

# MAURER Erschütterungsschutz



MAURER Erschütterungsschutz

## Erschütterungsschutz

### Fundament- und Maschinen-induzierte Vibrationen

Vibrationen in Gebäuden können für Bewohner störend und für den Betrieb von hochempfindlichen Geräten wie Mikroskopen, Lasern, etc. inakzeptabel hoch sein. Die Anregungsmechanismen sind (Abb. 1, links):

- **Basisanregung (kinematisch):** Erschütterungen  $x_{ex}(t)$  des Bodens resp. des Fundaments regen das ganze Bauwerk und die darin befindlichen Anlagen an.
- **Kraftanregung:** Trägheitskräfte  $f_{ex}(t)$  von beschleunigten Maschinenteilen regen den Fussboden und damit das ganze Gebäude an.

Bei sehr steifer Kopplung zwischen Fundament und Bauwerk resp. sehr steifer Aufstellung der Maschine auf dem Fussboden werden die Vibrationen des Fundaments resp. die dynamischen Maschinenkräfte annähernd 1:1 in das Bauwerk transmittiert:  $x(t) = x_{ex}(t)$  resp.  $f(t) = f_{ex}(t)$ . Anregung können unterschiedlich sein (Abb. 2): rotierenden Maschinen führen zu harmonischen oder zumindest periodischen, Stanzmaschinen zu impulsartigen und Windböen und Erdbeben zu breitbandige Anregungen.

### Schwingungsisolierung

Die Schwingungsisolierung zielt darauf ab, die Transmissibilität der Fundamentbewegung in das Bauwerk,

was passive Isolation genannt wird (Empfängerisolation), resp. die Transmissibilität der dynamischen Maschinenkräfte in das Bauwerk, was aktive Isolation genannt wird, zu minimieren (Abb. 1, rechts). Beide Isolationssysteme bestehen aus einer elastischen Lagerung mittels Federn und einem Topfdämpfer.

### 1-Massenschwinger

#### Bewegungsgleichung

Das dynamische Verhalten der isolierten Struktur lässt sich mit der Bewegungsgleichungen des 1-Massenschwingers für Kraftanregung (1) und Basisanregung (2) analysieren (Abb. 1, rechts)

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_{dyn}x = f_{ex} \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_{ex}) + k_{dyn}(x - x_{ex}) = 0 \quad (2)$$

WO:

- **m** : Masse der zu isolierenden Struktur bei Basisanregung resp. Masse der Maschine (ohne beschleunigte Maschinenteile) bei Kraftanregung,
- **c** : Dämpferkoeffizient des viskosen Topfdämpfers,
- **k<sub>dyn</sub>** : dynamischer Steifigkeitskoeffizient der elastischen Lagerung.

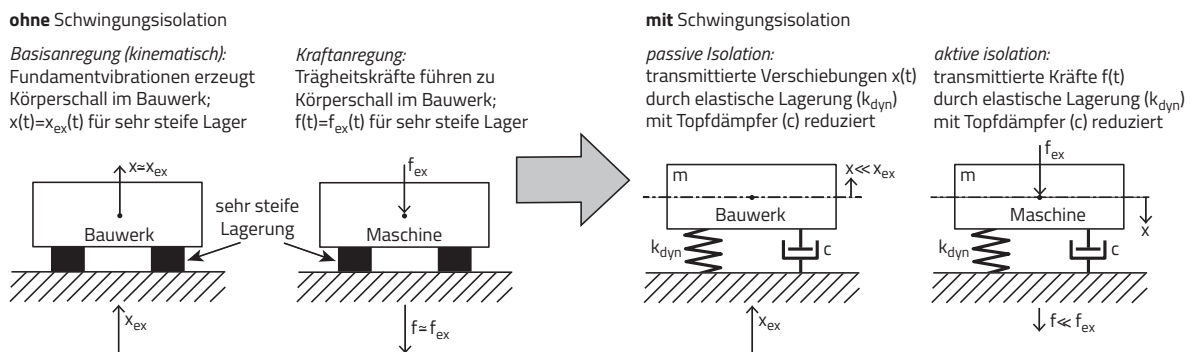


Abb. 1 – Erschütterungen im Bauwerk / von sensiven Instrumenten ohne (links) und mit (rechts) Schwingungsisolierung

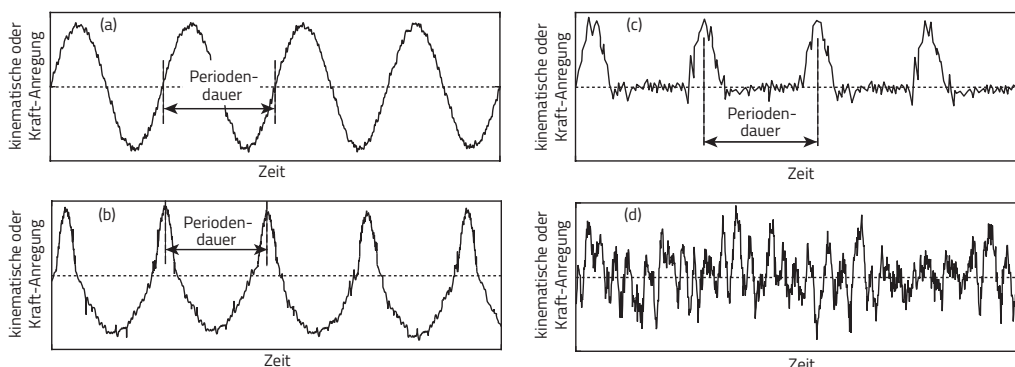


Abb. 2 – Harmonische (a), periodische (b), impulsartige (c) und breitbandige (d) Anregungen

## Natürliche Frequenz

Die natürliche Frequenz in Hertz des 1-Massenschwingers, also die Eigenfrequenz des 1-Massenschwingers ohne Dämpfung, also eines reinen Feder-Masse-Schwingers, berechnet sich wie folgt

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{\text{dyn}}}{m}} \quad (3)$$

wo  $k_{\text{dyn}}$  die Steifigkeit der Feder unter dynamischer Anregung beschreibt, welche bei Elastomerfedern den linearisierten Steifigkeitskoeffizienten darstellt und bei Spiralfedern aus Stahl identisch mit dem statischen Steifigkeitskoeffizienten  $k$  ist. Da  $k_{\text{dyn}}$  i.d.R. in N/mm angegeben wird, kann folgende Approximation gemacht werden

$$f_0 [\text{Hz}] = \frac{\sqrt{1000}}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{\text{dyn}} [\text{N/mm}]}{m [\text{kg}]}} \approx 5 \sqrt{\frac{k_{\text{dyn}} [\text{N/mm}]}{m [\text{kg}]}} \quad (4)$$

## Statische Einfederung der elastischen Lagerung

Die statische Einfederung des Federpakets durch die vertikale Kraft der Masse  $m$  ist ( $g$ : Erdbeschleunigung)

$$\Delta h = \frac{gm}{k} = \frac{g}{(2\pi f_0)^2} \quad (5)$$

was zeigt, dass  $\Delta h$  des Federpakets nur von der natürlichen Frequenz der elastischen Lagerung abhängt (Fig. 3). Für  $\Delta h$  in mm und  $f_0$  in Hertz ergibt sich folgende Approximation

$$\Delta h [\text{mm}] \approx \frac{250}{f_0^2 [\text{Hz}]} \quad (6)$$

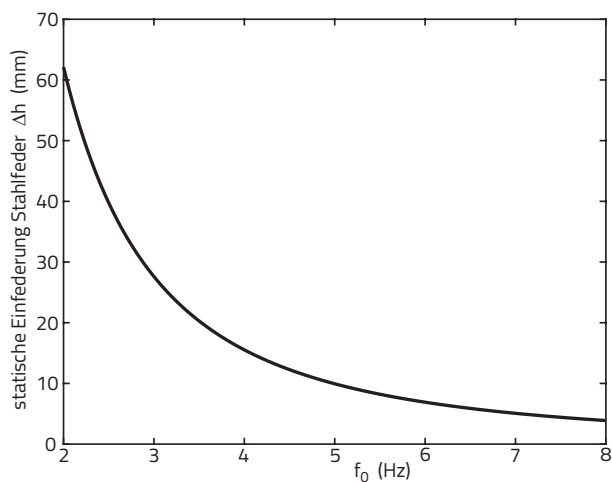


Abb. 3 – Statische Einfederung von Stahlfedern in Abhängigkeit der natürlichen Frequenz der Isolation

## Lehrsches Dämpfungsmaß

Das Lehrsche Dämpfungsmaß  $\zeta$  des 1-Massenschwingers ist über den viskosen Dämpferkoeffizienten  $c$  des Topfdämpfers wie folgt gegeben

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k_{\text{dyn}} m}} = \frac{c}{2m(2\pi f_0)} = \frac{c(2\pi f_0)}{2k_{\text{dyn}}} \quad (7)$$

Die Gleichung (7) gilt für linear-viskoses Verhalten des Dämpfungselements, was für Topfdämpfer mit Silicon-Öl weitgehend erfüllt ist.

## Abklingkurve

Das freie Abklingen einer Schwingung eines 1-Massenschwingers besteht aus einer harmonischen Schwingung mit gedämpfter Frequenz  $f_d$  und einer Exponentialfunktion, welche die Abnahme der Schwingamplituden  $X$  über die Zeit beschreibt (Abb. 4)

$$x(t) = x_{t=0} e^{-(\zeta 2\pi f_0 t)} \cos(2\pi f_d t) \quad (8)$$

$$f_d = f_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = 1/T_d \quad (9)$$

Bei linearer Dämpfung des 1-Massenschwingers führt das Verhältnis von zwei aufeinanderfolgenden Amplituden auf das logarithmische Dekrement

$$\delta = \ln\left(\frac{X_n}{X_{n+1}}\right) \quad (10)$$

woraus das Dämpfungsmaß berechnet werden kann

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (11)$$

Die Approximation  $\zeta \approx \delta/2\pi$  ist gültig für kleine  $\zeta$  (<10%).

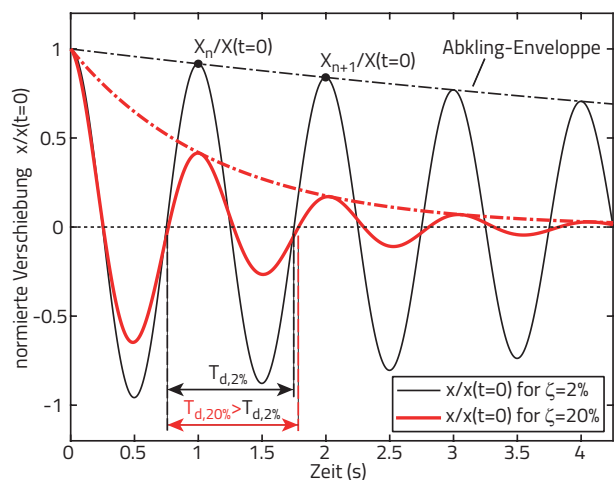


Abb. 4 – Abklingkurve eines 1-Massenschwingers mit linearer Dämpfung

## Kraftanregung

Unabhängig davon, ob der 1-Massenschwinger kinematisch oder über eine Kraft angeregt wird, schwingt der 1-Massenschwinger mit der Frequenz  $f_{ex}$  der Anregung. Ist die Anregungsfrequenz in der Nähe der natürlichen Frequenz, also  $f_{ex} \approx f_0$ , tritt der Fall der **Resonanz** auf, was zu extrem großen Schwingamplituden des 1-Massenschwingers führt, deren Magnituden nur vom Dämpfungsmaß abhängen.

## Vergrößerungsfunktion

Die Vergrößerung des Schwingweges bei Kraftanregung eines 1-Massenschwingers wird mit dem Verhältnis aus Verschiebungsamplitude zu statischer Verschiebung durch die Anregungskraftamplitude beschrieben (Abb. 5)

$$\left| \frac{x}{f_{ex} / k_{dyn}} \right| = \frac{X}{X_{static}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (12)$$

wo  $\lambda$  das Frequenzverhältnis

$$\lambda = \frac{f_{ex}}{f_0} \quad (13)$$

bezeichnet.

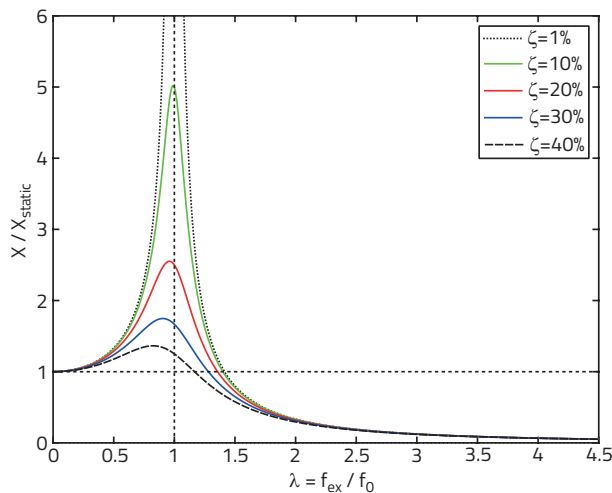


Abb. 5 – Vergrößerungsfunktion für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des 1-Massenschwingers

## Übertragungsfunktion

Die Einwirkung der dynamischen Maschinenkräfte auf die Struktur wird mit der **Übertragungsfunktion  $|\alpha|$**  zwischen **transmittierten Kräften und anregenden Kräften** quantifiziert (Abb. 6)

$$|\alpha| = \left| \frac{f}{f_{ex}} \right| = \frac{F}{F_{ex}} \quad (14)$$

welche für harmonische Anregung und **sehr kleine Flexibilität** resp. sehr hohe Impedanz der Struktur wie folgt vom Frequenzverhältnis und Dämpfungsmaß abhängt

$$|\alpha| = \sqrt{\frac{1+(2\zeta\lambda)^2}{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (15)$$

Die Übertragungsfunktion für kinematische Anregung, also Fundamentanregung, mit sehr kleinen Verschiebungen der Basisanregung hat die gleiche Form wie (15) (Abb. 6)

$$|\alpha| = \left| \frac{x}{x_{ex}} \right| = \frac{X}{X_{ex}} = \sqrt{\frac{1+(2\zeta\lambda)^2}{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (16)$$

Für kleine Dämpfungsmaße ( $\zeta < 5\%$ ) hängt die Übertragungsfunktion  $|\alpha|$  nur vom Frequenzverhältnis ab

$$|\alpha|_{\zeta < 5\%} \approx \frac{1}{\lambda^2 - 1} \quad (\zeta < 5\%) \quad (17)$$

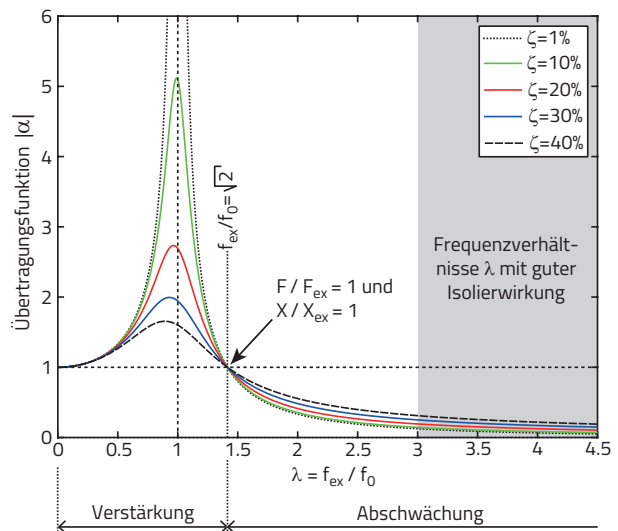


Abb. 6 – Übertragungsfunktion  $|\alpha|$  für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des Isolationssystems

## Transmissibilität (Dämmung)

Die Transmissibilität – auch Dämmung genannt – bei Kraft- und Basisanregung wird mit der Übertragungsfunktion  $|\alpha|$  in Decibel (dB) angegeben

$$|\alpha|_{dB} = 20 \log_{10} (|\alpha|) \quad (18)$$

Tabelle 1 zeigt einige typische Werte von  $|\alpha|$  und  $|\alpha|_{dB}$ .

Tabelle 1 – Typische Werte von  $|\alpha|$  und  $|\alpha|_{dB}$

$ \alpha $	0.01	0.1	0.5	1	2	10	100
$ \alpha _{dB}$	-40	-20	-6	0	6	20	40

Die Transmissibilität oder Dämmung  $|\alpha|_{dB}$  für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des Isolationssystems zeigt folgende Hauptcharakteristika (Abb. 7):

- **Verstärkung**,  $f_{ex} < \sqrt{2} f_0$ : Die transmittierten Amplituden sind größer als jene der Anregung und größer als ohne Isolationssystem; die Resonanzüberhöhung kann nur über die Dämpfung vermindert werden.
- **Abschwächung**,  $f_{ex} > \sqrt{2} f_0$ : Die transmittierten Amplituden sind kleiner als jene der Anregung; die Isolierung kann die Schwingungen aber nicht auslöschen.
- **Gleiche Phase und Amplitude**,  $f_{ex} < (0.2 - 0.3) f_0$ : Phase und Amplitude der transmittierten Schwingungen und der anregenden Schwingungen sind annähernd gleich.
- **Gute Isolation**,  $\lambda = f_{ex} / f_0 \geq 3$ : Gute Isolation wird erreicht, wenn  $f_0$  **mindestens 3-mal** tiefer als die tiefste anregende Frequenz  $f_{ex}$  ist.

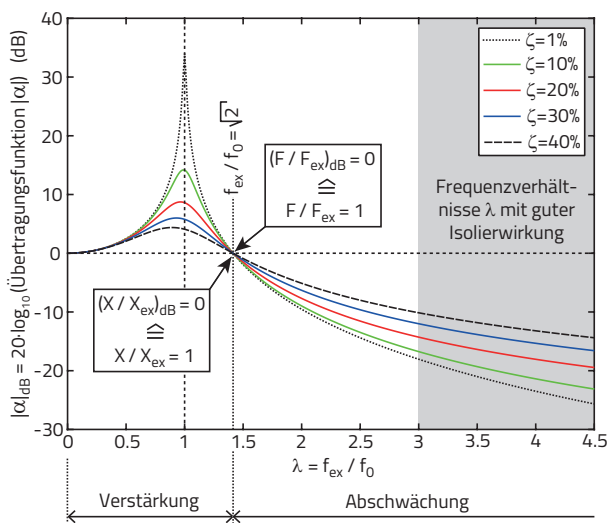


Abb. 7 – Transmissibilität  $|\alpha|_{dB}$  für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des Isolationssystems

## Wahl des Dämpfungsmaßes

Hohe Werte des Dämpfungsmaßes  $\zeta$  reduzieren zwar die Resonanzüberhöhung, jedoch verschlechtern sie die Abschwächung im Frequenzbereich  $\lambda > \sqrt{2}$  (schlechteres roll-off Verhalten). Das optimale Kompromissdesign von  $\zeta$  hängt daher stark von den Projektspezifikationen ab.

## Verstärkung der Schwingung der Maschine

Die elastische (weiche) Lagerung von Maschinen, welche über Trägheitskräfte die angrenzende Struktur anregen, führt zu einer Vergrößerung der Relativverschiebung zwischen Maschine und Fussboden. Dies wird mit folgender Vergrößerungsfunktion beschrieben

$$|\beta| = \frac{X}{\left( \frac{F_{ex}}{m(2\pi f_{ex})^2} \right)} = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 - (2\zeta\lambda)^2}} \quad (19)$$

welche das Verhältnis der Verschiebung der Maschine mit und ohne Isolation bei Kräfteanregung darstellt.

Die größten stationären Schwingungen der Maschine treten bei Resonanz auf ( $\lambda = 1$ , Abb. 8). Daher sollte die Drehzahl der Maschine schnell verändert werden, wenn diese beim Hochfahren resp. Abschalten der Maschine in die Nähe von  $f_0$  kommt.

Im Bereich guter Isolation ( $\lambda \geq 3, |\beta| \approx 1$ ) hängt die Schwingamplitude der Maschine fast nicht von  $\zeta$  ab, jedoch ist sie proportional zur Anregungskraftamplitude. Innerhalb dieses Frequenzbereichs ( $\lambda \geq 3$ ) und für kleine Dämpfungsmaße ( $\zeta < 5\%$ ) kann  $|\beta|$  wie folgt angenähert werden

$$|\beta|_{\zeta < 5\%} \approx \frac{\lambda^2}{\lambda^2 - 1} \quad (\zeta < 5\%) \quad (20)$$

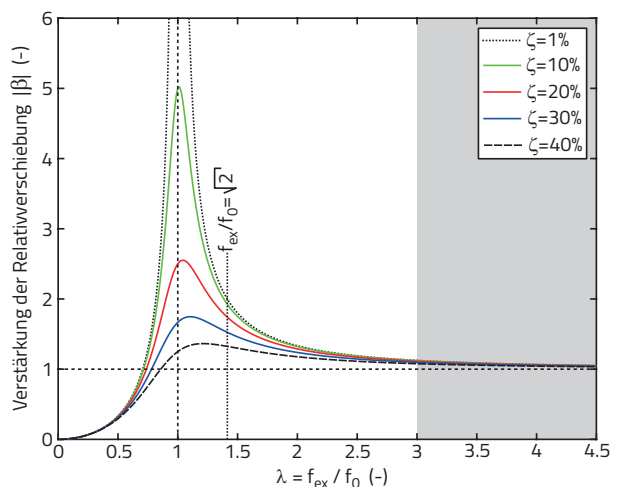


Abb. 8 – Verstärkung der Relativverschiebung der Maschine für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des Isolationssystems

## Isolierfaktor

Der Isolierfaktor  $i$  ist für den Bereich der Abschwächung definiert ( $\lambda > \sqrt{2}$ ) und wird in % angegeben (Abb. 9)

$$i [\%] = (1 - |\alpha|) \cdot 100 \quad (21)$$

was für kleine Dämpfungswerte ( $\zeta < 5\%$ ) auf folgende Näherung führt

$$i_{\zeta < 5\%} [\%] \approx \left( \frac{\lambda^2 - 2}{\lambda^2 - 1} \right) \cdot 100 \quad (\zeta < 5\%) \quad (22)$$

Gleichung (22) kann nach dem Frequenzverhältnis  $\lambda$  und damit nach der natürlichen Frequenz  $f_0$  umgeformt werden

$$f_0 \approx f_{ex} \sqrt{\frac{100 - i}{200 - i}} \quad (\zeta < 5\%) \quad (23)$$

Wird in (23) der geforderte Isolierfaktor  $i_{req}$  eingesetzt, erhält man die natürliche Frequenz des Isolationssystems

$$f_{0,req} \approx f_{ex} \sqrt{\frac{100 - i_{req}}{200 - i_{req}}} \quad (\zeta < 5\%) \quad (24)$$

Die analytischen Lösung (24) liefert also die natürliche Frequenz des Isolationssystems direkt aus dem vom Kunden spezifizierten Isolierfaktor, der üblicherweise mindestens 80% beträgt

$$i_{req} \approx 80\% \dots 90\% \quad (25)$$

Für  $i_{req} = 80\%$  ergibt (24)  $f_{0,req} \approx f_{ex} / 2.45$ . Selbst für ein eher kleines Dämpfungsmaß von 20% erfüllt der resultierende Punkt a mit  $i \approx 73\%$  nicht den spezifizierten Isolierfaktor von 80%, da  $f_{0,req} \approx f_{ex} / 2.45$  mit (24) auf der Annahme von verschwindend kleiner Dämpfung berechnet wurde. Dieses Beispiel zeigt deutlich, dass  $f_0$  und  $\zeta$  nur über die allgemeine Formulierung (21) des Isolierfaktors korrekt auslegt werden können, was für  $\zeta = 30\%$ , um eine

genügende Resonanzbedämpfung zu garantieren, auf  $f_0 \approx f_{ex} / 3.5$  führt, um  $i \geq i_{req}$  zu gewährleisten (Punkt b in Abb. 9). **Die Berechnung des Isolierfaktors ermöglicht also die optimale Auslegung des Isolationssystems gemäß Kundenspezifikationen.**

## Auslegungskonzept von MAURER

MAURER offeriert die optimale Auslegung des Isolationssystems gemäß Kundenspezifikationen. Die optimale Auslegung umfasst folgende Schritte:

1. Kundenspezifikationen:
  - geforderter Isolierfaktor  $i_{req}$
  - tiefste Anregungsfrequenz  $f_{ex}^{lowest}$
  - vertikale Lasten
  - Auslegung nur für Kraft- und **Basisanregungen**, was zu Schwingungen im  **$\mu m$ -Bereich** führt, oder auch für **Erdbeben**, was zu wesentlich **größeren Strukturschwingungen** führt
2. Auswahl des tiefsten Frequenzverhältnisses  $\lambda^{lowest} = f_{ex}^{lowest} / f_0$  basierend auf der Empfehlung  $\lambda^{lowest} = 2.5 \dots 3$ .
3. Bestimmen von  $f_0$  basierend auf  $\lambda^{lowest}$  und  $f_{ex}^{lowest}$ .
4. Berechnen von  $i$  für  $\lambda^{lowest}$  und diverse Dämpfungsmaße  $\zeta$ , um das  $\zeta$  zu bestimmen, welches  $i \geq i_{req}$  garantiert.

Die Schritte 2 bis 4 benötigen mehrere Iterationsschritte, um  $i \geq i_{req}$  zu erfüllen und eine genügend große Bedämpfung der Resonanzüberhöhung bei  $\lambda = 1$  sicherzustellen.

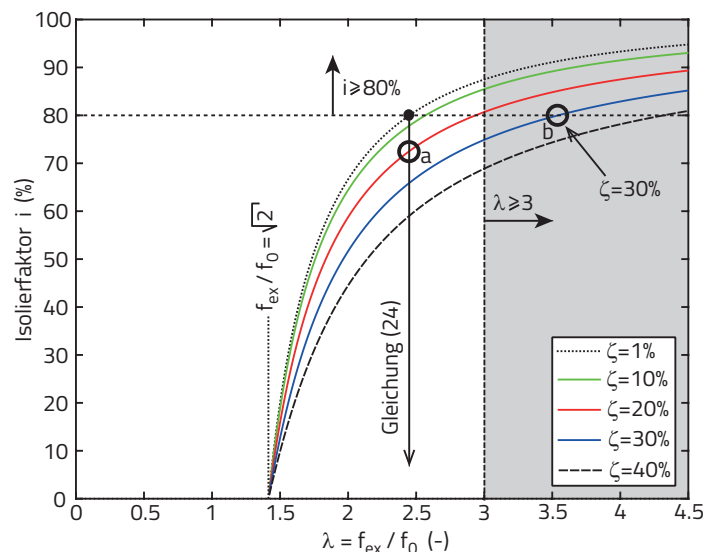


Abb. 9 – Isolierfaktor für verschiedene Dämpfungsmaße  $\zeta$  des Isolationssystems



## Übertragungsfunktion für flexible Strukturen

Die Impedanz  $Z_2$  der Struktur muss für die Berechnung der Übertragungsfunktion  $|\alpha|$  in Betracht gezogen werden, falls (Abb. 10, links):

- die Flexibilität der Struktur nicht vernachlässigbar klein ist,  $Z_2$  also nicht sehr groß ist, und
- die modale Masse  $m_2$  der Struktur weniger als 10-mal die Masse  $m_1$  der Maschine ist.

Für die Herleitung der Übertragungsfunktion  $|\alpha|$  mit Betrachtung der Flexibilität der Struktur muss das Modell des 2-Massenschwingers betrachtet werden, welches sowohl die Dynamik der elastisch gelagerten Maschine wie auch der Struktur beschreiben kann (Abb. 10, rechts). Die Impedanz der Maschine ( $j$ : imaginäre Einheit)

$$Z_1 = j(2\pi f_{ex})m_1 \quad (26)$$

und die Impedanz der Struktur

$$Z_2 = j(2\pi f_{ex})m_2 + c_2 + \frac{k_2}{j(2\pi f_{ex})} \quad (27)$$

führen zu folgender komplexen Übertragungsfunktion

$$\alpha = \frac{1 + 2j\zeta_1\lambda_1}{1 - \frac{\lambda_1^2}{1 + (Z_1/Z_2)} + 2j\zeta_1\lambda_1} \quad (28)$$

mit folgendem Betrag

$$|\alpha| = \frac{F}{F_{ex}} = \frac{1 + (2\zeta_1\lambda_1)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\lambda_1^2 A}{A^2 + B^2}\right)^2 + \left(2\zeta_1\lambda_1 + \frac{\lambda_1^2 B}{A^2 + B^2}\right)^2}} \quad (29)$$

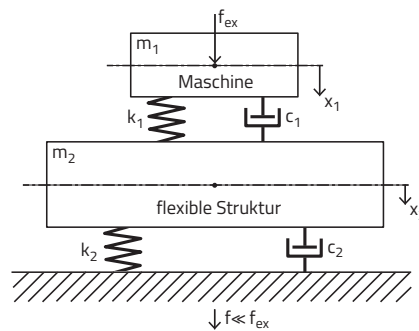
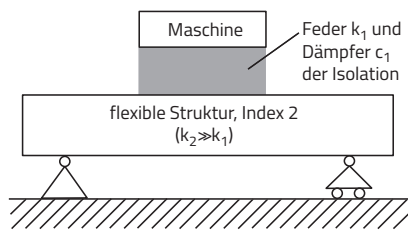


Abb. 10 – Isolation von dynamischen Maschinenkräften bei flexiblen Strukturen

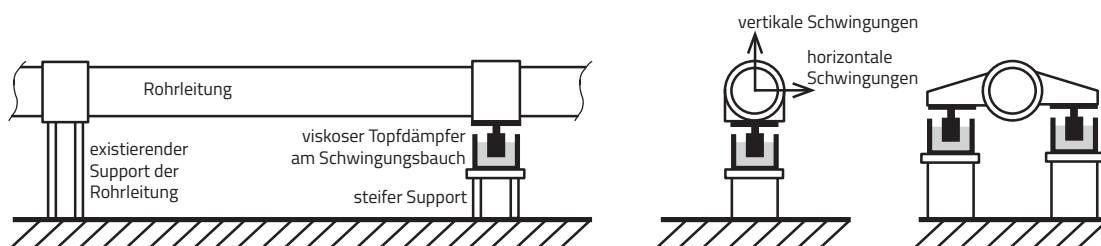


Abb. 11 – Bedämpfung von räumlichen Rohrleitungsschwingungen mittels viskosen Topfdämpfern

wo

$$A = 1 + \frac{m_1 \lambda_2^2 (\lambda_2^2 - 1)}{(1 - \lambda_2^2) + (2\zeta_2 \lambda_2)^2}, \quad B = \frac{2 \frac{m_1}{m_2} \zeta_2 \lambda_2^3}{(1 - \lambda_2^2) + (2\zeta_2 \lambda_2)^2} \quad (30)$$

mit  $\lambda_1 = f_{ex} / f_{0,1}$  und  $\lambda_2 = f_{ex} / f_{0,2}$ .

## Schwingungsbedämpfung von Rohrleitungssystemen

Rohrleitungssysteme von Kraftwerken werden durch Trägheitskräfte von Maschinen über die Bauwerksstruktur und die Rohrleitung-Supports angeregt (Abb. 11). Wegen der grossen Flexibilität und geringen Dämpfung der Leitungen können die Schwingungen inakzeptabel gross sein. Viskose Dämpfer verhindern dies, indem diese die Dämpfung der Rohrleitungen durch ihre Energiedissipation erhöhen. Dabei gilt es folgendes zu beachten:

- Dämpfer-Supports** werden benötigt, um die viskosen Dämpfer am Ort der maximalen kinetischen Energie der Rohrleitungsschwingung, also am Schwingungsbauch der angeregten Eigenform, platzieren zu können.
- Die **Steifigkeit der Dämpfer-Supports** sollte für eine max. Bedämpfungseffizienz des Dämpfers hoch sein.
- Der viskose **Dämpferkoeffizient c** muss **optimal** auf die **Frequenz** der relevanten Eigenschwingung abgestimmt sein.
- Für die Auswahl des Silicon-Öls muss die **Betriebstemperatur** des Öldämpfers mit in Betracht gezogen werden.
- Höherfrequente Eigenschwingungen müssen mit mehreren viskosen Dämpfern bedämpft werden.

## Erschütterungsschutz in Erdbeben-gefährdeten Zonen

### Bauwerksschwingungen durch Erdbeben

Die Schwingenisolation von sensitiven Messinstrumenten wie Mikroskope, Laser, etc. in Gebäuden, welche sich in Erdbeben-gefährdeten Zonen befinden, ist aus folgenden Gründen eine anspruchsvolle Aufgabe (Abb. 12):

- **Primär horizontale Schwingungen:** Erdbeben regen Gebäude primär in horizontaler Richtung an.
- **Große horizontale Schwingamplituden:** im Vergleich zu vertikalen Schwingamplituden von Isolationssystemen im Bereich von einigen  $\mu\text{m}$  können die horizontalen Relativbewegungen in Gleitpendellagern bis 0.5 m betragen.
- **Niederfrequente Anregung:** die meisten Erdbeben haben ihre größte Energiedichte im Bereich von 0.5 Hz bis 2 Hz was deutlich unter dem Frequenzbereich üblicher Isolationssystemen liegt.

### Lösung von MAURER

MAURER als **Spezialist von Bauwerkschutzsystemen** bietet kundenorientierte Lösungen an, wo die Vorteile von Isolationssystemen optimal auf die Funktionsweise von Erdbebenlager abgestimmt sind. Diese Lösungen basieren auf folgenden Ansätzen (Abb. 12):

- **Optimale Auslegung der Erdbebenlager und des Isolationssystems mittels dynamischer nicht-linearer Simulation für Bodenbeschleunigungszeitreihen, welche äquivalent zum spezifizierten Antwortspektrum sind.**
  - Kombination von Gleitpendellagern mit Elastomer-Pads.
- Gleitpendellager ermöglichen grosse Bewegungen des Gebäudes relativ zum Boden, was das Gebäude von der Erdbebenanregung entkoppelt (Schritt a in Abb. 13, 14). Die Reibdämpfung an den Gleitflächen erhöht die Dämpfung des Bauwerks und reduziert damit die Beschleunigungsantwort des Gebäudes zusätzlich (Schritt b in Abb. 13, 14).

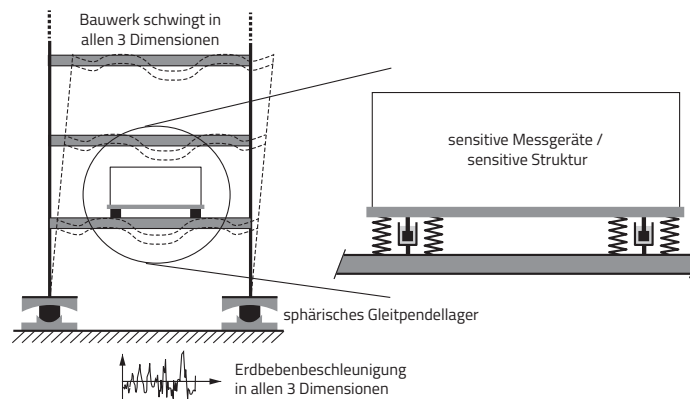


Abb. 12 – Möglicher Lösungsansatz der Schwingungsisolation in Erdbeben-gefährdeten Zonen

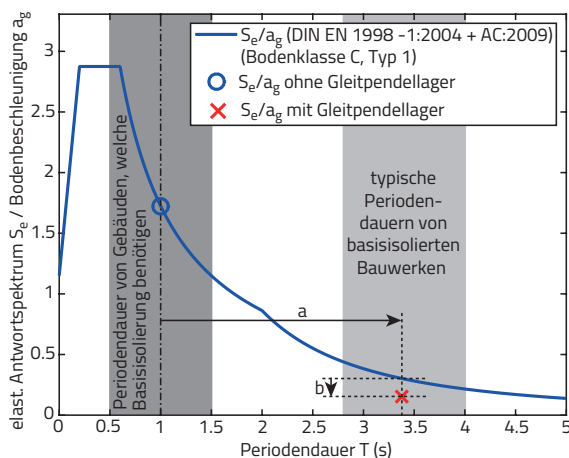


Abb. 13 – Reduktion der horizontalen Gebäudebeschleunigung mittels Gleitpendellager im elastischen Antwortspektrum als Funktion der Periodendauer

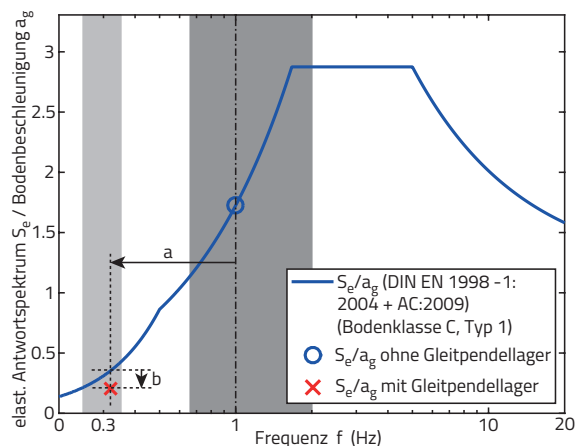


Abb. 14 – Reduktion der horizontalen Gebäudebeschleunigung mittels Gleitpendellager im elastischen Antwortspektrum als Funktion der Frequenz



## Konstruktive Aspekte

### Fundamentplatte

Um sicherzustellen, dass alle **Federpakete in Phase arbeiten**, muss bei biegeweichen Maschinenfundamenten eine zusätzliche, **steife Fundamentplatte** eingefügt werden. Da die Fundamentplatte die Masse der Maschine vergrößert, wird bei gleichen dynamischen Anregungskräften der Maschine die Relativbewegung  $|\beta|$  der Maschine auf den flexiblen Federpaketen kleiner, da der Term  $F_{ex} / (m(2\pi f_{ex})^2)$  in (19) kleiner wird.

### Gleichgewichte von Kraft und Moment

In der Regel wird eine **gerade Anzahl von Federpaketen** für die elastische Lagerung gewählt. Damit alle Federpakete vertikal **ohne Kippbewegungen** arbeiten, muss die vertikale Last auf allen Federpaketen gleich sein

$$\sum_i (F_i) = mg \quad (31)$$

und das aus den Positionen der Federpakete resultierende Moment in beiden horizontalen Richtungen  $x$  und  $y$  muss Null sein

$$\sum_i (F_i x_i) = 0, \sum_i (F_i y_i) = 0 \quad (32)$$

Für das in Abb. 15 gezeigte Beispiel mit Federpaketen in den vier Ecken (1, 1', 3, 3') und dem gegebenen Massezentrum  $x_g$  ergibt die Momenten-Bedingung (32)

$$x_2 = 3x_g - x_3 \quad (33)$$

### Spiralfedern

Grundsätzlich existieren folgende Federtypen:

- Elastomer-Pads sind charakterisiert durch eine kombinierte nicht-lineare Steifigkeit und eine i.d.R. lineare Dämpfung und werden hauptsächlich bei höheren Isolationsfrequenzen  $f_0 > 5$  Hz eingesetzt.

- **Spiralfedern aus Stahl zeigen ein lineares Steifigkeitsverhalten** ( $k_{dyn} = k$ ) und eine **sehr kleine (lineare) Dämpfung** im Bereich von 0.3% bis 0.5%; typische Isolationsfrequenzen sind  $2 \text{ Hz} < f_0 < 10 \text{ Hz}$ .
- Luftfedern für den Einsatz bei tiefsten Isolationsfrequenzen ( $f_0 > 0.5 \text{ Hz}$ ).

Isolationssysteme basierend auf Spiralfedern führen aus folgenden Gründen zu einer optimalen Schwingungs-isolation:

- **dank der linearen Steifigkeit von Spiralfedern** hängt die Isolationswirkung nicht von der Relativamplitude der Federpakete ab,
- **dank der sehr kleinen und linearen Dämpfung von Spiralfedern** kann das Dämpfungsmaß des Isolationssystems über den Topfdämpfer optimal abgestimmt werden,
- Spiralfedern können sehr **genau ausgelegt** werden, und
- Spiralfedern deformieren i.d.R. nicht plastisch.

### Linear-viskoser Dämpfer

Mit Ausnahme von Elastomer Pads wird das spezifizierte Dämpfungsmaß des Isolationssystems mittels Topfdämpfer generiert. Dabei gilt es folgendes zu beachten:

- die Topfdämpfer müssen so konzipiert sein, dass diese in allen 3 Hauptrichtungen Energie dissipieren,
- der gemessene Dämpferkoeffizient muss bei typischer Betriebstemperatur des Topfdämpfers gleich dem spezifizierten Wert  $c$  (7) sein, und
- der Dämpfer-Support muss steif sein.

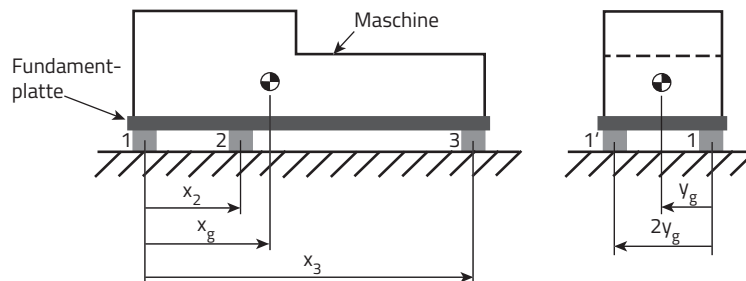


Abb. 15 – Positionen der Federpakete (Beispiel)