wechselnder Lastrichtung greift an der Masse an. Erst zieht sie die Masse nach oben, dann drückt sie diese nach unten. Die Feder wird dabei wechselweise gedehnt oder gestaucht. Das Produkt aus Federweg und Federsteifigkeit ergibt die Reaktionskraft in der Feder, die auf das Fundament übertragen wird. Ist diese eingeleitete Kraft kleiner als die anregende Kraft, isoliert das System; ist sie größer, wird die Schwingung verstärkt. Um es nochmals zu verdeutlichen: Ein schwingfähiges System kann auch ohne zusätzliche Dämpfungsglieder eine dämpfende Wirkung ausüben. Ebenso gut kann aber auch die entgegengesetzte Wirkung eintreten.

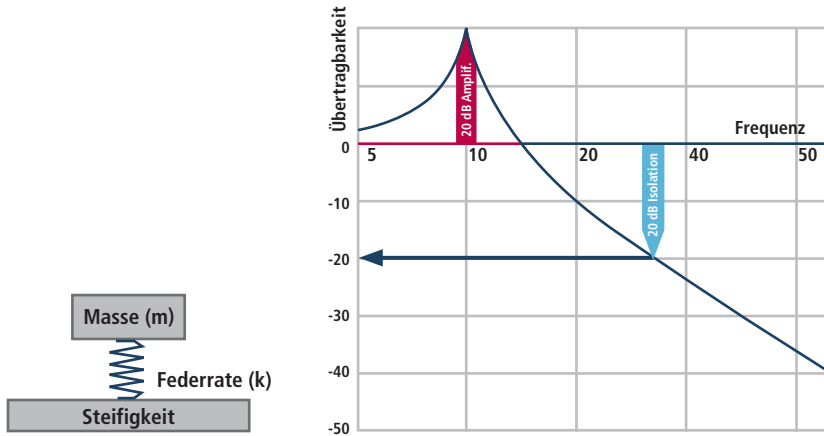


Bild 2-2. Übertragungsverhalten eines schwingfähigen Systems.

Welcher der beiden Fälle eintritt, hängt von der Geschwindigkeit ab, mit der die Kraft die Wirkrichtung wechselt. Geschieht das nämlich sehr schnell, kann die Masse aufgrund ihrer Trägheit diesem Richtungswechsel nicht folgen. Sie reagiert zu träge, also zu langsam, und schwingt nur noch mit kaum wahrnehmbaren Wegamplituden. Mit der Federrate multipliziert, führen diese kleinen Schwingwege zu sehr kleinen Kräften, die in das Fundament, das ist zum Beispiel die Karosseriestruktur eines Fahrzeugs, eingeleitet werden. Hält die anregende Kraft zwar ihre Größe konstant, reduziert aber in kleinen Schritten die Geschwindigkeit ihrer Richtungswechsel, nimmt die Größe der Schwingwege zu. Mit der gleichen Federrate multipliziert, wächst die Reaktionskraft in der Feder. Diese kann sogar, wenn die Anregung den Takt des Schwingungssystems, die so genannte Eigenfrequenz, trifft, um ein Vielfaches größer werden als die anregende Kraft. Das Feder/Masse-System isoliert die Anregungskraft nicht mehr, es verstärkt sie. Um diese Darstellung am Beispiel Automobil zu veranschaulichen: Die Kräfte, die mit wechselnder Geschwindigkeit ihre Wirkrichtung ändern, können Verbrennungskräfte eines laufenden Motors sein, deren Frequenz von der Motordrehzahl abhängt. Diese eher anschauliche Darstellung zeigt Bild 2-3 mathematisch korrekt. Die waagerechte Achse bildet die Schwingfrequenz ab, die senkrechte Achse vom Nullpunkt nach oben eine Anregungsverstärkung, vom Nullpunkt nach unten eine Anregungsabschwächung. Das Beispiel zeigt ein Feder/Masse-System (es soll exemplarisch für eine einfache Motorlagerung stehen), das bei der Masse des Motors durch Auswahl der passenden Federsteifigkeit auf eine Eigenfrequenz von 10 Hz abgestimmt ist.

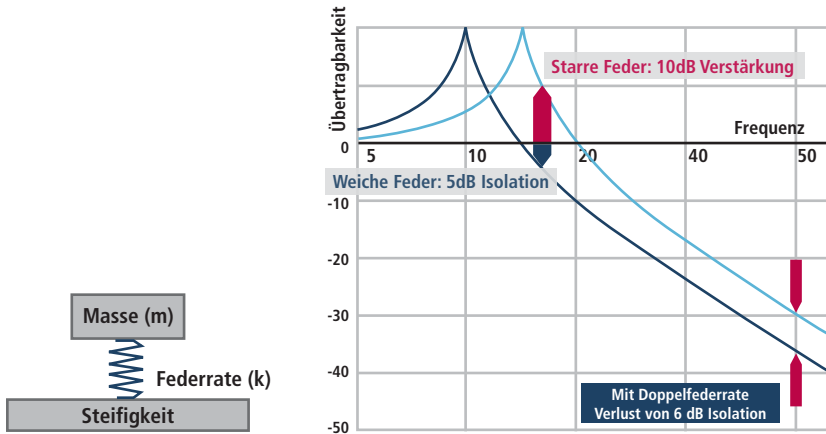


Bild 2-3. Doppelfederate verursacht 6 dB Verlust der Isolation.

Je nach Bauform des Motors (Anzahl und Anordnung der Zylinder) und Betriebsdrehzahl regt der Motor im Betrieb in einem breiten Fenster unterschiedliche Frequenzen an. Ein Einzylinder-Viertakt-Motor erzeugt bei einer Leerlaufdrehzahl von 600 min^{-1} 5 Impulse/s, ein Vierzylinder-Reihenmotor bei gleicher Drehzahl 20 Impulse/s.

Geht man in diesem Rechenmodell von gleichen Motormassen aus, liefert ein und dieselbe Feder, also das gleiche Motorlager, im ersten Fall 5 dB Verstärkung und im zweiten Fall 10 dB Isolation. Schlimmer noch: bei stetig steigender Motordrehzahl vergrößert der Vierzylinder die Isolation und wirkt zunehmend komfortabler, bei dem Einzylinder aber steigt die Hauptanregung und trifft schließlich auf die Eigenfrequenz. Das führt in unserem Beispiel bei 1200 min^{-1} zu einer Resonanzkatastrophe, ehe bei 1700 min^{-1} schließlich der Bereich der Isolation erreicht wird.

In einem zweiten Beispiel sollen zwei unterschiedlich schwere Motoren gleicher Bauart auf identischen Federn gelagert werden. Masse und elastische Aufhängung führen bei Motor 1 zum Beispiel zu einer Eigenfrequenz von 15 Hz. Bei dem zweiten Motor mit der halben Masse rutscht dieser Wert auf 21 Hz. Bei einer Leerlaufdrehzahl von 600 min^{-1} liegt die erste Motoraufhängung gerade an der Grenze der Isolation, bei dem leichteren Motor würde dieselbe Lagerung, also die identischen Lagerelemente, untragbares Leerlaufzittern verursachen. Die tatsächlichen Verhältnisse in einem Pkw liegen komplizierter als mit diesen einfachen Gedankenmodellen erläutert.

Ein Motor kann sich in seiner elastischen Lagerung in die drei Raumrichtungen bewegen und mit Nicken, Wanken und Gieren um drei Achsen drehen. Er liefert nicht nur eine Eigenfrequenz, wie hier der Einfachheit halber dargestellt, sondern sechs unterschiedliche Frequenzen mit völlig verschiedenen, untereinander gekoppelten Schwingungsformen. Die Federn stehen nicht auf festem Fundament, sondern auf elastischen Karosseriestrukturen. Somit wird eine Schwingamplitude des Motors nicht unbedingt zum Federweg des Gummilagers. Der Federweg des Lagerfußpunktes muss je nach Anregungsfrequenz und Phasenlage mit dem passenden Vorzeichen berücksichtigt werden.

Ähnlich unübersichtlich ist die Tatsache, dass ein Gummilager in seiner Anwendung nicht mit „dem Federwert“ reagiert. Lagereigenschaften werden in Simulationsrechnungen nicht einem einzigen skalaren Wert, sondern mit sechs Messgrößen beschrieben. Neben den drei translatorischen Werten müssen die bei Fahrwerksbuchsen wichtigen rotorischen Werte, die Torsions- und Kardaniksteifigkeiten, berücksichtigt werden. Die

messtechnische Ermittlung dieser Größen erfordert einen beträchtlichen Aufwand an Prüfmaschinen und Adaptionen, stellt aber auch die zentrale Herausforderung dar: Nur in wenigen Ausnahmefällen liefern Messungen lineare Kraft/Weg-Kennungen. Typischerweise verlaufen Messkurven gekrümmt. Sie liefern unterschiedliche Federwerte in Abhängigkeit der Vorlast, der Prüfgeschwindigkeit, der Prüfamplitude und der Belastungshistorie. Ein Gummitragkörper liefert nach mehreren Lastzyklen andere Federwerte als vor der Konditionierung. Von Bedeutung kann auch sein, dass ein Tragkörper unter Vorlasten in einer Richtung mit unterschiedlichen Eigenschaften in den anderen Richtungen reagiert. So kann ein Lager in Fahrtrichtung steifer werden, wenn es das Gewicht eines Motors trägt oder sein Drehmoment bei verschiedenen Drehzahlen oder Getriebeübersetzungen abstützen muss. Eine radiale Vorlast bei einer Fahrwerksbuchse kann die Federeigenschaften in Torsions- und Kardanikrichtung beeinflussen.

Präzise Prüfvorschriften, bis ins Detail spezifiziert, bilden die Voraussetzung für eine systematische Bauteilentwicklung und für vergleichende Messungen beim Lieferanten und beim Kunden. Die Prüfspezifikation beantwortet jedoch eine komplizierte Frage nicht: „Liefert dieses Bauteil an seinem Einbauort im Fahrzeug perfekte Ergebnisse bezüglich Fahrsicherheit, Komfort und Haltbarkeit?“

Diese Antwort ist schwierig und kann bei vielen Projekten nicht sicher gegeben werden. Das vorliegende Buch soll helfen, zur Lösung dieser Problematik beizutragen.

2.3 Vierpoltheorie: Eine Beschreibung zur Isolation hoher Frequenzen

In diesem Abschnitt werden die theoretischen Grundlagen hergeleitet, die zur Betrachtung der Körperschallübertragung bzw. Isolationswirkung benötigt werden. Mechanische Impedanzen und Vierpole können das dynamische Verhalten von Bauteilen oder Schnittstellen beschreiben. Daraus lässt sich eine Reihe von Dämmungsgrößen ableiten, die bei der Analyse und Bewertung von Konstruktionen hilfreich sind. Im nachfolgenden Abschnitt werden mechanische Impedanzen erläutert. Statt dieser Impedanzen können auch dynamische Massen bzw. Scheinmassen oder Eingangssteifigkeiten betrachtet werden – die Größen lassen sich ineinander umrechnen. Eine umfassende Beschreibung der Theorie mit Beispielen findet sich in Sell [2-1].

2.3.1 Mechanische Impedanzen

Als mechanische Impedanz wird der Widerstand eines linear elastischen Körpers definiert, den er einer äußeren Erregung entgegensetzt. Die Impedanz ist das Verhältnis der erregenden Kraft \underline{F} zur Schnelle \underline{v} :

$$\underline{Z} = \frac{\underline{F}}{\underline{v}}. \quad \text{Gl. (2-1)}$$

Werden an einem Verbindungspunkt zwei Körper (z.B. Massen) mit derselben Schnelle bewegt, so wirkt die Summe der Impedanzen gegen die angreifende Kraft:

$$\underline{Z}_{\text{ges}} = \underline{Z}_1 + \underline{Z}_2. \quad \text{Gl. (2-2)}$$

Wirkt dieselbe Kraft durch zwei Körper (z.B. Federn) hindurch, so errechnet sich die wirksame Impedanz aus:

$$\frac{1}{Z_{\text{ges}}} = \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \quad \text{Gl. (2-3)}$$

Oftmals werden statt der Impedanz andere Verhältnisgrößen betrachtet, die sich im Frequenzbereich alle einfach ineinander umrechnen lassen. So werden zur Impedanzbestimmung meist Kraft und Beschleunigung \underline{a} gemessen. Die gesuchte Impedanz ergibt sich dann mit der Kreisfrequenz ω aus:

$$\underline{Z} = \frac{F}{v} = \frac{F}{\underline{a}} j\omega \quad \text{Gl. (2-4)}$$

Diese Formel ist sehr hilfreich, wenn mittels eines Impulshammers oder per Shakeranregung die Eingangsimpedanz einer Struktur experimentell bestimmt werden soll. Als Ergänzung sind in Tabelle 2-1 Formeln zur Impedanzberechnung von idealisierten Bauteilen aufgeführt.

Tabelle 2-1. Impedanzen idealisierter Bauteile.

Bauteil	Impedanz	Formelzeichen
Masse	$Z_m = j\omega m$	m : Masse
Feder	$Z_k = \frac{k}{\omega m}$	k : Federkonstante
Viskoser Dämpfer	$Z_c = c$	c : Dämpferkonstante

Aus den Formeln zur Impedanzberechnung wird deutlich, dass es sich bei der Impedanz um eine frequenzabhängige Größe handelt. Zur besseren Vorstellung sind im Bild 2-4 die charakteristischen Verläufe von Impedanzen und dynamischen Massen gezeigt. Die in Klammern gezeigten Werte geben die Proportionalitätsfaktoren an – also wie stark der Wert von der Frequenz abhängt.

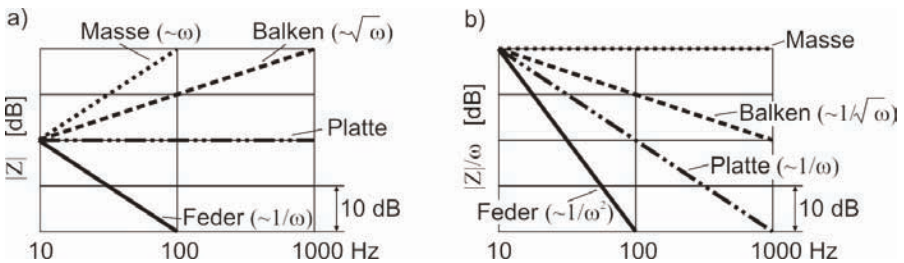


Bild 2-4. Charakteristische Verläufe. a) Impedanzen; b) dynamische Massen.

2.3.2 Mechanische Vierpole

Mechanische Vierpole wurden in der Mitte des letzten Jahrhunderts von den häufig genutzten elektrischen Vierpolen abgeleitet. Es handelt sich um eine kompakte Formu-

lierung, mit der Verknüpfungen von mechanischen Bauteilen auf einfache Weise dargestellt werden können. Es werden immer zwei Eingangsgrößen und zwei Ausgangsgrößen betrachtet. Die Paare bestehen jeweils aus einer Kraftgröße und einer Weg-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsgröße. Der Index 1 kennzeichnet Eingangsgrößen, der Index 2 Ausgangsgrößen und der Index 12 oder 21 Transfergrößen. In den nachfolgenden Darstellungen wird – wie schon bei den Impedanzen – mit Geschwindigkeiten gearbeitet.

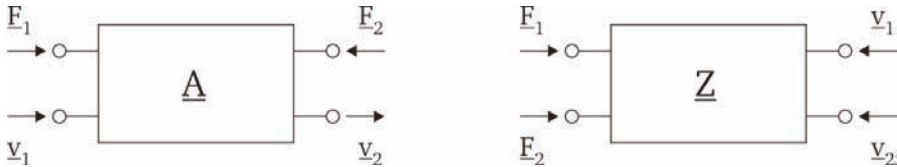


Bild 2-5. Mechanische Vierpole in Kettenform (links) und Impedanzform (rechts).

Wie wir noch sehen werden, ist die sogenannte Kettenform besonders für die Berechnung von Reihenschaltungen geeignet. Für den im Bild 2-5 gezeigten Vierpol gilt in Matrixschreibweise:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{bmatrix} = \underline{\underline{[A]}} \cdot \begin{bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \text{ (Kettenform)}, \quad \text{Gl. (2-5)}$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = \underline{\underline{[Z]}} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \text{ (Impedanzform)}. \quad \text{Gl. (2-6)}$$

Tabelle 2-2 enthält die Vierpolparameter in Kettenform für einige idealisierte Bauteile bzw. Baugruppen.

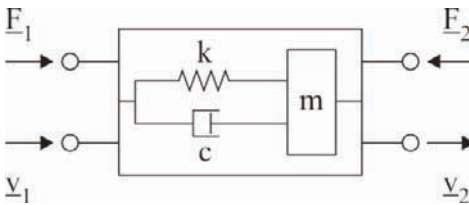
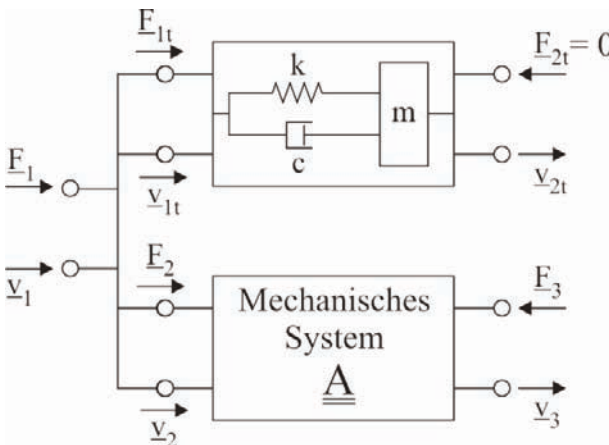
Tabelle 2-2. Vierpolparameter idealisierter Bauteile

Bauteil	Impedanz	Formelzeichen
Masse	$\underline{\underline{[A]}} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega m \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$	m : Masse
Feder	$\underline{\underline{[A]}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ j\omega & 1 \\ k & \end{bmatrix}$	k : Federkonstante
Viskoser Dämpfer	$\underline{\underline{[A]}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \\ c & \end{bmatrix}$	c : Dämpferkonstante
Schwinger (Aufbau s.u.)	$\underline{\underline{[A]}} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega m \\ 1 & j\omega m + c + \frac{k}{j\omega} \\ c + \frac{k}{j\omega} & c + \frac{k}{j\omega} \end{bmatrix}$	

Tabelle 2-2. (Fortsetzung).

Bauteil	Impedanz	Formelzeichen
Tilger (Aufbau s.u.)	$[\underline{A}] = \begin{bmatrix} 1 & \frac{j\omega m}{j\omega m + c + \frac{k}{j\omega}} \\ 0 & c + \frac{k}{j\omega} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$	

Der mechanische Aufbau des Schwingers und des Tilgers ist in den folgenden beiden Darstellungen zu erkennen, Bilder 2-6 und 2-7.

**Bild 2-6.** Vierpol-Darstellung eines Schwingers.**Bild 2-7.** Vierpol-Darstellung eines Tilgers.

2.3.3 Kopplung von Vierpolen

Ein großer Vorteil der Vierpol-Modellierung ist, dass sich ein Netzwerk aus mechanischen Bauteilen mathematisch leicht berechnen lässt. Um die Kopplungen im Netzwerk zu berücksichtigen, kann jedes Teilsystem durch einen Vierpol beschrieben werden. Anschließend werden diese mathematisch zu einem Gesamt-Vierpol zusammengefasst. Auf diese Weise ist es möglich, komplizierte Netzwerke aufzubauen. Die Wirksamkeit von Tilgern oder anderen Strukturen, deren Berechnung sich mit Differentialgleichungen schwieriger gestalten würde, kann auf diese Weise einfach berechnet werden. Bei der Parallelschaltung

müssen alle zusammengeschalteten Bauelemente mit der gleichen Schwinggeschwindigkeit beaufschlagt werden. Befinden sich n Teilsysteme in Reihe hintereinander, müssen die dazugehörigen Vierpole in Kettenform dargestellt werden, da die Ausgangsgrößen des ersten Vierpols gleich den Eingangsgrößen des folgenden Vierpols sind. Die Teilsysteme sind demselben Kraftfluss ausgesetzt, und die Gesamt-Kettenmatrix $\underline{\underline{A}}_{\text{ges}}$ berechnet sich zu

$$\underline{\underline{A}}_{\text{ges}} = \prod_{i=1}^n \underline{\underline{A}}^i \quad \text{Gl. (2-7)}$$

Sind die Eingangsgrößen mehrerer Teilsysteme starr miteinander verbunden, so dass sie die identische Geschwindigkeit besitzen und die Gesamtkraft ein- und ausgangsseitig gleich der Summe der Einzelkräfte ist (parallele Anordnung), so berechnet sich die Gesamt-Impedanzmatrix $\underline{\underline{Z}}_{\text{ges}}$ zu

$$\underline{\underline{Z}}_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^n \underline{\underline{Z}}^i \quad \text{Gl. (2-8)}$$

Molloy [2-2] hat einen Gleichungssatz entwickelt, mit dem n Vierpole in Kettenform parallel geschaltet werden können. Damit braucht nicht zwischen Kettenform und Impedanzform gewechselt zu werden.

$$\underline{\underline{A}}_{\text{ges}} = \begin{bmatrix} \underline{a}_{11}^{\text{ges}} = \frac{A}{B} & \underline{a}_{12}^{\text{ges}} = \frac{AC}{B} - B \\ \underline{a}_{21}^{\text{ges}} = \frac{1}{B} & \underline{a}_{22}^{\text{ges}} = \frac{C}{B} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. (2-9)}$$

$$\text{mit } A = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\underline{a}_{11}^i}{\underline{a}_{21}^i} \right), \quad B = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\underline{a}_{21}^i} \right), \quad C = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\underline{a}_{22}^i}{\underline{a}_{21}^i} \right).$$

Bild 2-8 zeigt zwei Vierpole $\underline{\underline{A}}^1$ und $\underline{\underline{A}}^2$, die über die Kraft F_2 und die Schnelle v_2 miteinander gekoppelt sind.

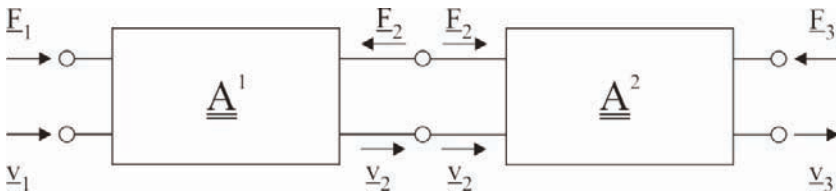


Bild 2-8. Serienschaltung von zwei mechanischen Vierpolen.

Beide Vierpole liegen in Kettenform vor und können somit nach Gl. (2-7) zu einer Gesamtkettenmatrix $\underline{\underline{A}}_{\text{ges}}$ zusammengefasst werden

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{a}_{11}^{\text{ges}} & \underline{a}_{12}^{\text{ges}} \\ \underline{a}_{21}^{\text{ges}} & \underline{a}_{22}^{\text{ges}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_3 \\ v_3 \end{bmatrix} \quad \text{Gl. (2-10)}$$

Für die Gesamtkettenmatrix in expliziter Form ergibt sich

$$\underline{A}_{\text{ges}} = \begin{bmatrix} \underline{a}_{11}^{\text{ges}} & \underline{a}_{12}^{\text{ges}} \\ \underline{a}_{21}^{\text{ges}} & \underline{a}_{22}^{\text{ges}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{a}_{11}^1 \underline{a}_{11}^2 + \underline{a}_{12}^1 \underline{a}_{21}^2 & \underline{a}_{11}^1 \underline{a}_{12}^2 + \underline{a}_{12}^1 \underline{a}_{22}^2 \\ \underline{a}_{21}^1 \underline{a}_{11}^2 + \underline{a}_{22}^1 \underline{a}_{21}^2 & \underline{a}_{21}^1 \underline{a}_{12}^2 + \underline{a}_{22}^1 \underline{a}_{22}^2 \end{bmatrix}. \quad \text{Gl. (2-11)}$$

2.3.4 Isolationsberechnung mit Vierpolen

Die vorgestellte Modellierung mit mechanischen Vierpolen ist besonders geeignet, um Isolationswirkungen (= Dämmungswirkungen) zu berechnen.

Generell ist es vorteilhaft, Maßnahmen zur Körperschallminderung möglichst nah an der Schallquelle zu treffen. Die Maßnahmen können entweder dazu dienen, dass die Quelle weniger Schallenergie abgibt, oder sie bewirken eine Reflexion der Schallenergie zur Quelle mit dem Ziel, bei mehrmaligem Durchlauf von schallabsorbierenden Konstruktionselementen die Dämpfung zu erhöhen. Als Konstruktionselemente, deren Einfügung eine Körperschallminderung bewirkt, kommen schwere Massen und weiche Federn mit und ohne Bedämpfung sowie Kombinationen daraus in Betracht. Zur Quantifizierung der Dämmwirkung einzelner Elemente werden vorwiegend zwei Dämmungsgrößen eingesetzt. Die *Durchgangsdämmung* setzt Kraft bzw. Geschwindigkeit vor und hinter einem Isolationselement ins Verhältnis. Die *Einfügungsdämmung* beschreibt die Wirkung von Isolationselementen wesentlich zweckmäßiger. Es werden Kraft und Geschwindigkeit auf der Empfängerseite einer Struktur mit Isolationsmaßnahme gegenüber dem Ausgangszustand betrachtet. Somit zeigt sich auch der Einfluss der geänderten Isolationsmaßnahme auf die Dynamik des Gesamtsystems.

2.3.4.1 Durchgangsdämmung

Die folgenden Gleichungen für Dämmungsgrößen lassen sich aus der Grundgleichung für mechanische Vierpole gewinnen:

$$\underline{F}_1 = \underline{a}_{11} \underline{F}_2 + \underline{a}_{12} \underline{v}_2 \quad \text{Gl. (2-12)}$$

$$\underline{v}_1 = \underline{a}_{21} \underline{F}_2 + \underline{a}_{22} \underline{v}_2. \quad \text{Gl. (2-13)}$$

Bei der Durchgangsdämmung müssen zwei Fälle unterschieden werden.

2.3.4.2 Durchgangsdämmung der Schnelle

Aus Gl. (2-13) ergibt sich mit der Abschlussimpedanz

$$\underline{Z}_{\text{ab}} := \frac{\underline{F}_2}{\underline{v}_2} \quad \text{Gl. (2-14)}$$

die Durchgangsdämmung der Schnelle

$$\underline{D}_{\text{dv}} := \frac{\underline{v}_1}{\underline{v}_2} = \underline{a}_{22} + \underline{a}_{21} \underline{Z}_{\text{ab}}. \quad \text{Gl. (2-15)}$$