

Objektyp: **TableOfContent**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **97/98 (1931)**

Heft 21

PDF erstellt am: **20.05.2024**

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

<http://www.e-periodica.ch>

INHALT: Schwingungsdämpfer. — Reiseindrücke aus den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. — Wohnhaus eines Arztes in Zürich-Wollishofen (mit Tafeln 8 bis 12). — „HYSPA“, I. Schweizerische Ausstellung für Gesundheitspflege und Sport, Bern 1931. — Korrespondenz. — Mitteilungen: Paternosterwerk für Automobil-Parkierung. Anwendung von Elektron-Leichtmetall in der Maschinenindustrie. Installationen des Tagbaubetriebs in der Eisenerzmine Houtte. Spitzendeckung in Dampfkraftwerken

mit Anzapfturbinen. Jubiläumstagung des Vereines deutscher Ingenieure in Köln. Die Gesellschaft selbständig praktizierender Architekten Berns. Schweizerische Elektrolokomotiven grosser Leistung in 25 Jahren der Entwicklung. — Wettbewerbe: Zweite Aarebrücke in Aarau. Protestantische Kirche und Pfarrhaus in Zürich-Wollishofen. Evang. Kirche mit Pfarrhaus in der äusseren Petersgemeinde in Basel. — Literatur. — Schweizer. Verein für die Materialprüfungen der Technik. — Mitteilungen der Vereine.

Band 97

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 21

Schwingungsdämpfer.

Von Prof. Dr. Ing. O. FÖPPL, Braunschweig, Wöhler-Institut.

Man hat sich in den letzten Jahren bemüht, die Störungen, die an einem Maschinenteil durch Impulse im Rhythmus der Eigenschwingungszahl angefacht werden, durch zusätzliche Vorrichtungen zu dämpfen. Man kann auf diese Weise z. B. Biegungsschwingungen mildern, die durch eine umlaufende Maschine an einem Bauteil (z. B. einem Träger) auftreten, oder man kann Drehschwingungen in ihrem Ausschlag verringern, die etwa an einer Dieselmachine infolge der Drehimpulse im Rhythmus der Eigenschwingungszahl der Kurbelwelle auftreten. Die Aufgabe ist in beiden Fällen die gleiche.¹⁾ Sie kann mit ganz ähnlichen Mitteln gelöst werden. Wir können deshalb im nachfolgenden beide Fälle zu gleicher Zeit behandeln.

Das vorliegende Problem hat gerade für die Kurbelwellen von Dieselmachines und Benzinmotoren besonders grosse Bedeutung. Viele Dieselmotorenwellen, Autokurbelwellen oder Flugzeugkurbelwellen erleiden im Betrieb plötzlich und ohne vorhergehende Anzeichen einen Dauerbruch infolge Drehschwingungen, der grosse Wiederherstellungskosten verursacht und unter Umständen auch Menschenleben gefährdet. Im Nachfolgenden werden einfache Mittel besprochen, mit denen man diese Gefahr ganz wesentlich vermindern kann.

Schwingungsdämpfer ohne Resonanz.

In Abb. 1 ist m_1 eine Masse, die an einer Feder c_1 befestigt ist und die zu gradlinigen Schwingungen mit der Eigenschwingungszahl $n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ angeregt wird. Um den Schwingungsausschlag zu dämpfen, kann man an die Masse m_1 ein Verlängerungsstück c_2 befestigen und darauf eine Masse m_2 führen, die durch Reibungskraft R an der Bewegung von m_1 teilnimmt. Die gleiche Anordnung kann man sich auch als Kurbelwelle vorstellen, bei der c_1 das Stück Kurbelwelle rechts vom Knotenpunkt p und m_1 das Trägheitsmoment der Schwungmasse ist. m_2 ist in diesem Falle das Trägheitsmoment einer Dämpfermasse, die durch Reibung von der Kurbelwelle aus beschleunigt und verzögert wird.

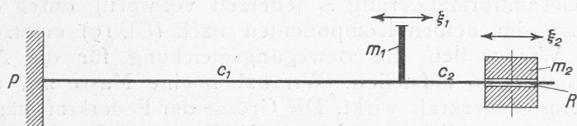


Abb. 1

Wir berechnen zunächst die dämpfende Wirkung der Anordnung nach Abb. 1. Wenn die Reibungskraft R gleich 0 ist, dann nimmt die Masse m_2 an der Bewegung der Masse m_1 in keiner Weise teil. Der Dämpfer hat keine Wirkung. Ebenso versagt der Dämpfer, wenn die Reibung genügend gross ist: Dann macht m_2 die gleichen Bewegungen wie m_1 ohne Phasenverschiebung mit, die Reibungskraft R legt keinen Weg relativ zur Stange c_2 zurück. Es wird also auch keine Arbeit von der Anordnung c_2, m_2 in Wärme umgesetzt.

Wenn aber die Reibungskraft R einerseits nicht null und andererseits nicht kleiner ist als die grösste auftretende Beschleunigungskraft, dann findet eine Bewegung zwischen m_1 und m_2 statt, die mit Energieumsetzung verbunden ist. Wir suchen den Wert, den die Reibung annehmen muss, damit die Dämpfungswirkung den grössten Wert erhält.

¹⁾ O. Föppl: Grundzüge der technischen Schwingungslehre, 2. Auflage 1931.

Die Wege der Massen m_1 und m_2 gegen die Ruhelage nennen wir ξ_1 bzw. ξ_2 . Wir setzen ferner voraus, dass die Reibungskraft R verhältnismässig mit der Relativgeschwindigkeit der beiden Massen anwächst und schreiben:

$$R = k \frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} \dots \dots \dots (1)$$

k ist der Reibungskoeffizient.

Wir nehmen an, die Masse m_1 sei beliebig gross gegenüber der Dämpfermasse m_2 , sodass die Eigenschwingungszahl $n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ der Anordnung c_1, m_1 durch das Aufsetzen des Dämpfers nicht beeinflusst wird. Wir setzen ferner:

$$\xi_1 = \xi_{10} \cos \omega t \dots \dots \dots (2)$$

darin bedeuten ξ_{10} den Grösstauschlag der Masse m_1 und ω die Winkelgeschwindigkeit $\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ der Schwingung.

Die dynamische Grundgleichung für die Masse m_2 lautet:

$$m_2 \frac{d^2 \xi_2}{dt^2} = -k \frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} \dots \dots \dots (3)$$

Bei der Bewegung wird auf das relative Wegstück $\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} dt$ die Arbeit dA umgesetzt, die gleich ist Kraft mal Wegänderung. Während einer vollen Schwingung wird also der Arbeitsbetrag A umgesetzt, den wir gleich setzen können:

$$A = \int_0^{2\pi} k \frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} \frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} dt \dots \dots \dots (4)$$

Das Integral ist zu erstrecken von der Zeit 0 bis zur Zeit $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Wir setzen $\xi_2 - \xi_1 = \eta$ und $\frac{d\eta}{dt} = w$. Aus Gl. (3) wird dann unter Berücksichtigung von Gl. (2):

$$m_2 \frac{dw}{dt} - m_2 \xi_{10} \omega^2 \cos \omega t + kw = 0 \dots \dots (5)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung lautet

$$w = C_1 \sin \omega t + C_2 \cos \omega t \dots \dots \dots (6)$$

Die Integrationskonstanten C_1 und C_2 bestimmen wir durch Einsetzen von Gleichung (6) in Gleichung (5):

$$C_1 m_2 \omega \cos \omega t - C_2 m_2 \omega \sin \omega t + C_1 k \sin \omega t + C_2 k \cos \omega t - m_2 \xi_{10} \omega^2 \cos \omega t = 0 \dots \dots (7)$$

Die Glieder, die $\sin \omega t$ enthalten, und diejenigen, die $\cos \omega t$ enthalten, müssen je für sich zur Befriedigung der Gleichung verschwinden. Daraus folgt

$$C_1 = + \frac{m_2 \omega}{k} C_2 \dots \dots \dots (8)$$

$$\text{und } C_2 \left(\frac{m_2^2 \omega^2}{k} + k \right) = m_2 \xi_{10} \omega^2; C_2 = \frac{k m_2 \omega^2 \xi_{10}}{m_2^2 \omega^2 + k^2} \dots \dots (9)$$

Wir setzen die Werte aus Gleichung (8) und (9) in Gleichung (6) ein und erhalten:

$$w = \frac{m_2 \omega^2 \xi_{10}}{m_2^2 \omega^2 + k^2} (k \cos \omega t + m_2 \omega \sin \omega t) \dots \dots (10)$$

Nach Gleichung (4) wird

$$A = \int_0^{2\pi} \frac{k}{\omega} w^2 d(\omega t) = \frac{k m_2^2 \omega^3 \xi_{10}^2}{(m_2^2 \omega^2 + k^2)^2} (k^2 \pi + m_2^2 \omega^2 \pi) = \frac{\pi k m_2^2 \omega^3}{m_2^2 \omega^2 + k^2} \xi_{10}^2 \dots \dots \dots (11)$$

Um das Maximum an Dämpfungsarbeit, die auf eine Schwingung umgesetzt wird, zu erhalten, setzen wir $\frac{dA}{dk} = 0$. Der so ausgezeichnete Wert für den Reibungskoeffizienten k_0 ist

$$k_0 = m_2 \omega \dots \dots \dots (12)$$