

Adaptronischer Schwingungsabsorber für einen weiten Einsatzbereich

Adaptronic Vibration Absorber for a Wide Field of Applications

Klaus Kuhnen, Pietro Pagliarulo, Chris May und Hartmut Janocha

In vielen mechanischen Strukturen unserer technisierten Umwelt kommen unerwünschte, fremd- oder selbsterregte Schwingungen vor, die im Hinblick auf geringere Umweltbelastung und höhere Lebensdauer reduziert werden müssen. Dieses Ziel lässt sich häufig mit Hilfe von Schwingungsabsorbern erreichen, die dem schwingenden Hauptsystem entweder kinetische Energie entziehen oder gegenphasige Kompensationskräfte in die Struktur einleiten; dem entsprechend unterscheidet man passive und aktive Absorber. Der vorliegende Beitrag zeigt am Beispiel eines Hilfsmassedämpfers, wie beide Absorberklassen unter Anwendung des adaptronischen Konzepts und durch Einsatz aktiver Werkstoffe in einer einzigen kompakten Baueinheit realisiert werden können. An einer konkreten Anwendung wird abschließend demonstriert, dass sich hiermit auch zeitlich veränderliche Frequenzkomponenten von Strukturschwingungen breitbandig dämpfen lassen.

Unwanted externally excited or self-induced vibrations occurring in many mechanical structures of our engineered environment need to be reduced in the interest of lower environmental impact and increased structural durability. Reducing vibrations can be achieved with the help of passive vibration absorbers which extract kinetic energy from the vibrating host system or active ones which introduce opposing forces into the structure to affect compensation. Focusing on an auxiliary mass damper, this paper shows how both classes of absorber can be unified in a single, compact unit through active materials and an adaptronic system approach. Simulation and experimental results corresponding to a particular technical application illustrate broadband damping of time varying frequency components in the spectrum of structural vibrations.

Schlagwörter: Adaptronik, aktive Materialien, Hilfsmassedämpfer, Schwingungsabsorber, Vibrationsdämpfung

Keywords: Adaptronic, active materials, auxiliary mass damper, dynamic vibration absorber, vibration damping

1 Einleitung

In Flugzeugen, Automobilen, Eisenbahnen, Werkzeugmaschinen und anderen mechanischen Strukturen können immer wieder unerwünschte Schwingungen auftreten. Man versucht daher solche Strukturschwingungen zu vermeiden oder wenigstens zu reduzieren, um Gefahr von Menschen und Maschinen abzuwenden, die Belastung der Umwelt (Lärm) zu verringern und die Lebensdauer der Systeme zu

erhöhen sowie die Qualität technischer Produkte und Prozesse zu verbessern.

Hierfür kommen häufig Schwingungsabsorber mit Hilfsmassen zum Einsatz, die bekanntlich in passive und aktive Systeme unterschieden werden. Passive Systeme setzen die störende Schwingungsenergie der Hauptstruktur in eine andere Energieform (z. B. in Wärme) um; sie sind einfach aufgebaut, aber nur in einem schmalen Frequenzbereich

wirksam [1;2]. Aktive Systeme leiten hingegen eine kompensierende „Gegenenergie“ in die schwingende Struktur; sie wirken breitbandig, sind aber dafür wesentlich aufwändiger.

In diesem Aufsatz wird ein Hilfsmassedämpfer beschrieben, der sowohl passiv als auch aktiv arbeiten kann, wobei im erstgenannten Fall seine Eigenfrequenz und die Dämpfungscharakteristik elektrisch einstellbar sind: semiaktiver Dämpfer. Das besondere an der hier vorgestellten Dämpferausführung ist die adaptroniktypische, hohe Funktionsdichte [3]. Unter anderem werden dabei die sensorischen und aktorischen Eigenschaften von so genannten aktiven Werkstoffen genutzt, die gleichzeitig einen Teil der Hilfsmasse bilden.

Die folgenden Abschnitte 2 bis 5 behandeln zunächst die theoretischen Grundlagen eines solchen Hilfsmassedämpfers, bei dem hochmagnetostriktive und piezoelektrische Werkstoffe als aktive Materialien zum Einsatz kommen. Abschnitt 6 beschreibt dann als Anwendungsbeispiel eines realisierten Dämpfers die Reduzierung von Strukturschwingungen in Turboflugzeugen, wobei das gemessene Betriebsverhalten mit den theoretischen Vorhersagen (Simulationen) verglichen wird.

2 Passiver Hilfsmassedämpfer

Wird durch die Einführung einer effektiven Masse m_1 die zu einer lokal auftretenden Beschleunigungsamplitude $a_1(t) = (d^2/dt^2)s_1(t)$ äquivalente Anregungskraft $m_1 a_1(t) = F_1(t)$ definiert, dann besteht nach Bild 1 die Aufgabe eines Hilfsmassedämpfers darin, eine sekundäre Kraft $F_2 = F_c + F_d$ zu erzeugen, die die primär wirkende Kraft F_1 kompensiert und so einer Anregung der Masse m_1 entgegenwirkt.

Im Bildbereich der Laplace-Transformation ($p = \sigma + j\omega$) ergibt sich aus Bild 1 eine konstante Störübertragungsfunktion

$$G_D(p) = \frac{a_1(p)}{F_1(p)} = \frac{1}{m_1} \quad (1)$$

für die Bewegung der effektiven Masse. Bei schmalbandiger Primärkraft F_1 lässt sich eine Bedämpfung der Schwin-

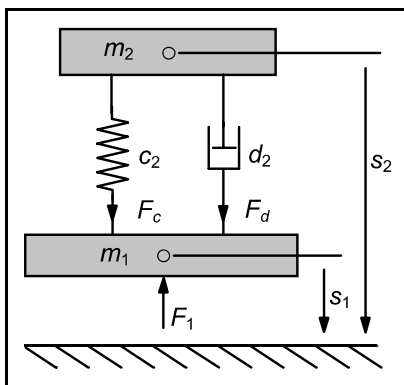


Bild 1: Effektive Masse mit primärer Kraftanregung und passivem Hilfsmassedämpfer.

gung durch den in Bild 1 dargestellten passiven Hilfsmassedämpfer erreichen. Dieser besteht in seiner einfachsten Ausführung aus einer Hilfsmasse m_2 , die über ein Federelement mit der Federsteifigkeit c_2 und einem Dämpferelement mit der Dämpfungskonstante d_2 an das Primärsystem gekoppelt ist.

Aus den Bewegungsgleichungen für die beiden Massen m_1 und m_2 resultiert für die Störübertragungsfunktion der effektiven Masse der Zusammenhang

$$G_D(p) = \frac{a_1(p)}{F_1(p)} = +K_D \frac{\frac{1}{\omega_a^2} p^2 + \frac{2D_a}{\omega_a} p + 1}{\frac{1}{\omega_r^2} p^2 + \frac{2D_r}{\omega_r} p + 1} \quad (2)$$

mit

$$\omega_r = \sqrt{c_2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}}, \quad D_r = \frac{1}{2} d_2 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{c_2 m_1 m_2}},$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}, \quad D_a = \frac{1}{2} d_2 \sqrt{\frac{1}{c_2 m_2}}, \quad K_D = \frac{1}{m_1 + m_2}.$$

Im ungedämpften Fall ($d_2 = 0$) besitzt der Nenner der Übertragungsfunktion (2) bei der Frequenz ω_r eine Nullstelle bei $p = j\omega_r$. Diese ausgezeichnete Frequenz wird in der Strukturmechanik als Resonanzfrequenz bezeichnet. Der Zähler der Übertragungsfunktion (2) hingegen weist bei der Resonanzfrequenz ω_a des passiven Hilfsmassedämpfers eine Nullstelle bei $p = j\omega_a$ auf, sodass bei dieser ausgezeichneten Frequenz, der sogenannten Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems (effektive Masse mit Dämpfer), unabhängig von der Stärke der Anregung F_1 keine Bewegung der effektiven Masse stattfinden kann. Aus diesem Grund ist man bestrebt, die Parameter Hilfsmasse m_2 und Federsteifigkeit c_2 so festzulegen, dass die Resonanzfrequenz ω_a des passiven Hilfsmassedämpfers mit der dominierenden Frequenzkomponente der Primärkraft F_1 übereinstimmt.

3 Semiaktiver Hilfsmassedämpfer

In vielen Anwendungen mit schmalbandiger Anregung der effektiven Masse unterliegt die dominierende Primärkraftkomponente betrieblich bedingten Frequenzschwankungen. Ein fest abgeglicherer, passiver Hilfsmassedämpfer kann daher nicht an alle vorkommenden Betriebsbedingungen optimal angepasst sein. In solchen Fällen lassen sich vorteilhaft elektrisch einstellbare, passive Hilfsmassedämpfer einsetzen, die in der Literatur oft als semiaktive Hilfsmassedämpfer bezeichnet werden [4]. Bei diesen wird die Hilfsmasse über elektrisch steuerbare Materialien, wie piezoelektrische oder magnetostriktive Werkstoffe, an das schwingende Hauptsystem gekoppelt. Die mechanischen Parameter Steifigkeit und Dämpfung des passiven Hilfsmassedämpfers werden dann mit Hilfe der aktorischen und sensorischen Eigenschaften des aktiven Materials durch Krafterückkopplung gezielt beeinflusst. Die prinzipielle Vorgehensweise zur Steuerung der passiven mechanischen Eigenschaften aktiver Materialien ist in Bild 2 am Beispiel einer Aktor-Sensor-Kombination aus zwei magnetostrikti-

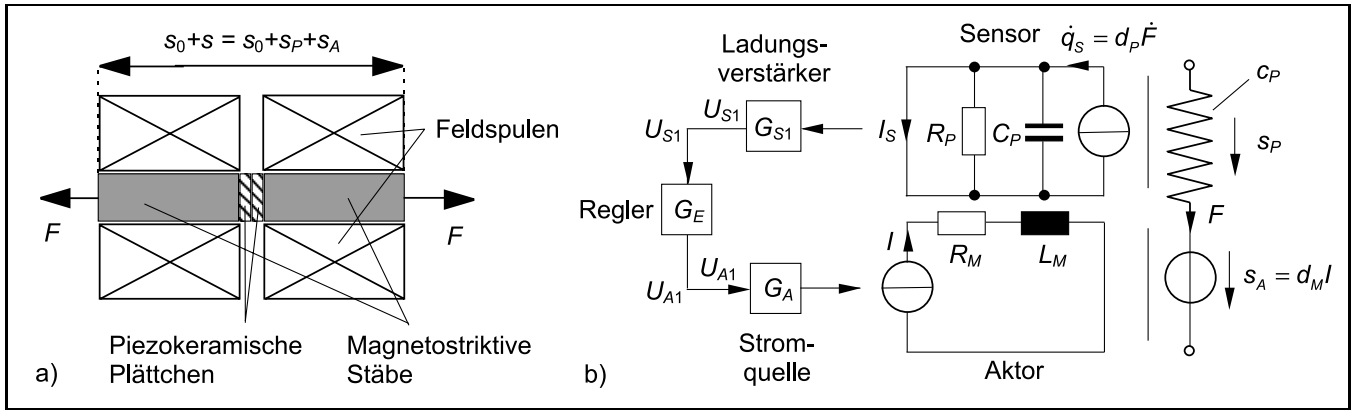


Bild 2: Aktor-Sensor-Kombination aus magnetostruktiven Stäben und piezokeramischen Plättchen (a) und elektromechanisches Ersatzschaltbild mit geschlossener Wirkungskette zur Einstellung des mechanischen Verhaltens (b).

ven Stäben und zwei piezokeramischen Plättchen dargestellt [5]. Die piezokeramischen Plättchen sind zwischen den beiden magnetostruktiven Stäben angeordnet. Sie übernehmen die Sensorfunktion und erzeugen eine von der Stabelastung F abhängige Polarisationsladung q_s , die für hinreichend kleine Belastungen durch den linearen Zusammenhang

$$q_s(t) = d_p F(t) \quad (3)$$

mit der effektiven piezoelektrischen Konstante d_p beschrieben werden kann.

Im elektromechanischen Ersatzschaltbild nach Bild 2b ist der Sensoreffekt als gesteuerte Stromquelle mit dem Quellenstrom dq_s/dt dargestellt. Die magnetostruktiven Stäbe werden rein aktorisch betrieben und liefern eine vom Ansteuerstrom I abhängige Auslenkung, die bei hinreichend kleinen Strömen durch den linearen Zusammenhang

$$s_A(t) = d_M I(t) \quad (4)$$

mit der effektiven magnetostruktiven Konstante d_M gegeben ist. Im elektromechanischen Ersatzschaltbild nach Bild 2b ist der Aktoreffekt als gesteuerte Auslenkung mit der aktiven Auslenkung s_A als Quellengröße dargestellt. Die Gesamtauslenkung s der Aktor-Sensor-Kombination besteht somit additiv aus einem passiven, belastungsabhängigen Anteil s_p und einem aktiven, stromabhängigen Anteil s_A . Der Zusammenhang zwischen dem passiven Anteil s_p und der Stabelastung F lautet in erster Näherung

$$F(t) = c_p s_p(t) \quad (5)$$

und wird im Ersatzschaltbild nach Bild 2b durch die passive Steifigkeit c_p der Aktor-Sensor-Kombination charakterisiert.

3.1 Ladungsverstärker

Die Ladung der piezokeramischen Plättchen wird durch einen Ladungsverstärker elektrisch aufbereitet. Dieser besteht im Wesentlichen aus einem integrierten Operationsverstärker mit hochohmigem MOS- oder FET-Eingang, der kapazitiv gegengekoppelt ist [6] und so am Eingang einen virtuellen Kurzschluss gegen Masse erzeugt.

Für den Zusammenhang zwischen der Ladung q_s und der Ausgangsspannung U_{S1} gilt die Übertragungsfunktion $U_{S1}(p) = G_{S1}(p)q_s(p)$ mit

$$G_{S1}(p) = -K_{S1} \frac{p}{\tau_{S1} p + 1} \quad (6)$$

Der Ladungsverstärker besitzt somit Hochpassverhalten mit einem Verstärkungsfaktor K_{S1} , einer Zeitkonstanten τ_{S1} und einer unteren Grenzfrequenz $f_{S1} = 1/2\pi\tau_{S1}$.

3.2 Leistungsstromquelle

Der Spulenstrom für die beiden magnetostruktiven Aktoren wird von einer spannungsgesteuerten Leistungsstromquelle erzeugt, sodass der magnetostruktive Wandler durch einen eingepprägten Strom angesteuert wird. Für die Übertragungsfunktion $G_A(p) = I(p)/U_{A1}(p)$ der Stromquelle gilt in erster Näherung der Zusammenhang

$$G_A(p) = K_A \frac{1}{\tau_A p + 1} \quad (7)$$

Es besteht also Tiefpassverhalten mit einem Verstärkungsfaktor K_A , einer Zeitkonstanten τ_A und einer oberen Grenzfrequenz $f_A = 1/2\pi\tau_A$.

3.3 Aktive Feder und aktiver Dämpfer

Wird zwischen der Sensorausgangsspannung U_{S1} und der Eingangsspannung der Stromquelle U_{A1} durch eine elektronische Schaltung eine Übertragungsfunktion $G_E(p) = U_{A1}(p)/U_{S1}(p)$ realisiert (vgl. Bild 2b), dann lässt sich das resultierende mechanische Gesamtverhalten der Aktor-Sensor-Kombination durch

$$s(p) = \left(\frac{1}{c_p} + d_M G_A(p) G_E(p) G_{S1}(p) d_p \right) F(p) \quad (8)$$

darstellen und so gezielt durch die Übertragungsfunktion $G_E(p)$ der elektronischen Schaltung (Regler) beeinflussen.

Für das mechanische Ersatzsystem in Bild 3 erhält man die Übertragungsfunktion

$$s(p) = \left(\frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_A + d_A p} \right) F(p) \quad (9)$$

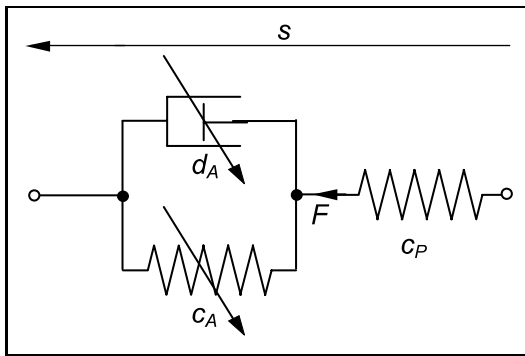


Bild 3: Einstellbare Feder und Dämpfer [7].

Gleichung (8) vereinfacht sich für Frequenzen $f_{S1} \ll f \ll f_A$ zu

$$s(p) = \left(\frac{1}{c_P} - d_M K_A \frac{K_{S1}}{\tau_{S1}} d_P G_E(p) \right) F(p). \quad (10)$$

Aus einem Vergleich von (9) und (10) folgt die Übertragungsfunktion der elektronischen Schaltung zu

$$G_E(p) = -K_E \frac{1}{\tau_E p + 1} \quad (11)$$

mit dem Verstärkungsfaktor und der Zeitkonstanten

$$K_E = \frac{\tau_{S1}}{c_{ADM} K_A K_{S1} d_P} \quad \text{bzw.} \quad \tau_E = \frac{d_A}{c_A}.$$

3.4 Wegübersetzung

Das Anbringen von Hilfsmassedämpfern an eine Struktur beeinflusst deren Schwingungsverhalten umso stärker, je größer die Masse der Dämpfer ist. Um diese unerwünschte, aber unvermeidbare Rückwirkung auf ein Mindestmaß zu

reduzieren, ist es sinnvoll, die Gesamtmasse des Dämpfers so weit wie möglich zu verkleinern. Andererseits muss der Hilfsmassedämpfer bei einer bestimmten Frequenz eine bestimmte Kraft erzeugen können, um eine nennenswerte Dämpfungswirkung zu erzielen. Diese Kraft ist wegen $F_2(t) = m_2 a_2(t)$ proportional zur Hilfsmasse m_2 , letztere sollte also möglichst groß sein.

Betrachtet man den harmonischen Betriebsfall des Systems, dann gilt der Zusammenhang $F_{20} = m_2 \omega^2 s_{20}$. Folglich lässt sich die Hilfsmasse zur Erzeugung einer bestimmten Kraftamplitude bei einer bestimmten Frequenz des Dämpfers nur bei gleichzeitiger Erhöhung der Auslenkungsamplitude verkleinern. Nun ist aber gerade die erzielbare Auslenkung einer an das aktive Material direkt gekoppelten Hilfsmasse bei vorgegebener Abmessung der Aktor-Sensor-Kombination sehr gering, da die maximale Dehnung der magnetostriktiven Stäbe nur 0,1...0,2% beträgt. Dieser Widerspruch lässt sich durch den Einsatz von mechanischen Wegübersetzungssystemen beseitigen, die auf Festkörpergelenken basieren [8]. Da die Hilfsmasse direkt zur Gesamtmasse des Dämpfers beiträgt, lässt sich die Gesamtmasse weiter dadurch verringern, dass ein möglichst großer Teil der Gesamtmasse auf die Hilfsmasse entfällt. Bild 4 zeigt das Konzept einer Wegübersetzung, bei dem die bewegte Hilfsmasse etwa 90% der Gesamtmasse beträgt [5; 9; 10].

Bei dieser Konstruktion erfolgt die primäre Auslenkung der Aktor-Sensor-Kombination in x -Richtung. Diese Bewegung wird über die elastische Aufhängung in die dazu senkrechte y -Richtung umgesetzt. Dabei kommt es zu einer Vergrößerung der Bewegungsamplitude. Der Wert des Übersetzungsverhältnisses hängt vom Ruhewinkel α_0 zwischen der Aufhängung und der Horizontalen ab. An der Bewegung in der gewünschten Wirkrichtung sind somit bis auf den Befestigungsrahmen alle Teile der Hilfsmasse-

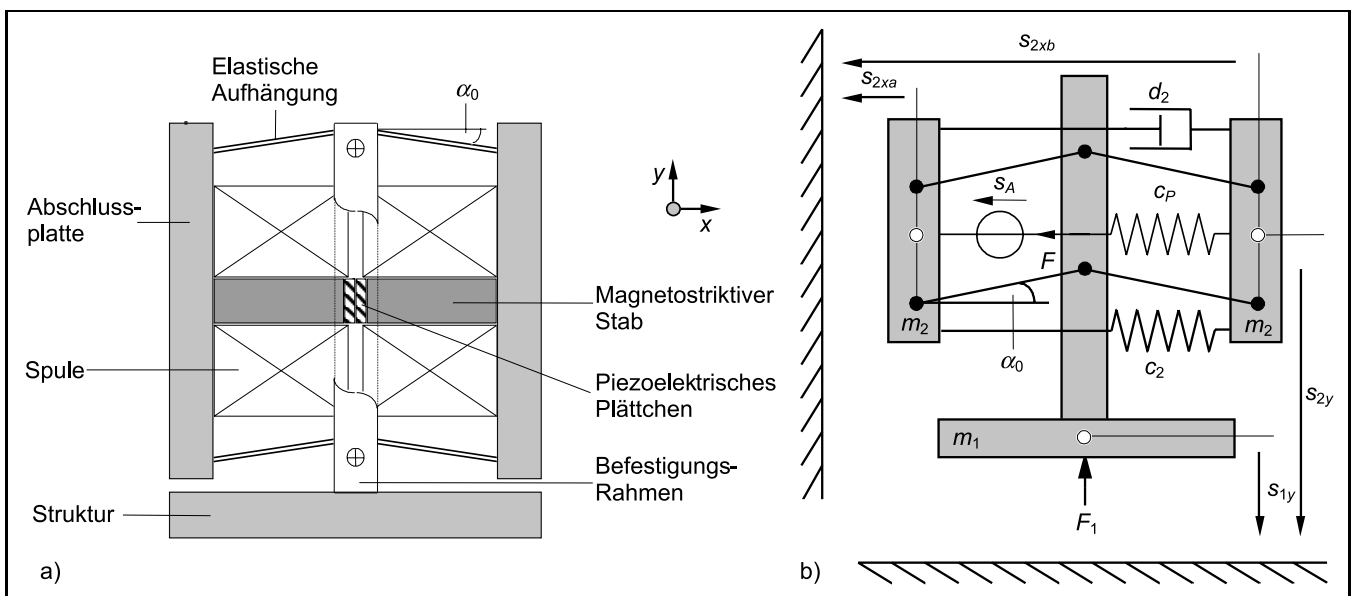


Bild 4: Magnetostriktiver Hilfsmassedämpfer mit Wegübersetzung (a) und mechanisches Ersatzschaltbild (b).

dämpfers beteiligt. Aus diesem Konzept folgt daher eine sehr kompakte Bauform, die eine sehr effektive Nutzung des Bauraumes zur Erzeugung inertialer Kräfte ermöglicht.

Bild 4b zeigt ein mechanisches Ersatzschaltbild des Hilfs-massedämpfers, aus dem ein vereinfachtes Modell zu Simulationszwecken oder für die Reglersynthese abgeleitet werden kann. In diesem Ersatzschaltbild wird die Wegübersetzung durch zwei parallel angeordnete Drehgelenke nachgebildet. Die Elastizität der Aufhängung, die zugleich die Federvorspannung für die Aktor-Sensor-Kombination erzeugt, wird durch die Feder mit der Steifigkeit c_2 berücksichtigt. Die Strukturdämpfung in dieser Konstruktion wird durch den Dämpfer mit der Dämpfungskonstanten d_2 beschrieben. Die Masse der Abschlussplatten, der Spulen sowie die wirksamen Anteile der Aufhängung und der Aktor-Sensor-Kombination konzentrieren sich in den beiden identischen Massen m_2 , sodass die bewegte Hilfsmasse aus der Summe beider Massen besteht.

Die Linearisierung der das mechanische Teilsystem beschreibenden Zustandsgleichungen um den Ruhewinkel α_0 und die nachfolgende Transformation in den Bildbereich der Laplace-Transformation führt nach längerer Rechnung zu den Zusammenhängen

$$F(p) = G_{FF}(p)s_A(p) + G_{SF}(p)F_1(p) \quad (12)$$

$$a_1(p) = G_{Fa}(p)s_A(p) + G_{Sa}(p)F_1(p) \quad (13)$$

zwischen der Fußpunktbeschleunigung a_1 sowie der Stabelastung F als Ausgangsgrößen und der Primärkraft F_1 und der aktiven Auslenkung s_A als Eingangsgrößen. Die Übertragungsfunktionen lauten

$$G_{FF}(p) = \frac{F(p)}{s_A(p)} = -K_{FF} \frac{\frac{1}{\omega_{FF}^2} p^2 + \frac{2D_{FF}}{\omega_{FF}} p + 1}{\frac{1}{\omega_r^2} p^2 + \frac{2D_r}{\omega_r} p + 1}, \quad (14)$$

$$G_{Fa}(p) = \frac{a_1(p)}{s_A(p)} = -K_{Fa} \frac{p^2}{\frac{1}{\omega_r^2} p^2 + \frac{2D_r}{\omega_r} p + 1}, \quad (15)$$

$$G_{SF}(p) = \frac{F(p)}{F_1(p)} = -K_{SF} \frac{1}{\frac{1}{\omega_r^2} p^2 + \frac{2D_r}{\omega_r} p + 1}, \quad (16)$$

$$G_{Sa}(p) = \frac{a_1(p)}{F_1(p)} = +K_{Sa} \frac{\frac{1}{\omega_{Sa}^2} p^2 + \frac{2D_{Sa}}{\omega_{Sa}} p + 1}{\frac{1}{\omega_r^2} p^2 + \frac{2D_r}{\omega_r} p + 1} \quad (17)$$

mit den Parametern

$$\omega_r = \sqrt{2(c_2 + c_P) \frac{m_1 + 2m_2}{(1 + \eta^2)m_1 m_2 + 2m_2^2}},$$

$$D_r = \frac{1}{2} d_2 \sqrt{\frac{2}{c_2 + c_P} \frac{m_1 + 2m_2}{(1 + \eta^2)m_1 m_2 + 2m_2^2}},$$

$$\omega_{FF} = \sqrt{2c_2 \frac{m_1 + 2m_2}{(1 + \eta^2)m_1 m_2 + 2m_2^2}},$$

$$D_{FF} = \frac{1}{2} d_2 \sqrt{\frac{2}{c_2} \frac{m_1 + 2m_2}{(1 + \eta^2)m_1 m_2 + 2m_2^2}},$$

$$\omega_{Sa} = \sqrt{2 \frac{c_2 + c_P}{(1 + \eta^2)m_2}},$$

$$D_{Sa} = \frac{1}{2} d_2 \sqrt{\frac{2}{c_P + c_2} \frac{1}{(1 + \eta^2)m_2}},$$

$$K_{FF} = \frac{c_2}{c_P + c_2} c_P,$$

$$K_{Sa} = \frac{1}{m_1 + 2m_2},$$

$$K_{SF} = \frac{c_P}{c_P + c_2} \frac{m_2}{m_1 + 2m_2} \eta,$$

$$K_{Fa} = \frac{c_P}{c_P + c_2} \frac{m_2}{m_1 + 2m_2} \eta$$

und dem Übersetzungsverhältnis im Arbeitspunkt

$$\eta := \cot(\alpha_0).$$

3.5 Semiaktiver Betrieb

Der in Bild 5 hellgrau hinterlegte Teil des Ersatzschaltbildes und des Signalflussplans zeigt die Konfiguration für einen semiaktiven Betrieb des Hilfs-massedämpfers.

Daraus resultiert die Störübertragungsfunktion $G_D(p) = a_1(p)/F_1(p)$ im semiaktiven Betrieb zu

$$G_D(p) = G_{Sa}(p) + G_{Fa}(p)G_{CL}(p)G_{SF}(p) \quad (18)$$

mit

$$G_{CL}(p) = \frac{d_P G_{S1}(p) G_E(p) G_A(p) d_M}{1 - d_P G_{S1}(p) G_E(p) G_A(p) d_M G_{FF}(p)}. \quad (19)$$

Den folgenden Simulationen liegt ein semiaktiver Hilfs-massedämpfer zugrunde, der durch die Kennwerte in Tabelle 1 charakterisiert ist. Bild 6a zeigt die Abhängigkeit des Amplitudenganges der Störübertragungsfunktion für veränderliches c_A bei $d_A = 0$. Für $c_A \gg c_P$ wirkt im mechanischen System nur die passive Steifigkeit c_P zusammen mit c_2 und bestimmt gemeinsam mit den Massen m_1 und m_2 die Lage der Resonanz- und Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems. Im Bereich $c_2 \geq c_A \geq c_P$ ist die Abhängigkeit der Lage von Resonanz- und Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems von der aktiven Steifigkeit am größten. Für $c_P \gg c_A$ bestimmt die aktive Steifigkeit das mechanische Verhalten der Aktor-Sensor-Kombination, und folglich wirkt im mechanischen System nur die Steifigkeit der Vorspanneinrichtung c_2 .

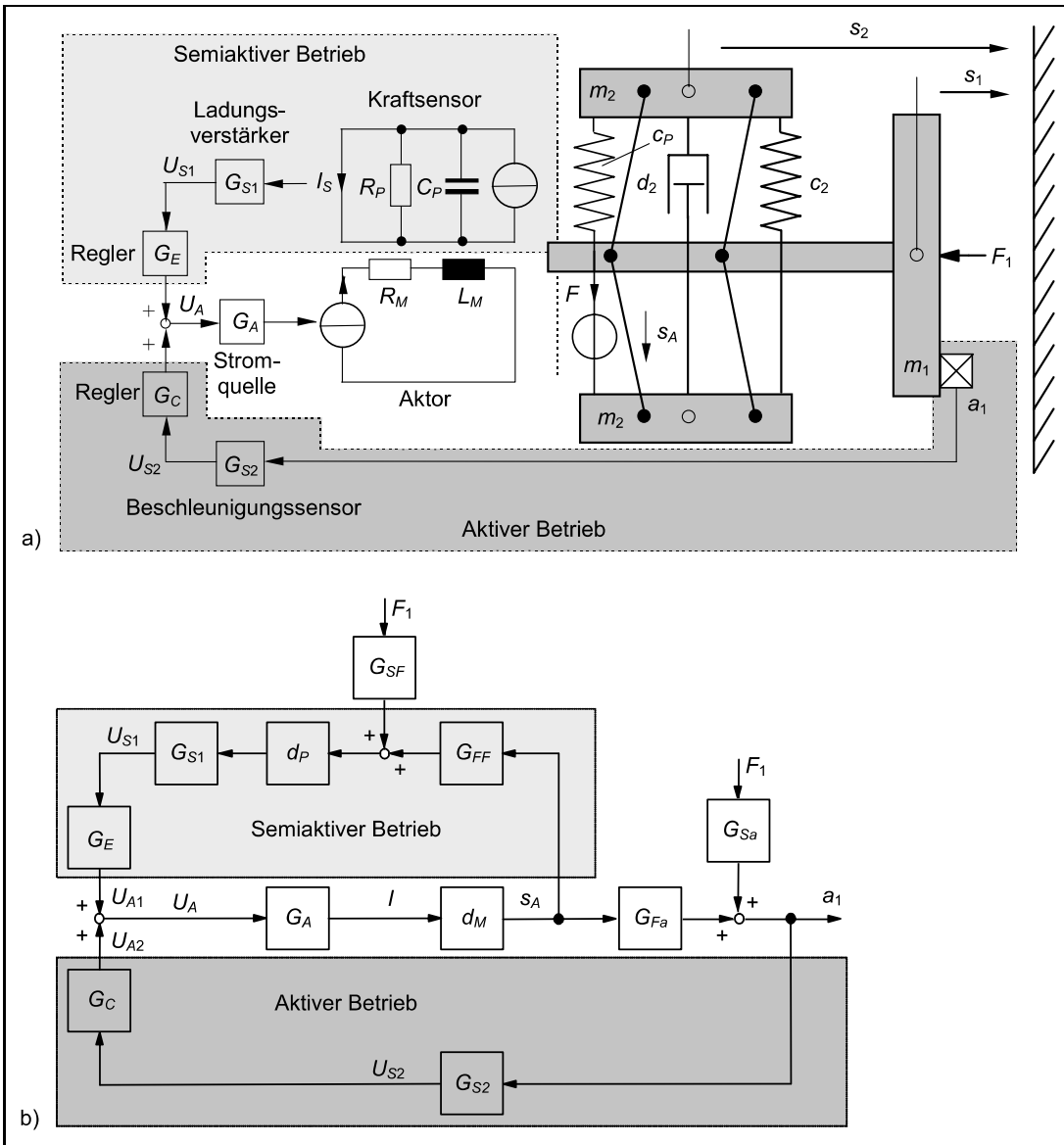


Bild 5: Hilfsmassedämpfer in semiaktiver, aktiver und gekoppelter Betriebsweise (a) Signalfussplan (b).

Tabelle 1: Kennwerte eines semiaktiven Hilfsmassedämpfers.

Symbol	Wert	Einheit
c_P	$1,5 \cdot 10^6$	N/m
d_M	$40 \cdot 10^{-6}$	m/A
d_P	$680 \cdot 10^{-12}$	C/N
m_1	7	kg
m_2	0,15	kg
c_2	$4,5 \cdot 10^6$	N/m
d_2	450	Ns/m
η	12	-
K_A	10	$1/\Omega$
f_A	1	kHz
K_{S1}	2,34	M Ω
f_{S1}	1	Hz

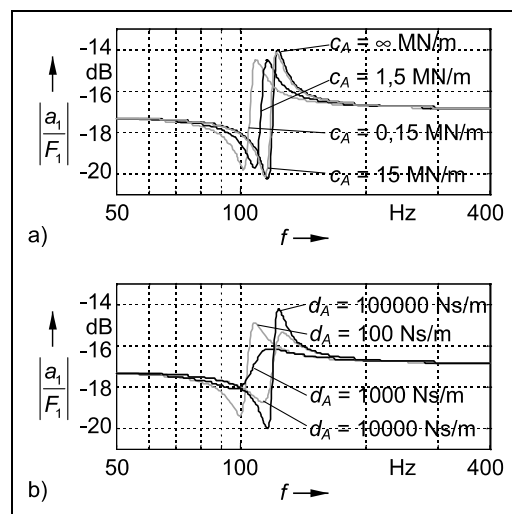


Bild 6: Simulierter Amplitudengang $|a_1/F_1|$ der Störübertragungsfunktion des semiaktiven Hilfsmassedämpfers in Abhängigkeit der aktiven Steifigkeit c_A (a) und in Abhängigkeit der aktiven Dämpfung d_A (b).

Eine weitere Änderung der Lage von Resonanz- und Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems ist daher in diesem Bereich nicht mehr möglich. Daraus folgt, dass die Breite des Variationsbereichs für die Lage von Resonanz- und Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems umso größer ausfällt, je größer die passive Steifigkeit der Aktor-Sensor-Kombination gegenüber der Steifigkeit der Vorspanneinrichtung ist. Bild 6b zeigt die Abhängigkeit des Amplitudenganges der Störübertragungsfunktion für veränderliches d_A bei $c_A = 0,015 \text{ N}/\mu\text{m}$. Erwartungsgemäß zeigt sich für steigende aktive Dämpfungskonstante eine Abschwächung der Absenkung des Amplitudenganges im Bereich der Antiresonanzfrequenz und eine Abschwächung der Überhöhung des Amplitudenganges im Bereich der Resonanzfrequenz des Gesamtsystems. Gemäß den Ausführungen in Abschnitt 3.3 entspricht eine Änderung von c_A im Intervall $[0,15 \text{ N}/\mu\text{m} \infty[$ einer Änderung von K_E im Bereich $[1,67 \text{ 0}]$; bei $c_A = 0,015 \text{ N}/\mu\text{m}$ entspricht eine Änderung von d_A im Intervall $[100 \text{ Ns}/\text{m} \text{ 100 000 Ns}/\text{m}]$ einer Änderung von τ_E im Bereich $[0,0067 \text{ s} \text{ 6,67 s}]$.

4 Aktiver Hilfsmassedämpfer

Eine Bedämpfung breitbandiger Primärkraftanregungen erfordert den Einsatz von aktiven Hilfsmassedämpfern, bei denen die Hilfsmasse m_2 über einen elektrisch steuerbaren Werkstoff an das schwingende Hauptsystem angekoppelt wird. Aus dem dynamischen Kräftegleichgewicht für die effektive Masse m_1 in Bild 1 folgt, dass die Beschleunigung a_1 der Masse m_1 ein Maß für die Kompensationswirkung der von einem angekoppelten Hilfsmassedämpfer erzeugten Sekundärkraft F_2 darstellt. Das Ziel der in Bild 5a dargestellten aktiven Dämpfung besteht dann darin, durch die dunkelgrau hinterlegte Rückführung der Beschleunigung a_1 auf den elektrischen Eingang eines aktorisch betriebenen, aktiven Materials die Hilfsmasse $2m_2$ so zu bewegen, dass die resultierende Kraftwirkung $F_2 = 2m_2 a_2$ die nicht messbare Primärkraft F_1 kompensiert und folglich die Beschleunigung a_1 verschwindet.

4.1 Beschleunigungssensor

Einfache piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer bestehen aus einem ringförmigen piezoelektrischen Plättchen, das zwischen einer seismischen Masse und dem Sensorgehäuse eingespannt ist. Wird der Aufnehmer beschleunigt, so übt die seismische Masse eine der Beschleunigung proportionale Kraft auf die piezoelektrische Platte aus. Diese Kraft erzeugt aufgrund des direkten piezoelektrischen Effekts eine Ladung, die durch einen Ladungsverstärker und einen nachfolgenden Tiefpass elektrisch aufbereitet wird. Der Zusammenhang zwischen der zu messenden Fußpunktbeschleunigung a_1 des Sensorgehäuses und der Ausgangsspannung U_{S2} der Aufnehmerelektronik, $G_{S2}(p) = U_{S2}(p)/a_1(p)$, lautet für den Beschleunigungssensor

$$G_{S2}(p) = K_{S2} G_{BA}(p) G_{TP}(p) G_{LV}(p) \quad (20)$$

Tabelle 2: Kennwerte des verwendeten Beschleunigungssensors.

Symbol	Wert	Einheit
K_{S2}	0,0313	Vs^3/m
f_{rBA}	45	kHz
D_{rBA}	0,007	–
f_{LV}	1	Hz
f_{rTP}	1	kHz

mit den Übertragungsfunktionen des mechanischen Teilsystems

$$G_{BA}(p) = \frac{1}{\frac{1}{\omega_{rBA}^2} p^2 + \frac{2D_{rBA}}{\omega_{rBA}} p + 1}, \quad (21)$$

des Butterworth-Tiefpassfilters 2. Ordnung

$$G_{TP}(p) = \frac{1}{\frac{1}{\omega_{rTP}^2} p^2 + \frac{\sqrt{2}}{\omega_{rTP}} p + 1} \quad (22)$$

und des Ladungsverstärkers

$$G_{LV}(p) = \frac{p}{\tau_{LV} p + 1}. \quad (23)$$

Die verwendeten Symbole sind der Gesamtverstärkungsfaktor K_{S2} , die Resonanzfrequenz ω_{rBA} und der Dämpfungsgrad D_{rBA} des mechanischen Teilsystems, sowie die Zeitkonstante τ_{LV} des Ladungsverstärkers und die -3 dB -Grenzfrequenz ω_{rTP} des Butterworth-Tiefpassfilters. In Tabelle 2 sind die Kennwerte eines Beschleunigungssensors dargestellt.

4.2 Closed-Loop Kraftkompensation

Die aktive Kompensation der Primärkraftanregung F_1 lässt sich nun durch eine geeignete Rückführung der gemessenen Beschleunigung a_1 auf den Eingang der gesteuerten Stromquelle erreichen. Der entsprechende Beschleunigungsregelkreis ist in Bild 5b mit G_C als Reglerübertragungsfunktion dargestellt. Für die Störübertragungsfunktion des geschlossenen Kreises folgt damit

$$G_D(p) = \frac{G_{Sa}(p)}{1 - G_{S2}(p) G_C(p) G_A(p) d_M G_{Fa}(p)}. \quad (24)$$

Für einen P-Regler lautet die Übertragungsfunktion

$$G_C(p) = K_C. \quad (25)$$

Diese führt für hinreichend kleine Regelkreisverstärkungen zu einem stabilen Regelkreisverhalten mit der angestrebten breitbandigen Bandsperrencharakteristik im Frequenzbereich [9].

Bild 7 zeigt die Abhängigkeit des Amplitudenganges der Störübertragungsfunktion für veränderliches K_C . Für $K_C > 0$ zeigt das Störübertragungsverhalten zunächst eine Überhöhung des Amplitudenganges, gefolgt von einer starken Absenkung im Bereich der Antiresonanzfrequenz des

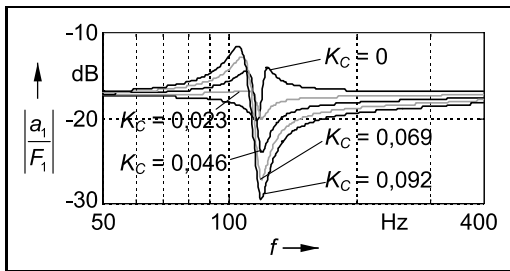


Bild 7: Simulierter Amplitudengang $|a_1/F_1|$ der Störübertragungsfunktion des aktiven Hilfsmassedämpfers.

Gesamtsystems im passiven Betrieb. In diesem Bereich ist die Dämpfungswirkung am größten und nimmt zu höheren Frequenzen hin ab. Daher ist die Abstimmung des Hilfsmassedämpfers auf die Hauptfrequenzkomponente der primären Kraftanregung auch im aktiven Betrieb empfehlenswert. Im Unterschied zum passiven Hilfsmassedämpfer werden aber auch Frequenzkomponenten der primären Kraftanregung gedämpft, die oberhalb der Hauptfrequenzkomponente liegen.

5 Gekoppelt aktiv-semiaktiver Betrieb

Das charakteristische Dämpfungsverhalten des aktiv betriebenen Hilfsmassedämpfers zeigt, dass bei betriebsbedingten zeitlichen Frequenzschwankungen der dominierenden Primärkraftkomponente eine Kombination des aktiven mit dem semiaktiven Betrieb sinnvoll sein kann. Die Idee dahinter besteht darin, durch den semiaktiven Betrieb eine Verschiebung der Resonanzfrequenz des passiven Hilfsmassedämpfers zu erzeugen und so eine elektrisch steuerbare Variation des Dämpfungsverhaltens des aktiven Hilfsmassedämpfers zu ermöglichen. In Kombination mit geeigneten Signalverarbeitungsmethoden und Lernalgorithmen bietet ein auf diese Weise realisierter, einstellbarer, aktiver Hilfsmassedämpfer die Möglichkeit, sich selbsttätig an eine zeitlich veränderliche Schwingungssituation optimal anzupassen.

Der aus Bild 5b hervorgehende Zusammenhang zwischen a_1 und U_{A2} sowie a_1 und F_1 lautet

$$a_1(p) = G_F(p)U_{A2}(p) + G_S(p)F_1(p) \quad (26)$$

mit den Übertragungsfunktionen

$$G_F(p) = \frac{G_A(p)d_M G_{Fa}(p)}{1 - G_A(p)d_M G_{FF}(p)d_P G_{S1}(p)G_E(p)}, \quad (27)$$

und

$$G_S(p) = G_{Sa}(p) + G_{SF}(p)G_{CL}(p)G_{Fa}(p). \quad (28)$$

Daraus folgt für die Störübertragungsfunktion des gekoppelt aktiv-semiaktiven Hilfsmassedämpfers der Ausdruck

$$G_D(p) = \frac{G_S(p)}{1 - G_F(p)G_C(p)G_{S2}(p)}. \quad (29)$$

Bild 8a zeigt die Abhängigkeit des Amplitudenganges der Störübertragungsfunktion für veränderliches c_A bei $d_A = 0$

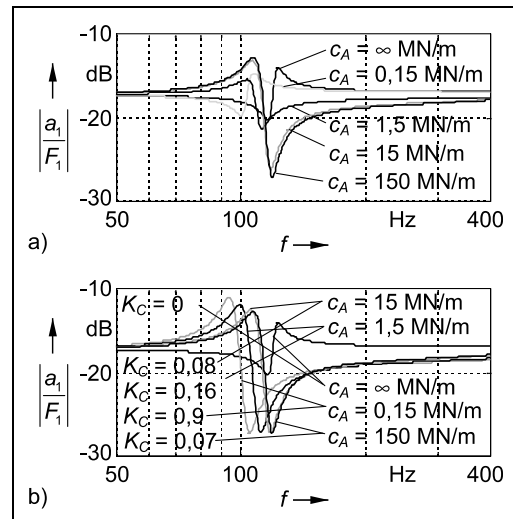


Bild 8: Simulierter Amplitudengang $|a_1/F_1|$ der Störübertragungsfunktion des gekoppelt aktiv-semiaktiven Hilfsmassedämpfers: a) Variation der aktiven Steifigkeit c_A bei konstantem K_C b) Variation der aktiven Steifigkeit c_A bei gleichzeitiger Variation von K_C .

und $K_C = 0,07$. Man sieht, dass sich die maximale Dämpfung im aktiven Betrieb mit abnehmender aktiver Steifigkeit c_A zu kleineren Frequenzen hin verschiebt und zunehmend geringer wird. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der bei gegebener Verstärkung K_C erzeugte aktive Hub s_A zunehmend durch die kleiner werdende aktive Steifigkeit „verbraucht“ wird und folglich immer weniger zur resultierenden Gesamtauslenkung s beitragen kann. Wie in Bild 8b zu sehen ist, erfordert die Realisierung einer reinen Frequenzverschiebung bei etwa gleichbleibender maximaler Dämpfungswirkung eine aufeinander abgestimmte Variation der aktiven Steifigkeit c_A und der Verstärkung K_C .

6 Realisierungsbeispiel

In Bild 9 ist ein Versuchsmuster eines elektrisch einstellbaren, magnetostriktiven Hilfsmassedämpfers mit Wegübertragung zu sehen, dem die Kennwerte aus Tabelle 1 zugrunde liegen. Zielanwendung dieser Ausführung ist die aktive Lärminderung in Turboprop-Flugzeugen durch aktive Schwingungsdämpfung der Flugzeugkabinenstruktur [11].

Das Vibrationsspektrum in dieser Anwendung ist durch drei wesentliche Komponenten gegeben, die der ersten, zweiten und dritten Rotorblattfrequenz entsprechen und bei etwa 100 Hz, 200 Hz und 300 Hz liegen. Der interessierende Betriebsfrequenzbereich des Hilfsmassedämpfers erstreckt sich von 50 Hz bis 400 Hz. Die für die Experimente verwendeten Regler G_C und G_E wurden mit analogen Operationsverstärkerschaltungen realisiert. Alternativ können auch quasikontinuierlich betriebene digitale Regler implementiert werden, beispielsweise mit Hilfe von dSPACE und Matlab/Simulink®.

Die Grobabstimmung des Dämpfers erfolgt im passiven Betrieb durch Einstellung der mechanischen Vorspannung für die magnetostriktiven Stäbe. Die Antiresonanzfrequenz

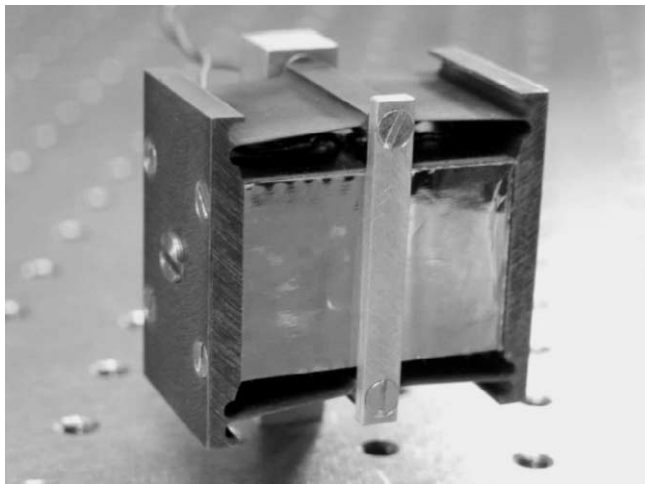


Bild 9: Elektrisch einstellbarer, magnetostriktiver Hilfsmassedämpfer mit Wegübersetzung. Größe $53 \times 31 \times 46 \text{ mm}^3$, Gewicht 320 g.

beträgt bei diesem Dämpfer etwa 111 Hz, siehe rechte Kurve in Bild 10a. Eine sukzessive Vergrößerung des Verstärkungsfaktors K_E von null (passiver Betrieb) auf Werte größer null (semiaktiver Betrieb) führt zu einer Verschiebung der Antiresonanzfrequenz bis etwa 99 Hz.

Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen in den Bildern 6a, 7, und 8b zeigen die gemessenen Amplitudengänge der Störübertragungsfunktionen in den Bildern 10a, 10b und 10d mit wachsender Verstärkung K_E bzw. K_C eine zunehmende Dämpfung. Eine mögliche Ursache für diesen Effekt sind die mit der Aussteueramplitude steigenden Hystereseverluste im aktorischen und sensorischen Übertragungsverhalten der verwendeten aktiven Materialien. Eine weitere Nichtlinearität liefert die Stellgrößenbegrenzung durch den Leistungsverstärker. Nach Einschätzung der Autoren ist neben der Kennlinienhysterese vor allem dieser Effekt für einen eingeschränkten Stabilitätsbereich der Rückführungen gegenüber der idealisierten linearen Systembetrachtung verantwortlich. Daher ist an dieser Stelle ein Vergleich der gemessenen mit den simulierten Amplitudengängen nur qualitativ möglich.

Bild 10b zeigt die Amplitudengänge der Störübertragungsfunktion des Hilfsmassedämpfers im aktiven Betrieb. In Übereinstimmung mit den entsprechenden Simulationsergebnissen in Bild 7 ist das mit wachsendem Verstärkungsfaktor K_C zunehmende breitbandige Dämpfungsverhalten zu erkennen. Bei den Experimenten wurde eine Primärkraft F_1 von etwa 12 N erzeugt. Der maximale Wert für die Kraft F_2 , der im aktiven Fall bei stabilem Regelkreis generiert werden konnte, betrug ungefähr 9 N. Dadurch wird eine Reduzierung der Primärkraft um etwa 75% erreicht.

In Bild 10c und d sind schließlich die Amplitudengänge der Störübertragungsfunktion des Hilfsmassedämpfers im gekoppelt aktiv-semiaktiven Betrieb abgebildet. Auch hier zeigt der reale Hilfsmassedämpfer tendenziell das gleiche Betriebsverhalten wie die Simulation. In Bild 10c ist für steigendes K_E , das heißt abnehmendes c_A und konstantes K_C , eine Verschiebung des Punktes maximaler

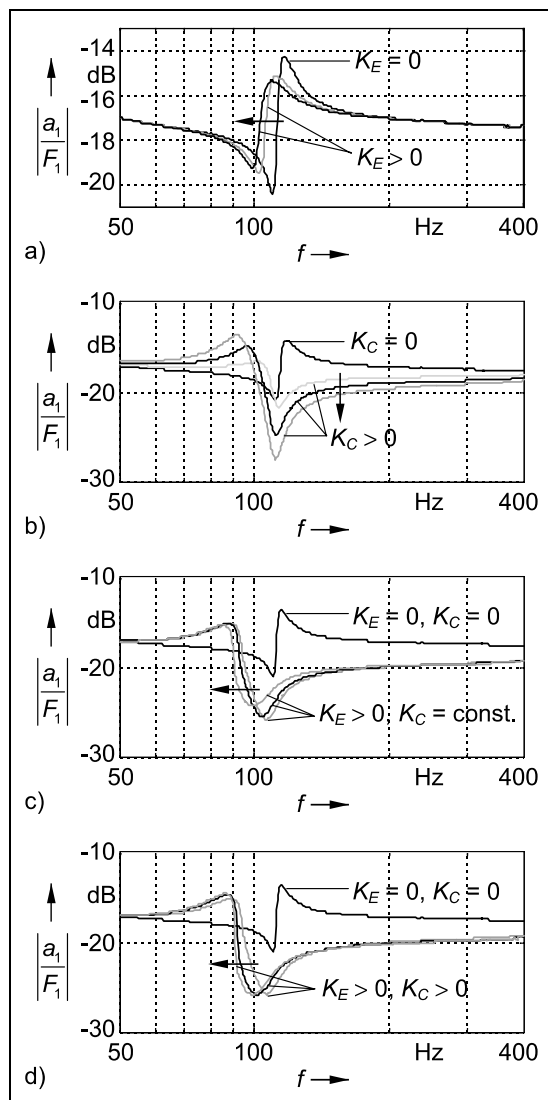


Bild 10: Gemessene Amplitudengänge $|a_1/F_1|$ der Störübertragungsfunktion des Hilfsmassedämpfers: a) semiaktiver Betrieb b) aktiver Betrieb c) und d) gekoppelt aktiv-semiaktiver Betrieb.

Dämpfungswirkung zu niedrigeren Frequenzen bei gleichzeitiger Reduktion der Dämpfungswirkung zu erkennen. In Bild 10d ist für steigendes K_E ebenfalls eine Frequenzverschiebung des Punktes maximaler Dämpfungswirkung zu sehen. Allerdings ist zu erkennen, dass durch entsprechende Vergrößerung von K_C der Verkleinerung der maximalen Dämpfungswirkung entgegengesteuert werden kann, sodass in den Amplitudengängen nur die gewünschte Frequenzverschiebung auftritt.

7 Zusammenfassung

Der vorliegende Aufsatz beschreibt Aufbau und Funktion eines neuartigen Hilfsmassedämpfers unter Einsatz aktiver Materialien. Es wird gezeigt, wie sich auf dieser Basis ein gekoppelt aktiv-semiaktives Dämpferverhalten realisieren lässt. Konstruktive Optimierungen sorgen dafür, dass nahezu die gesamte Dämpfermasse als seismische Masse wirken kann. Der hieraus folgende kompakte Aufbau er-

leichtert – im Sinne der Adaptronik – die Integration des Dämpfers in schwingungsfähige Strukturen.

In zukünftigen Arbeiten soll der Einfluss der unerwünschten hysteresebehafteten Nichtlinearitäten im aktorischen und sensorischen Übertragungsverhalten der aktiven Materialien durch geeignete Kompensatoren beseitigt werden. Darüber hinaus ist geplant, den Hilfsmassendämpfer in ein adaptives Konzept einzubetten, das seine selbsttätige Anpassung an die momentan vorliegende Schwingungssituation erlaubt.

Literatur

- [1] Ormondroyd, J.; Denhartog, J.P.: The Theory of Dynamic Vibration Absorbers. Transaction of the ASME, Vol. 50, 1928, S. 9–22.
- [2] Harris, C.H.; Piersol, A.G.: Harris' Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill, Berkshire, 2001.
- [3] Janocha, H. (Ed.): Adaptronics and Smart Structures. Springer, Berlin Heidelberg New York, 1999.
- [4] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures – An Introduction. Kluwer, Dordrecht Boston London, 2002.
- [5] Pagliarulo, P.; Kuhnen, K.; May, C.; Janocha, H.: Tunable magnetostrictive dynamic vibration absorber. Proc. 9th Int. Conf. on New Actuators, Bremen, 2004, S. 698–701.
- [6] Tichy, J.; Gautschi, G.: Piezoelektrische Messtechnik. Springer, Berlin Heidelberg New York, 1980.
- [7] Holterman, J.: Vibration Control of High-Precision Machines with Active Structural Elements. Ph.D. Thesis, University of Twente, Twente University Press, 2002.
- [8] Cedrat Technologies: Piezo Products Catalogue. Version 3.0. <http://www.cedrat.com>.
- [9] May, C.; Kuhnen, K.; Pagliarulo, P.; Janocha, H.: Magnetostrictive Dynamic Vibration Absorber (DVA) for Passive and Active Damping. Proc. 5th European Conf. on Noise Control, Neapel, 2003, Pa. 159, S. 1–6.
- [10] Janocha, H. (Ed.): Actuators – Basics and Applications. Springer, Berlin Heidelberg New York, 2004.
- [11] Franco, F.; Monaco, E.; Lecce, L.: Vibrations Control Using Hybrid Dynamic Vibration Absorber (HDVAs) Based on Magnetostrictive Active Material, Proc. 8th Int. Conf. on New Actuators, Bremen, 2002.

Manuskripteingang: 24. Oktober 2005.



Bild 11: Von links nach rechts: Kuhnen, Pagliarulo, May, Janocha.

Dr.-Ing. Klaus Kuhnen ist wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Prozessautomatisierung der Universität des Saarlandes. Seine Hauptarbeitsgebiete sind die Festkörperaktorik und -sensorik sowie die Modellbildung, Identifikation und Steuerung hysterese- und kriechbehafteter Systeme. Zu seinen Forschungsinteressen gehören außerdem die adaptive Steuerungs- und Regelungstechnik.

Adresse: siehe unten, Tel.: +49-(0)681 302-4715, Fax: +49-(0)681 302-2678, E-Mail: k.kuhnen@lpa.uni-saarland.de

Dott.-Ing. Pietro Pagliarulo ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Prozessautomatisierung der Universität des Saarlandes. Sein Arbeitsschwerpunkt liegt in der Schwingungsreduzierung von mechanischen Strukturen mit Hilfe von unkonventionellen Aktoren.

Adresse: siehe unten, Tel.: +49-(0)681-302-4188, Fax: +49-(0)681 302-2678, E-Mail: p.pagliarulo@lpa.uni-saarland.de

Chris May erlangte einen Bachelor-Abschluss als Maschinenbauingenieur von der University of New Mexico und arbeitet seit 1993 am Lehrstuhl für Prozessautomatisierung im Bereich der unkonventionellen Aktorik, insbesondere in der Entwicklung von Magnetfeld-gesteuerten Aktoren.

Adresse: siehe unten, Tel.: +49-(0)681-302-4188, Fax: +49-(0)681 302-2678, E-Mail: c.may@lpa.uni-saarland.de

Prof. Dr.-Ing. Hartmut Janocha ist Inhaber des Lehrstuhls für Prozessautomatisierung der Universität des Saarlandes und Direktionsmitglied im Zentrum für Innovative Produktion (ZIP Saarland). Seine Hauptarbeitsgebiete sind Steuern/Regeln von Maschinen, Anlagen und Prozessen, Prozessmesstechnik, unkonventionelle Aktorik und Robotik mit Bildverarbeitung.

Adresse: Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Prozessautomatisierung (LPA), Gebäude A5 1, (bisher 13), 66123 Saarbrücken, Tel.: +49-(0)681-302-2880, Fax: +49-(0)681 302-2678, E-Mail: janocha@lpa.uni-saarland.de