

Dämpfung von Seilschwingungen mit Geregeltem Magnetorheologischem Dämpfer

Dr. Felix Weber, EMPA, Dübendorf

Nomenklatur

Abkürzungen

<i>Ratio</i>	Verhältnis
<i>PSD</i>	spektrale Leistungsdichte

Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
A, B, G	Matrizen der Zustandsgleichung des Zustandsraummodells	
C, D, H	Matrizen der Ausgangsgleichung des Zustandsraummodells	
F	Kraft	[N]
I	elektrischer Strom	[amp]
J	Kostenfunktion	
K	Regulatorematrix des LQG-Reglers	
L	Beobachtermatrix des LQG-Reglers	
L	Länge	[m]
M, C, K, Θ, Δ	Matrizen des Finite Element Modells vor modaler Reduktion	
$\bar{M}, \bar{C}, \bar{K}, \bar{\Theta}, \bar{\Delta}$	Matrizen des Finite Element Modells nach modaler Reduktion	
Q, R, N	Designparameter des LQG-Reglers	
Φ	Transformationsmatrix	
am	Amplitude	
f	Funktion	
fr	Frequenz	[Hz]
fs	Abtastrate	[1/s]
$gain$	Verstärkungsfaktor	[-]
k	diskreter Zeitpunkt	[-]
q	Vektor der Verschiebungen der Knoten des Finite Element Modells nach modaler Reduktion	[m]
\dot{q}	Vektor der Geschwindigkeiten der Knoten des Finite Element Modells nach modaler Reduktion	[m/s]
\ddot{q}	Vektor der Beschleunigungen der Knoten des Finite Element Modells nach modaler Reduktion	[m/s ²]
r	Vektor der Verschiebungen der Knoten des Finite Element Modells vor modaler Reduktion	[m]

$\mathbf{\dot{x}}$	Vektor der Geschwindigkeiten der Knoten des Finite Element Modells vor modaler Reduktion	[m/s]
$\mathbf{\ddot{x}}$	Vektor der Beschleunigungen der Knoten des Finite Element Modells vor modaler Reduktion	[m/s ²]
s	komplexe Frequenzvariable	
u	Eingangsgrösse der Regelstrecke	
v	Messrauschen	
w	Störgrösse der Regelstrecke	
x	Zustandsvariable des Zustandsraummodells	
\hat{x}	geschätzte Zustandsvariable des Zustandsraummodells	
y	Ausgangsgrösse der Regelstrecke	
z	Ortskoordinate in Längsrichtung des Seils	[m]
φ	Eigenform	[-]
τ	Zeitkonstante	[s]

Indizes

<i>act</i>	aktueller Wert, Istwert
<i>cab</i>	Kabel, Seil
<i>d</i>	Dämpfer
<i>desired</i>	gewünschter Wert, Sollwert
<i>disc</i>	diskret
<i>disp</i>	Verschiebung
<i>fe</i>	Finite Element Modell
<i>i, j</i>	Laufvariable
<i>m</i>	Anzahl Eigenschwingungen des modal reduzierten Modells
<i>map</i>	Kennfeldwert
<i>meas</i>	Messung
<i>min</i>	Minimalwert
<i>n</i>	Anzahl Knoten des Finite Element Modells
<i>s</i>	Shaker
<i>sens</i>	gemessen, Sensor
<i>stat</i>	statisch
<i>step</i>	Sprung (Rampe)

Dämpfung von Seilschwingungen mit Geregelmtem Magnetorheologischem Dämpfer

Dr. Felix Weber, EMPA, Dübendorf

1. Einleitung

Seile von Schrägseilbrücken (siehe Abb. 1, links) neigen wegen ihrer sehr kleinen Eigendämpfung zu Schwingungen grosser Amplituden. Die Seilschwingungen werden durch kombinierte Wind-Regen-Einflüsse wie auch durch den Verkehr angeregt. Bei den Wind-Regen-Einflüssen wirkt der dem Seil entlang laufender Tropfen wie die Nase eines Flugzeuges. Als Folge davon entsteht auf der Hinterseite des Kabels eine Wirbelablösung, welche die Schwingungen anregt. Im Fall des Verkehrs werden die anregenden Kräfte über die Struktur (Ankerköpfe) eingeleitet. Um einerseits Schädigungen im Bereich des Ankerkopfes zu vermeiden wie auch das Vertrauen des Benützers der Brücke in deren Sicherheit zu gewährleisten, müssen diese Transversalschwingungen so stark wie möglich gedämpft werden.



Abb. 1: Links: Schrägseilbrücke *Erasmus Brücke*, Rotterdam; rechts: passive Dämpfer (viskose Dämpfer) an der Schrägseilbrücke *Erasmus Brücke*

Üblicherweise werden passive Dämpfer zur Vibrationsbekämpfung eingesetzt (siehe Abb. 1, rechts). Aktive und semi-aktive Dämpfer sind weitere mögliche Dämpfer. Die Charakteristika dieser drei Dämpfertypen sind in Tab. 1 zusammengestellt. Passive Dämpfer sind i.d.R. viskose Dämpfer, aktive Dämpfer können allgemein als Aktuatoren bezeichnet werden. Wie Tab. 1 zeigt, kann zwar die Dämpfungskraft (Mass und Vorzeichen) eines aktiven Dämpfers frei eingestellt werden, jedoch mit dem gravierenden Nachteil, dass die Dämpfung bei Stromausfall ausfällt.

Tab. 1: Charakteristika passiver, semi-aktiver und aktiver Dämpfer

Kriterium	Passiver Dämpfer (viskoser Dämpfer)	Semi-aktiver Dämpfer	Aktiver Dämpfer (Aktuator)
Dämpfungskraft	passiv (dissipativ)	passiv (dissipativ)	aktiv & passiv
Materialeigenschaft (Viskosität)	konstant	veränderbar	–
Leistungselektronik	nein	ja	ja
Ausfallsicherheit	ja	ja	nein

Ein Kompromiss stellen semi-aktive Dämpfer dar, da deren Materialeigenschaften verändert (geregelt/gesteuert) werden kann, wobei sich der semi-aktive Dämpfer bei Stromausfall aber immer noch wie ein passiver Dämpfer verhält (*fail safe* Verhalten).

2. Zielsetzung, Arbeitsschritte

Im Rahmen des Projektes **SADAM** (Semi-Active Damping Applying Magneto- and Electrorheological Materials) an der Abteilung Ingenieur-Strukturen an der EMPA Dübendorf soll ein fremdangeregtes Seil mit Hilfe eines geregelten semi-aktiven Dämpfers gedämpft werden. Um dieses Ziel zu erreichen, sind folgende Arbeitsschritte notwendig:

1. Modellbildung des Systems Dämpfer-Seil (Matlab/Simulink).
2. Modellverifikation mittels dynamischer Messungen am Dämpfer und am Seil.
3. Modellbasierter Reglerentwurf.
4. Optimierung des Reglers mittels Simulation (Matlab/Simulink).
5. Implementation der Reglerstruktur auf dem Prüfstandsrechner (LabView).
6. Verifikation der Reglerperformance am realen System Dämpfer-Seil.

3. Prüfstand

Um ein viel längeres Seil einer realen Schrägseilbrücke zu simulieren, wird das Prüfstandsseil mit Zusatzgewichten belastet (siehe Abb. 2), welche die Eigenfrequenz der ersten Eigenschwingung auf ca. 4.3 [Hz] reduziert. Der Dämpfer ist nach ca. 5 [%] der Seillänge plaziert (vgl. Abb. 3), da ein senkrecht zum Seil montierter Dämpfer nur in der Nähe des Ankerkopfes angebracht werden kann. Die unbekannte, das Seil anregende Kraft wird durch einen elektrodynamischen Erreger ('Shaker') der Firma APS eingeleitet. Dabei ist die erregende Masse starr mit dem Seil verbunden.

Zur Systemidentifikation des Seils stehen 11 Beschleunigungssensoren zur Verfügung. Die Sensoren sind derart auf dem Seil positioniert, dass die ersten zehn Eigenschwingungen identifiziert werden können. Zusätzlich werden die Kraft des Dämpfers und die Wegverschiebung des Seils am Ort des Dämpfers gemessen. Das Kraftsensordesign wird für die Fehlernachführung des Dämpfermodells benötigt, das Wegsignal dient der Überprüfung der zweifachen Integration der Signale der Beschleunigungsgeber.

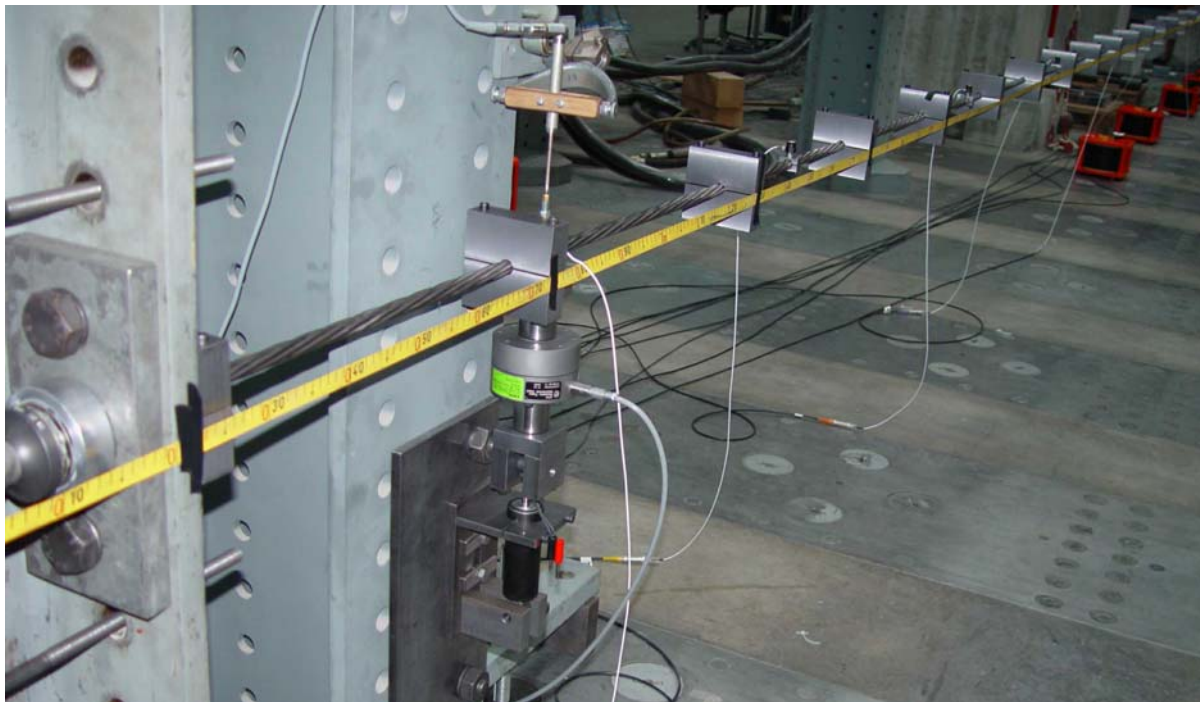


Abb. 2: Prüfstand: 15.50 Meter langes Seil mit Zusatzgewichten, MR-Dämpfer, Kraftsensor und Wegaufnehmer am Ort des Dämpfers, 11 Beschleunigungssensoren zur Systemidentifikation

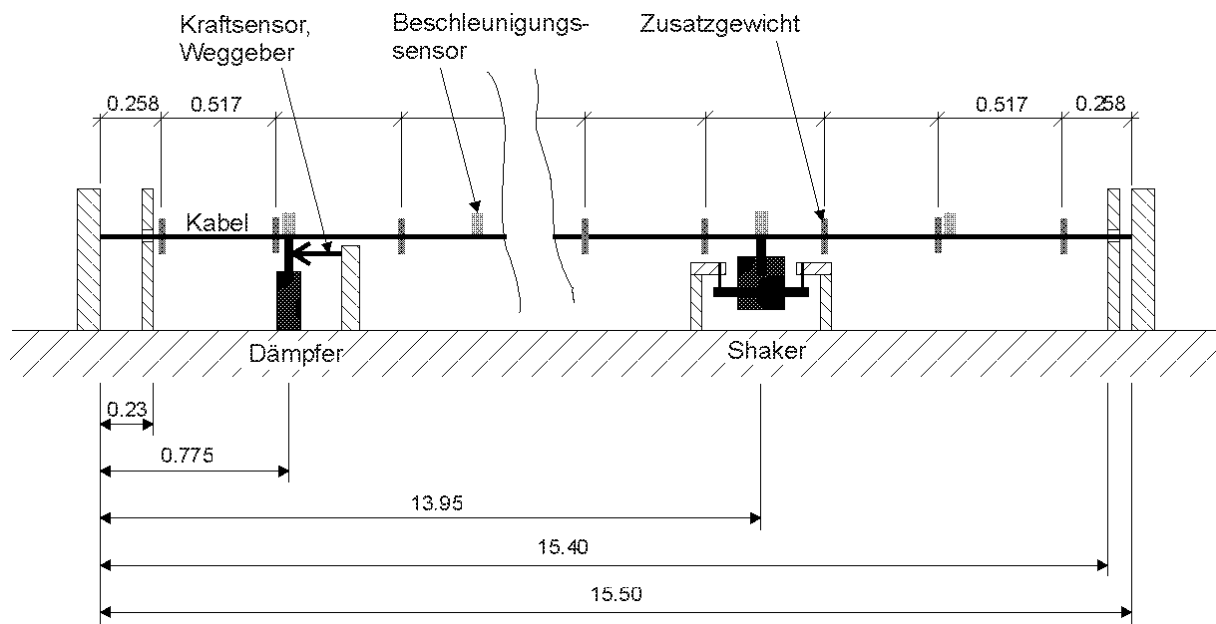


Abb. 3: Skizze des Prüfstandes, der 'Shaker' regt das Seil an (alle Masse in Meter)

4. Magnetorheologische / Elektrorheologische Dämpfer

Magnetorheologische und elektrorheologische Dämpfer (MR- und ER-Dämpfer) sind semi-aktive Dämpfer. Semi-aktiv bedeutet, dass der Dämpfer die Energie der zu dämpfenden Struktur nur dissipieren kann, jedoch keine Energie in die Struktur einbringen kann. Im Fall des MR-Dämpfers erzeugt ein Strom über eine Spule im MR-Fluid ein Magnetfeld, welches die Scherkräfte des Fluids und damit dessen Viskosität beeinflusst (siehe Abb. 4). Je höher der Strom, desto stärker ist das Magnetfeld und umso steifer arbeitet der MR-Dämpfer. Im Fall des ER-Dämpfers ist die Regelgröße die Spannung, welche über einen Kondensator ein elektrisches Feld im ER-Fluid erzeugt und so die Viskosität regelt.

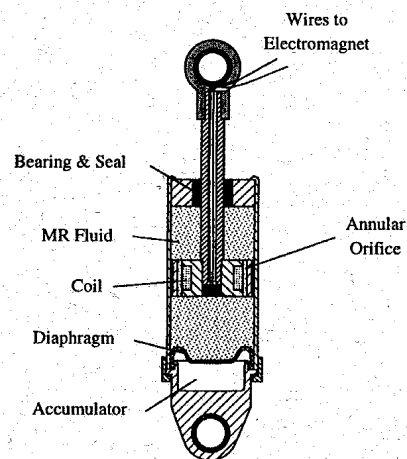


Abb. 4: Ansicht und Schnitt des magnetorheologischen Dämpfers RD-1005-3 der Firma LORD

5. Modell des Dämpfers

Das statische Übertragungsverhalten des MR-Dämpfers RD-1005-3 (vgl. Abb. 5, wo die Messdaten ('x') mit extrapolierten Hilfspunkten ('□') für die Kennfeldarstellung erweitert sind) kann folgendermassen beschrieben werden:

$$F_{d-stat} = f(\dot{x} \& I) \quad (1)$$

Bei der Dynamik des MR-Dämpfers interessieren zwei Systemantworten:

1. Kraftanstieg auf Rampe der Kolbengeschwindigkeit bei konstantem Strom.
2. Kraftanstieg auf Rampe des Stroms bei konstanter Kolbengeschwindigkeit.

Beide Systemantworten wurden an der Abteilung Ingenieur-Strukturen der EMPA Dübendorf gemessen, vgl. Abb. 6, Abb. 7 und Abb. 8. Wenn die Dynamik des MR-Dämpfers mit einem Tiefpass 1.Ordnung angenähert wird, betragen die identifizierten Zeitkonstanten:

$$1. \quad \tau_{\&-step} \approx 0 \quad [\text{s}] \quad (2)$$

$$2. \quad \tau_{I-step} \approx 0.050 \quad [\text{s}] \quad (3)$$

Damit kann der MR-Dämpfer als eine Serieschaltung aus statischer und dynamischer Übertragungsfunktion modelliert werden:

$$F_d = F_{d-stat} \cdot \frac{\left(\frac{1}{\tau_{I-step}} \right)}{s + \left(\frac{1}{\tau_{I-step}} \right)} \quad (4)$$

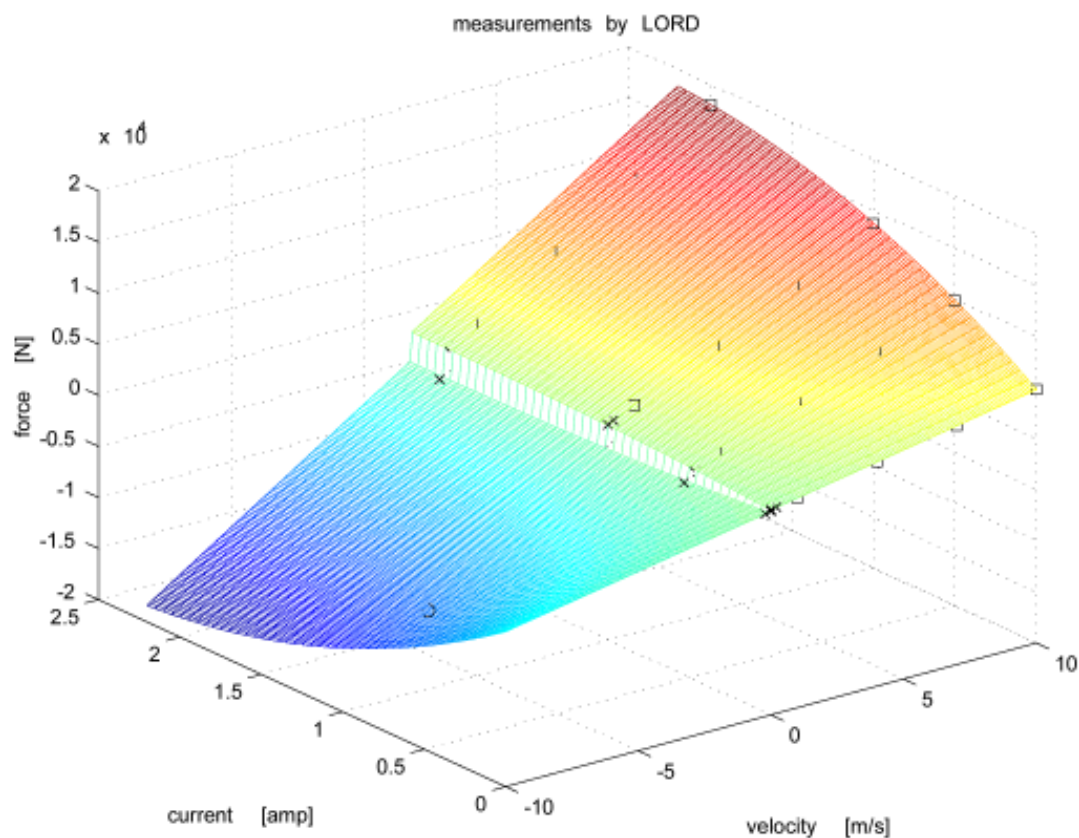


Abb. 5: Statischer Zusammenhang zwischen Dämpferkraft, Kolbengeschwindigkeit und Spulenstrom des MR-Dämpfers RD-1005-3 der Firma LORD; mit 'x' bezeichnete Punkte sind Messdaten der Firma LORD, mit '□' bezeichnete Punkte sind linear extrapolierte Punkte für Kennfeldfitting

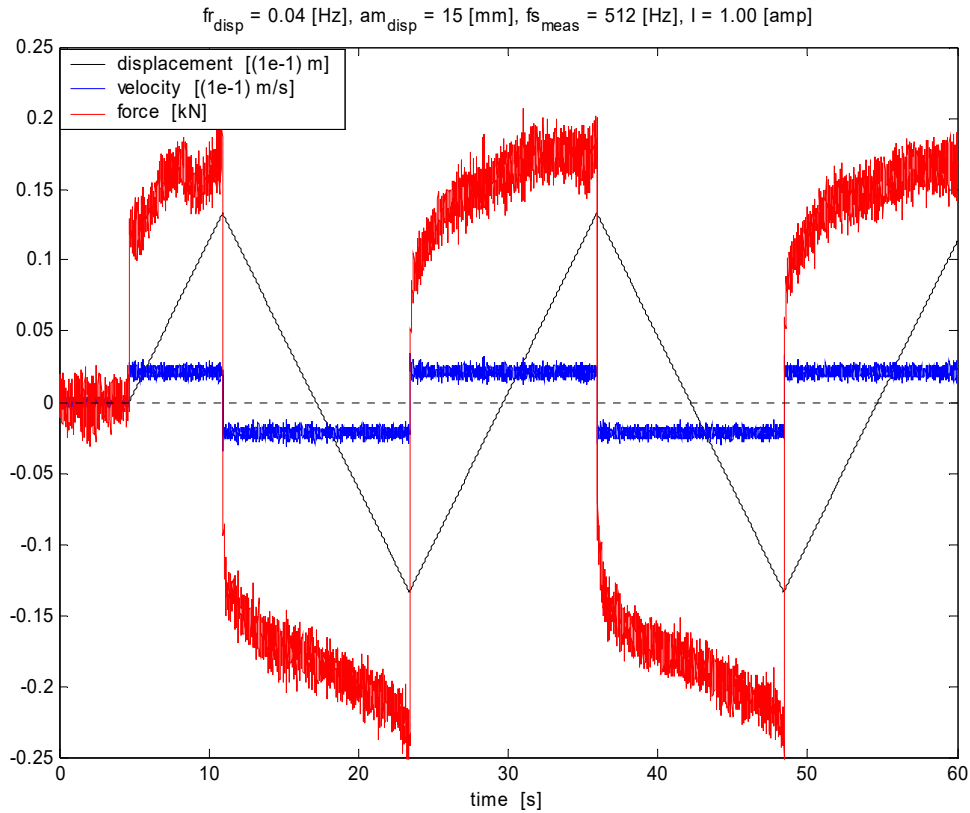


Abb. 6: Transientes Verhalten der Dämpferkraft (rot) auf Rampe (annähernd step) der Kolbengeschwindigkeit (blau) bei konstantem Spulenstrom ($I=1.00$ [amp])

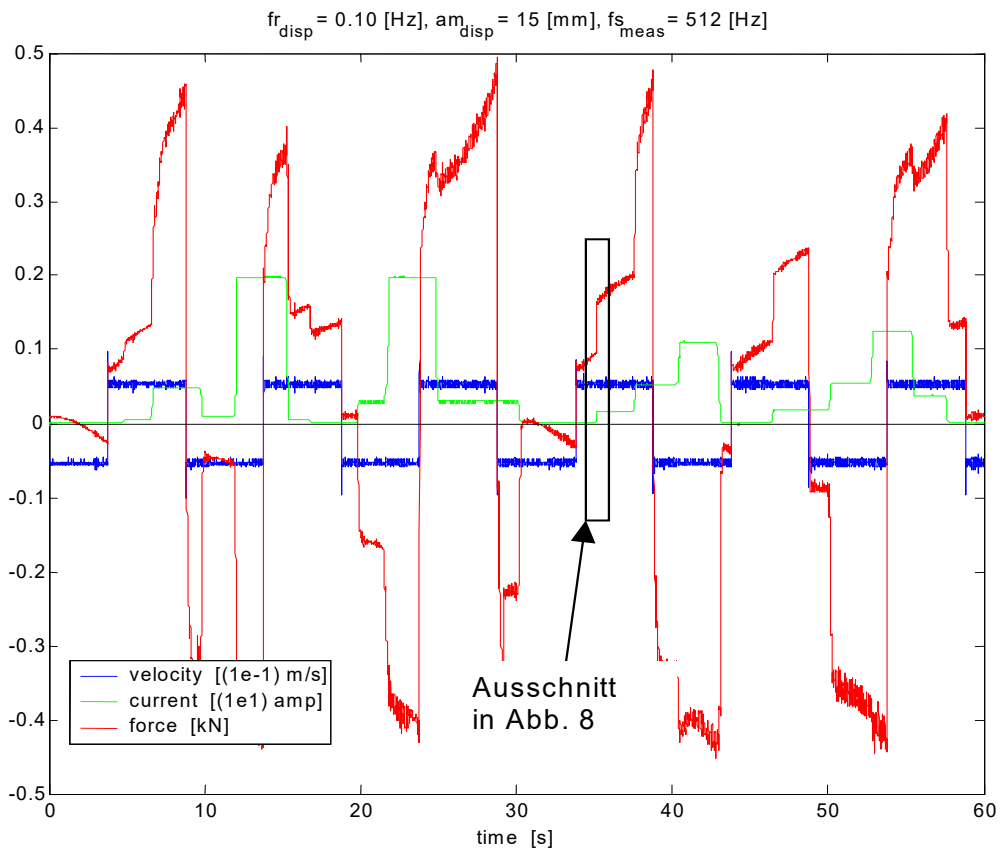


Abb. 7: Transientes Verhalten der Dämpferkraft (rot) auf Rampe des Spulenstromes (grün) bei konstanter Kolbengeschwindigkeit (blau)

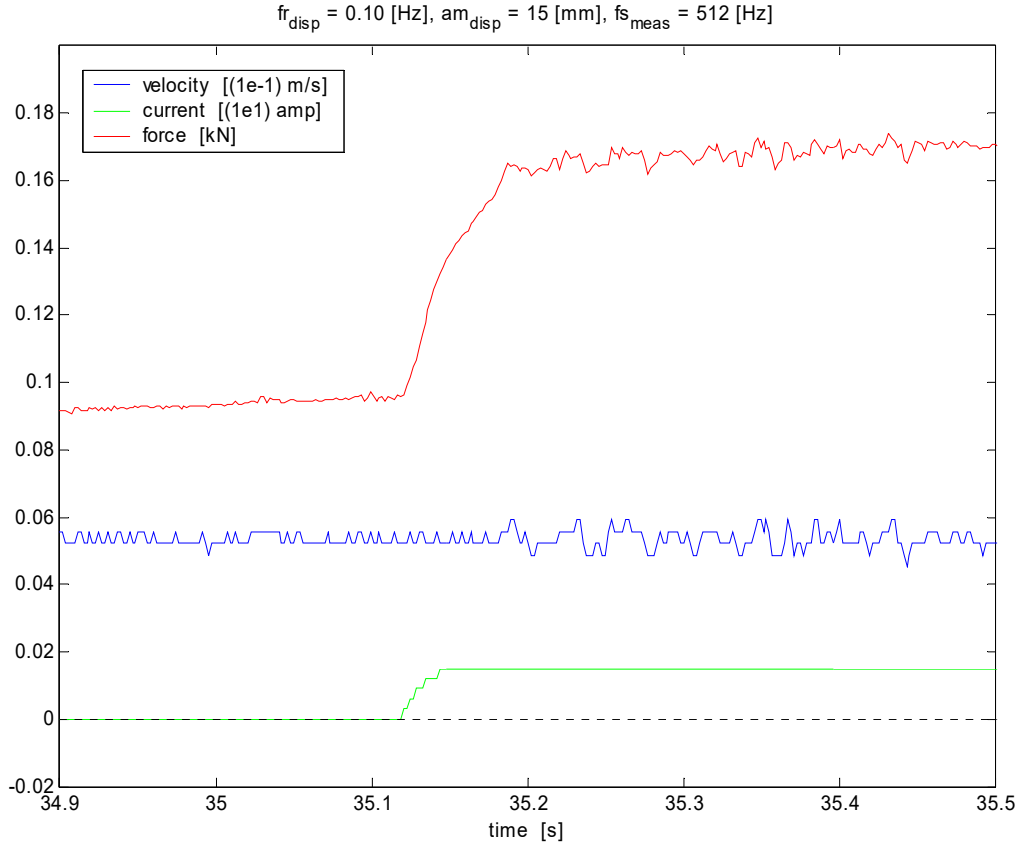


Abb. 8: Vergrößerter Zeitausschnitt der Kraftantwort (rot) auf Rampe des Spulenstroms (grün) bei konstanter Kolbengeschwindigkeit (blau)

6. Modell des Seils

Das Seil wird durch ein Finite Element Modell mit n Knoten dargestellt:

$$M_{fe} \cdot \ddot{r} + C_{fe} \cdot \dot{r} + K_{fe} \cdot r = \Theta_{fe} \cdot F_s - \Delta_{fe} \cdot F_d \quad (5)$$

Da die Eigenformen (siehe Abb. 9) der interessierenden ersten m (10) Eigenschwingungen à priori bekannt sind, kann die Bewegungsgleichung (Gl.(5)) unter der Annahme, dass die Variable r in eine rein zeitabhängige Variable q und eine rein ortsabhängige Variable φ separiert werden kann

$$r_i(z_i, t) \cong \sum_{j=1}^m q_j(t) \cdot \varphi_j(z_i) \quad (m < n) \quad (6)$$

modal reduziert werden

$$\bar{M}_{fe} \cdot \ddot{q}(t) + \bar{C}_{fe} \cdot \dot{q}(t) + \bar{K}_{fe} \cdot q(t) = \bar{\Theta}_{fe} \cdot F_s - \bar{\Delta}_{fe} \cdot F_d \quad (7)$$

wobei: $\bar{M}_{fe} = \Phi^T \cdot M_{fe} \cdot \Phi$, $\bar{C}_{fe} = \Phi^T \cdot C_{fe} \cdot \Phi$, $\bar{K}_{fe} = \Phi^T \cdot K_{fe} \cdot \Phi$,

$$\bar{\Theta}_{fe} = \Phi^T \cdot \Theta_{fe}, \quad \bar{\Delta}_{fe} = \Phi^T \cdot \Delta_{fe} \quad (8) - (12)$$

mit: $\Phi = \begin{bmatrix} \varphi_1(z_1) & \Lambda & \varphi_m(z_1) \\ \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} \\ \varphi_1(z_n) & \Lambda & \varphi_m(z_n) \end{bmatrix}$: Transformationsmatrix (13)

und: $\varphi_j(z_i) = \sin\{j \cdot \pi \cdot (z_i / L_{cab})\}$: Eigenform der j -ten Eigenschwingung (14)

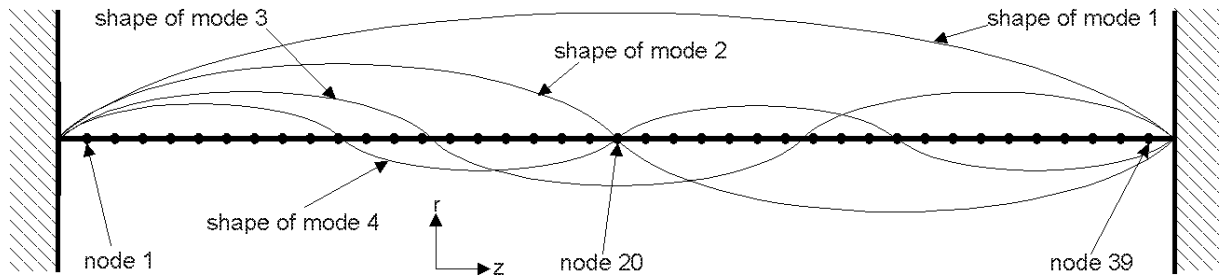


Abb. 9: Finite Element Modell des Seils mit $(n+1)$ (40) Elementen; skizziert sind die Eigenformen der ersten vier Eigenschwingungen (das Seilmodell betrachtet die ersten 10 Eigenformen)

7. Modellbasierter Reglerentwurf

LQG-Regler

Das modal reduzierte, Finite Element Modell des Seils kann in der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u + G \cdot w \quad : \text{ Zustandsgleichung (Dynamik der Strecke)} \quad (15)$$

$$y = C \cdot x + D \cdot u + H \cdot w + v \quad : \text{ Ausgangsgleichung (Messung)} \quad (16)$$

mit: $x^T = [q_1, q_2, \dots, q_m, \phi_1, \phi_2, \dots, \phi_m]$: Zustandsvektor (17)

$$u = F_d \quad : \text{ Systemeingangsgrösse } (\Leftrightarrow \text{ Reglerausgang}) \quad (18)$$

$$w = F_s \quad : \text{ Störgrösse} \quad (19)$$

$$y^T = [\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \dots, \ddot{x}_n] \quad : \text{ Beschleunigungen der Knoten} \quad (20)$$

$$v \quad : \text{ Messrauschen} \quad (21)$$

dargestellt werden (vgl. Abb. 10, links). Die Systemmatrizen A, B, G, C, D und H folgen aus den Matrizen $\bar{M}_{fe}, \bar{C}_{fe}, \bar{K}_{fe}, \bar{\Theta}_{fe}, \bar{\Delta}_{fe}$ und Φ . Die Zustandsraumdarstellung erlaubt das modellbasierte Auslegen eines LQG-Reglers (*Linear Quadratic Regulator with Gaussian Noise Control*). Dieser besteht aus einem Beobachter (*observer*, siehe Abb. 10, links) und einer gewichteten Rückführung (*regulator*) des geschätzten Zustandes der Strecke. Der zeitdiskrete Beobachter schätzt zu jedem Zeitpunkt k den Zustand der wahren Strecke auf Grund des extrapolierten Schätzwertes des vorangegangenen Zeitpunktes $(k-1)$, der Messdaten und der Systemeingangsgrösse zum Zeitpunkt k (Datenverarbeitungsschritt, vgl. Abb. 10)

$$\hat{x}[k|k] = \hat{x}[k|k-1] + L_{disc} (y[k] - C_{disc} \hat{x}[k|k-1] - D_{disc} u[k] - \bar{v}[k]) \quad (22)$$

wobei L_{disc} die zeitdiskrete Beobachtermatrix ist. Ebenfalls zum Zeitpunkt k schätzt der Beobachter den Zustand der wahren Strecke zum nächsten Zeitpunkt $(k+1)$ (Extrapolationsschritt)

$$\hat{x}[k+1|k] = A_{disc} \cdot \hat{x}[k|k] + B_{disc} \cdot u[k] \quad (23)$$

Der Reglerausgang ist die gewichtete Rückführung des geschätzten Zustandes \hat{x} zum Zeitpunkt k

$$u[k] = -K_{disc} \cdot \hat{x}[k|k] \quad (24)$$

Die Gewichtung K_d ist optimal bezüglich der Kostenfunktion

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} x[k]^T \cdot Q \cdot x[k] + u[k]^T \cdot R \cdot u[k] + 2 \cdot x[k]^T \cdot N \cdot u[k] \quad (25)$$

die minimiert werden soll. Dabei sind Q ('state weight factor') und R ('input weight factor') die sogenannten Designparameter des LQG-Reglers. Der Designparameter N ist i.d.R. Null.

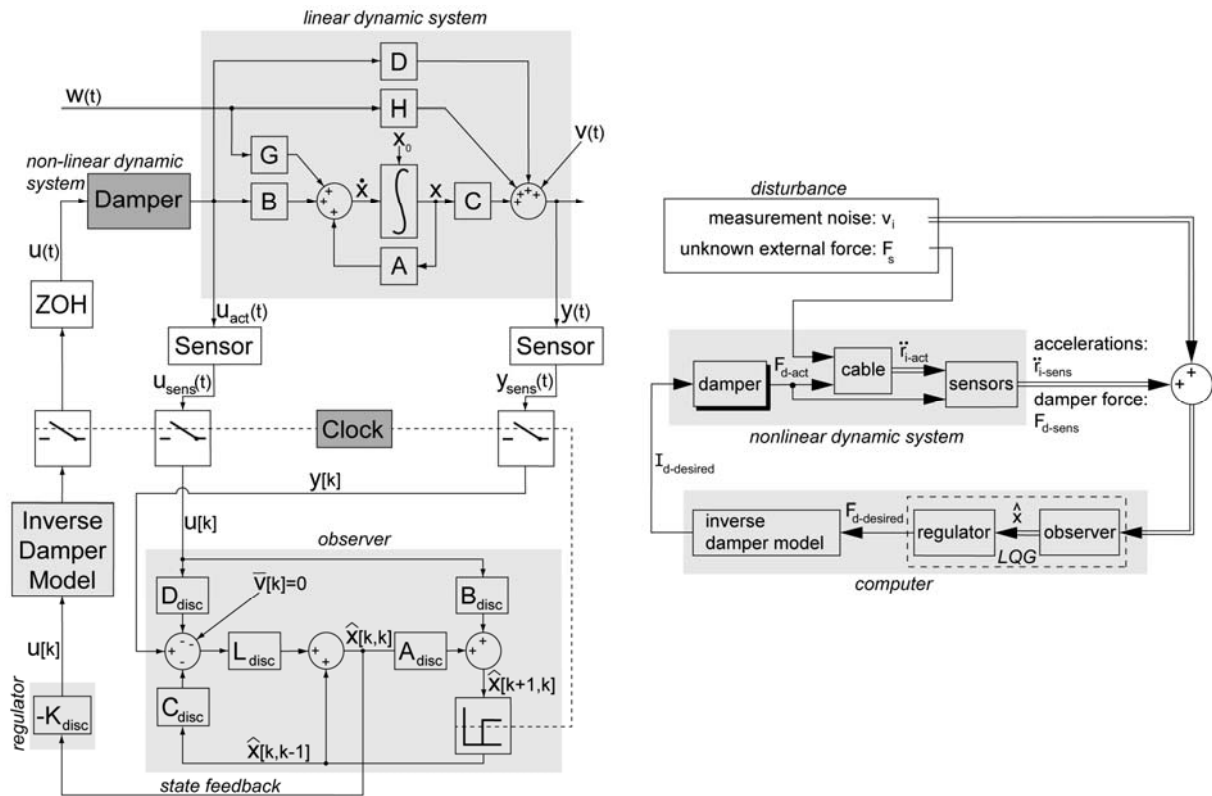


Abb. 10: Links: Modellstruktur des Kabels (*linear dynamic system*), des MR-Dämpfers (*non-linear dynamic system*) und des zeitdiskreten Zustandsreglers (*observer, regulator*) mit invertiertem Dämpfer-Modell, Sensoren geben zeitkontinuierliche Messsignale, die zu diskreten Zeitpunkten ('Schalter' gesteuert durch Clock) dem Regler zugeführt werden, Halteglied (ZOH: zero order hold) macht aus dem zeitdiskreten Reglerausgangssignal ein zeitkontinuierliches Signal; rechts: Struktur des *closed loop system*

Kennfeldinversion des MR-Dämpfer Modells

Der Reglerausgang ist die gewünschte Dämpferkraft (Gl.(24)). Das invertierte Dämpfermodell berechnet aus der gewünschten Dämpferkraft den dazugehörigen Dämpferstrom $I_{d-desired}$. Dieser Wert respektive eine äquivalente Spannung ist die Eingangsgröße in die Leistungselektronik, welche den MR-Dämpfer ansteuert (vgl. Abb. 10, rechts). Die Kennfeldinversion des MR-Dämpfers resultiert in einer für den LQG-Regler scheinbar linearen Strecke.

8. Resultate

Feed-Forward Control

Eine reine Steuerung (*feed-forward control*) des Dämpfers hat den Vorteil, dass keine Stabilitätsprobleme wie bei einer Regelung (*feed-back control*) existieren. Die zeitliche Funktion der Störgröße ist ein weisses Rauschen. Die Störgröße wird über den Shaker in das Seil eingeleitet. Das Schwingverhalten des Kabels wird für **konstanten** Dämpferstrom 0.00, 0.40, 1.00 und 1.90 [amp] während einer Zeitdauer von 60 [s] mit den 11 Beschleunigungssensoren gemessen. Die aus den gemessenen Beschleunigungswerten berechnete spektrale Leistungsdichte (PSD: Power Spectral Density) im Frequenzbereich der ersten zehn Eigenschwingungen (4-48 [Hz]) ist das Bewertungskriterium für die Dämpfung. Um eine Aussage über die Dämpfung im Mittel über das ganze Seil machen zu können, wird aus den 11 spektralen Leistungsdichten der Mittelwert gebildet:

$$\overline{PSD}(\omega) := \frac{1}{11} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{11} PSD_i(\omega) \right\} \quad (26)$$

Das Verhältnis einer Variante (z.B. Dämpferstrom $\neq 0$) zur Nominalversion (z.B. Dämpferstrom = 0) kann als Mass für die mittlere Dämpfung im interessierenden Frequenzbereich definiert werden:

$$Ratio(variant/nominal) := \frac{\overline{PSD(\&)}_{variant}}{\overline{PSD(\&)}_{nominal}} \quad (27)$$

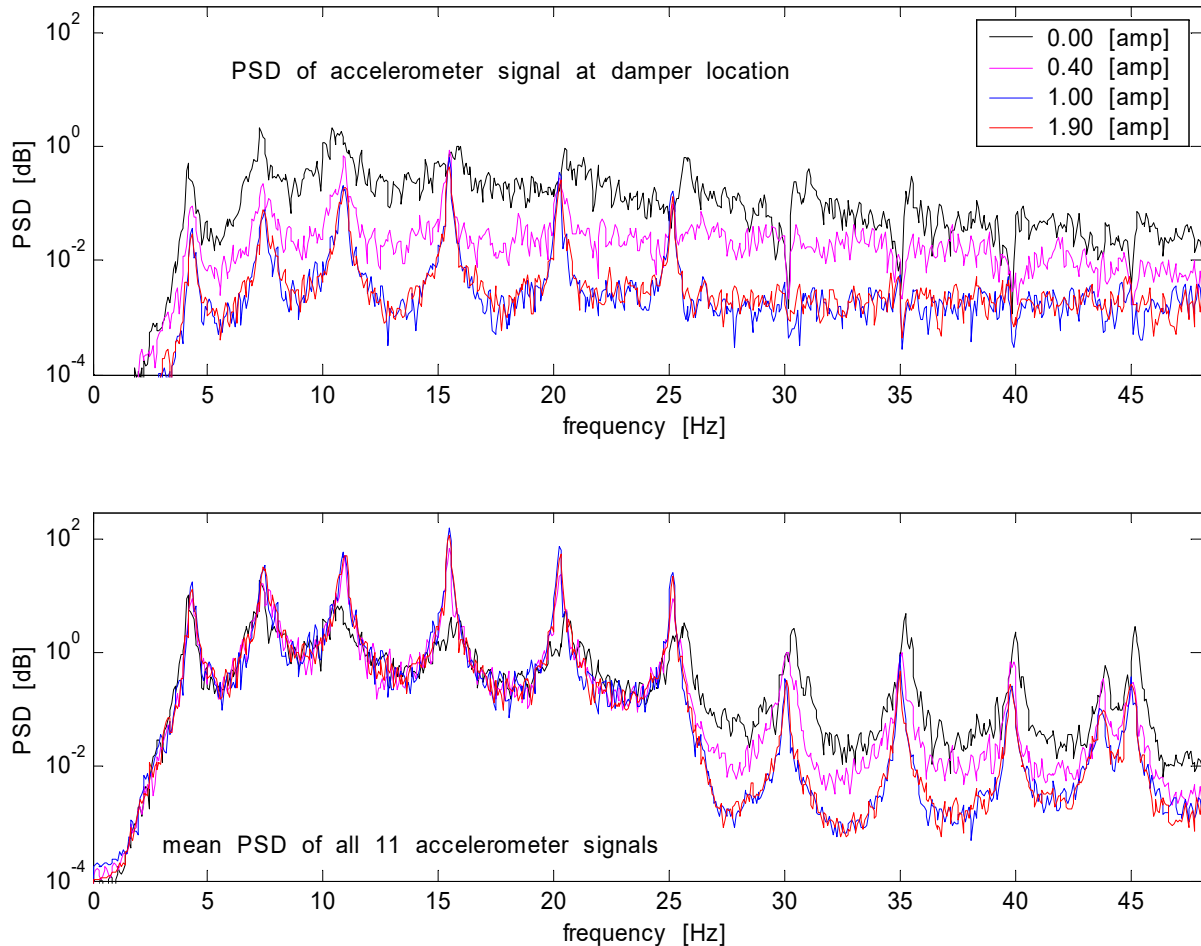


Abb. 11: Oben: *PSD* für **konstanten** Dämpferstrom 0.00 [amp] (schwarz), 0.40 [amp] (pink), 1.00 [amp] (blau), 1.90 [amp] (rot) der **gemessenen** Beschleunigung am Ort des MR-Dämpfers; unten: aus den 11 **gemessenen** Beschleunigungen gemittelt *PSD* für **konstanten** Dämpferstrom 0.00 [amp] (schwarz), 0.40 [amp] (pink), 1.00 [amp] (blau), 1.90 [amp] (rot)

Aus den Messungen für konstanten Dämpferstrom wird ersichtlich:

- Ab einem konstanten Dämpferstrom von 1.00 [amp] werden die Schwingungen am Ort des Dämpfers im gesamten interessierenden Frequenzbereich der ersten 10 Eigenschwingungen im Minimum um 1 Dekade reduziert (vgl. Abb. 11 oben).
- Bei konstantem Dämpferstrom wirkt der MR-Dämpfer für den angeregten Teil des Seils wie eine Fixation des Seils. Die Amplituden der ersten fünf Eigenschwingungen werden verstärkt, die Amplituden der nächsten fünf Eigenschwingungen werden gedämpft (Abb. 11 unten), so dass im Mittel über die ersten zehn Eigenschwingungen eine unwesentliche Reduktion der Schwingungen resultiert (vgl. Tab. 2).

Tab. 2: Berechnetes *Ratio* aus Messungen mit konstantem Dämpferstrom

<i>Ratio</i> [-]	gemittelt über alle 11 Beschleunigungssensoren	am Ort des MR-Dämpfers
$Ratio(I = 0.40)/(I = 0.00)$	0.89	0.30
$Ratio(I = 1.00)/(I = 0.00)$	0.98	0.07
$Ratio(I = 1.90)/(I = 0.00)$	0.88	0.07

Feed-Back Control

In der momentanen Phase des Projektes **SADAM** ist der modellbasierte LQG-Regler mit invertiertem Dämpfer-Kennfeld in der Simulation getestet (Arbeitsschritt 4). Es können hier deshalb nur Simulationsresultate gezeigt werden. Auf Basis Matlab/Simulink werden die Modelle des Seils und des MR-Dämpfers 'zeitkontinuierlich' simuliert, während der Regler nur zu diskreten Zeitpunkten (*sample rate*) aufgrund einer neuen Messung (*sample rate*) einen neuen Dämpferstrom berechnet (Tab. 3).

Tab. 3: Wichtigste Parameter der Simulation und Simulationsresultat

Simulationszeit [s]	Maximaler Zeitschritt [s]	Relative Toleranz [-]	<i>sample rate</i> des Reglers [1/s]	<i>sample rate</i> des Messung [1/s]	Zeitkonstante des MR-Dämpfers [s]	<i>Ratio</i> aus Simulation [-]
30	0.001	0.005	125	125	0.050	0.07

Die Simulationsresultate zeigen (Störgrösse immer die in Abb. 12 abgebildete Funktion):

- Obwohl der MR-Dämpfer RD-1005-3 als Aktuator eigentlich relativ langsam ist ($\tau_d = 50$ [ms]), kann eine Reduktion von $(1-Ratio) = 93$ [%] der Amplituden im Frequenzbereich der ersten zehn Eigenschwingungen (4-50 [Hz]) mit einem geregelten MR-Dämpfer erzielt werden (siehe Abb. 13, Abb. 14).
- Da der MR-Dämpfer verzögert reagiert (Tiefpassverhalten 1.Ordnung), kann die aktuelle Dämpferkraft i.d.R. nicht den Sollwert erreichen, da dieser schon vorher wieder ändert (vgl. Abb. 15). Deshalb ist auch der Dämpferstrom während der meisten Zeit auf seinem Maximalwert von 2 [amp].

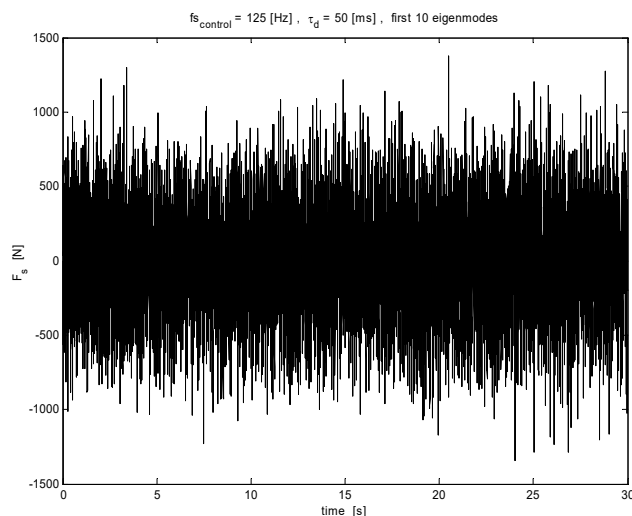


Abb. 12: Störgrösse (F_s) ist ein weisses Rauschen, das tiefpassgefiltert ist (Eckfrequenz 500 [Hz])

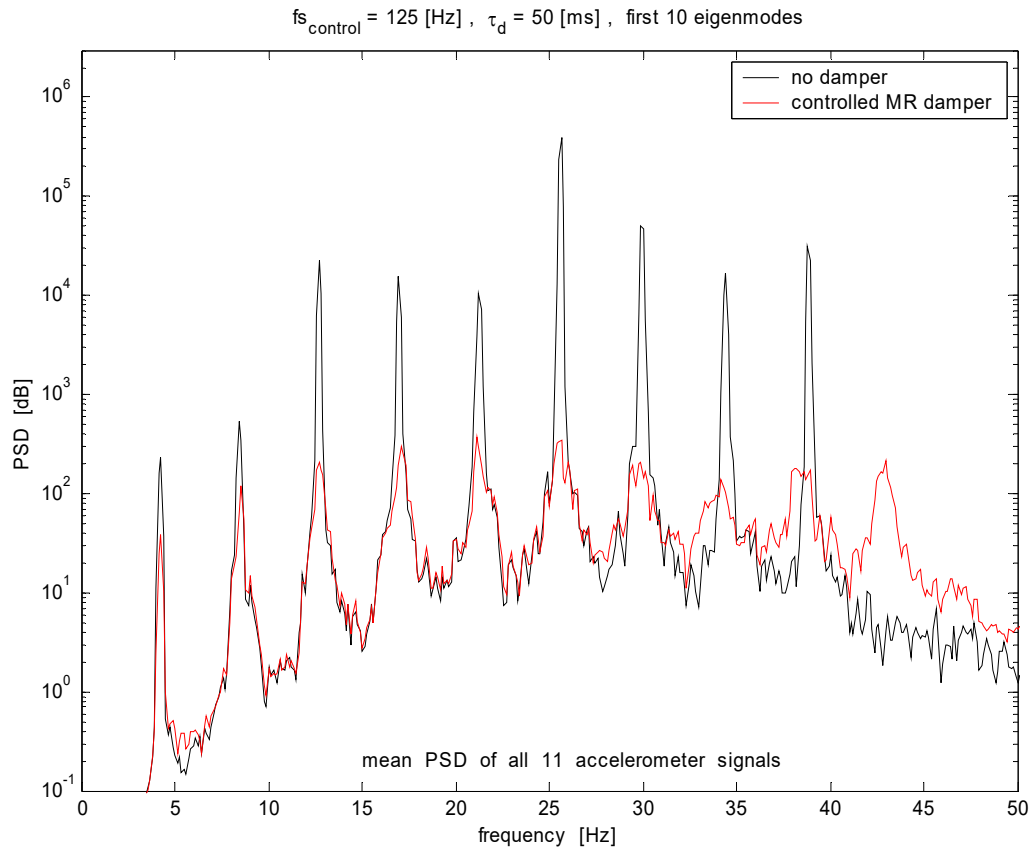


Abb. 13: Gemittelt *PSD* der 11 **simulierten** Beschleunigungen an den gleichen Orten des Seilmodells wie am realen Seil: ohne MR-Dämpfer (schwarz), mit geregelt MR-Dämpfer (rot)

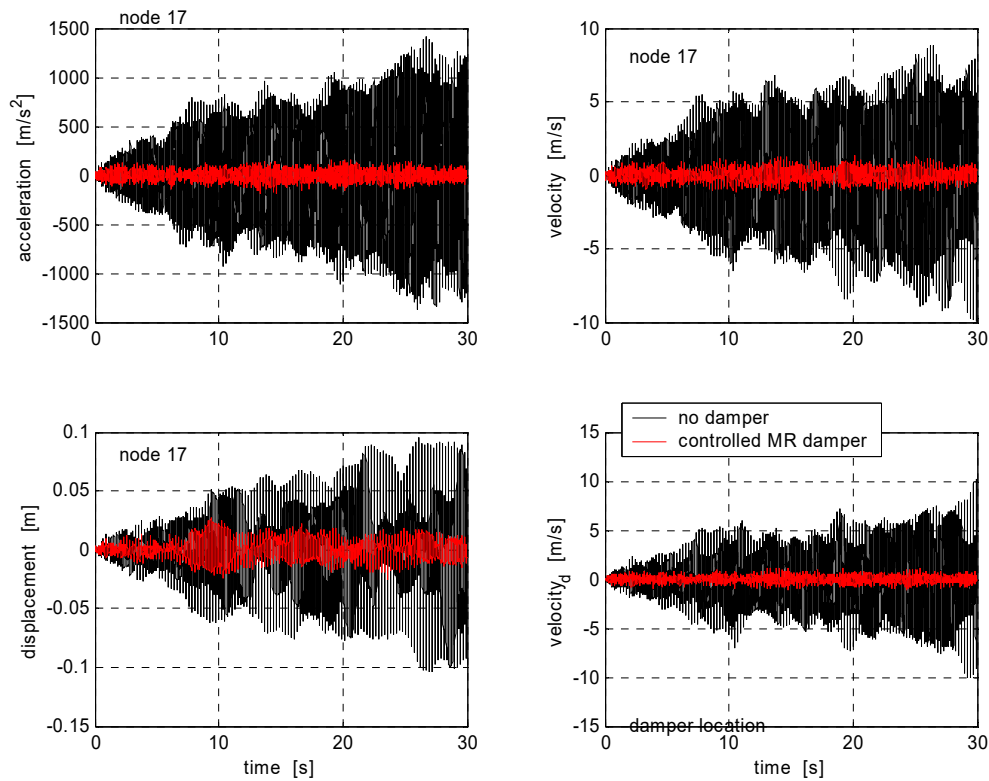


Abb. 14: Bild 1, 2, 3: **simulierte** Beschleunigung, Geschwindigkeit und Verschiebung am 17. Knoten des Seilmodells; Bild 4: simulierte Geschwindigkeit am Ort des Dämpfers; Seil ohne Dämpfer (schwarz), Seil mit geregelt MR-Dämpfer (rot)

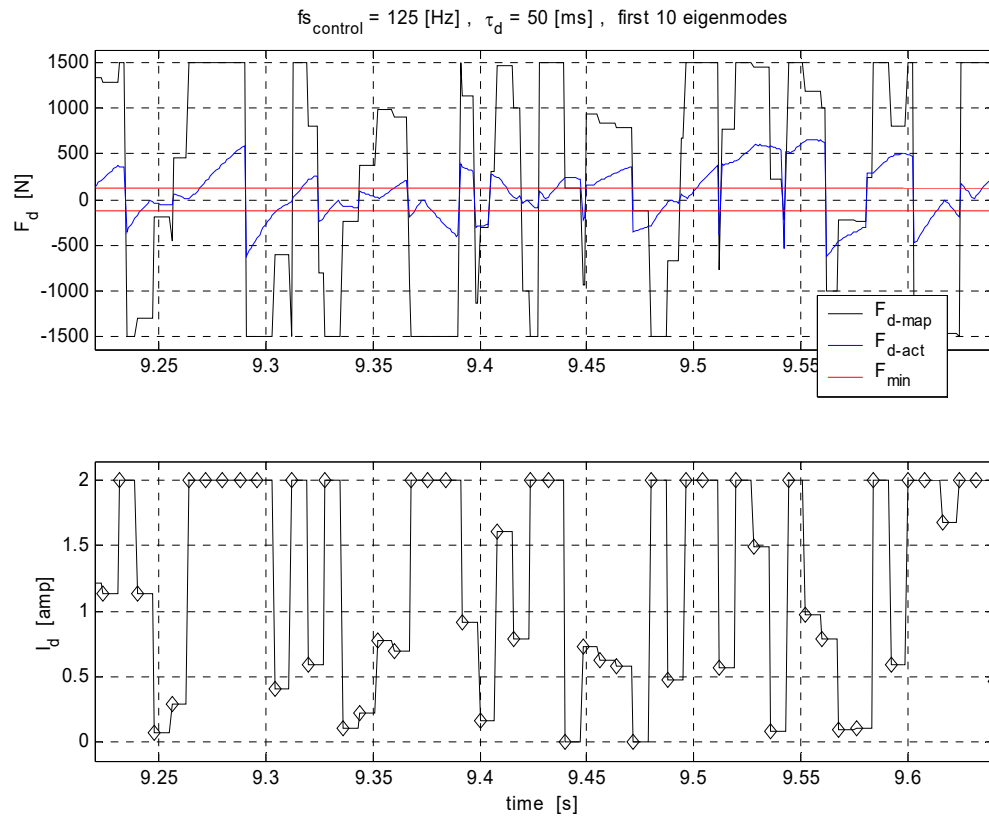


Abb. 15: Vergrößerter Zeitausschnitt der **Simulation**; oben: 'desired' Dämpferkraft nach Kennfeldbegrenzung (schwarz), aktuelle Dämpferkraft (blau), statische Dämpferkraft bei Dämpferstrom = 0 (rot); unten: Dämpferstrom, welcher der 'desired' Dämpferkraft entspricht