

Aktuelles / NEWS



Messstelle nach §§ 26/28 BImSchG für Geräusche und Erschütterungen

IBS Ingenieurbüro für Schall- und Schwingungstechnik GmbH
Beindersheimer Str. 79
D-67227 Frankenthal/Pfalz
Telefon +49 (0) 6233/37989-0
Telefax +49 (0) 6233/37989-16

e-mail: mail@ibs-akustik.de
home: www.ibs-akustik.de

• TRLV Lärm / Vibration

Am 10. bzw. 23. März 2010 sind die Technischen Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitschutzverordnung (TRLV Lärm und TRLV Vibrationen) im GMBI. veröffentlicht worden. Sie geben den Stand der Technik, Arbeitsmedizin und Arbeitshygiene sowie sonstige gesicherte arbeitswissenschaftliche Erkenntnisse zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen gegen Lärm bzw. Vibrationen wieder. Sie gliedern sich jeweils in einen Teil Allgemeines sowie in die Teile 1 (Gefährdungsbeurteilung), 2 (Messung) und 3 (Maßnahmen).

Die TRLV Lärm bzw. TRLV Vibrationen konkretisieren im Rahmen ihres Anwendungsbereichs Anforderungen der Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung. Bei Einhaltung der Technischen Regeln kann der Arbeitgeber insoweit davon ausgehen, dass die entsprechenden Anforderungen der Verordnung erfüllt sind. Wählt der Arbeitgeber eine andere Lösung, muss er damit mindestens denselben Sicherheits- und Gesundheits-

schutz für die Beschäftigten erreichen.

Die Regelungen der TRLV Lärm beziehen sich auf mögliche Gesundheitsgefährdungen. Da jedoch bei A-bew. Schalldruckpegeln unter 85 dB(A) die Leistungsfähigkeit sowie die Arbeitssicherheit der Beschäftigten bereits beeinträchtigt sein kann, sind in VDI 2058 Bl. 3 zwei weitere Grenzwerte (70 dB(A) und 55 dB(A)) definiert, deren Einhaltung bei der Beurteilung von Lärm am Arbeitsplatz unter Berücksichtigung unterschiedlicher Tätigkeiten mit überprüft werden sollte.

Auch die Regelungen der TRLV Vibrationen beziehen sich nur auf mögliche Gesundheitsgefährdungen. Da jedoch bei Beurteilungsbeschleunigungen unterhalb der Auslösewerte der TRLV Vibrationen Wahrnehmung und Leistungsfähigkeit der Beschäftigten bereits beeinträchtigt sein kann, sind in VDI 2057 Bl. 3 weitere Anhaltswerte definiert, deren Einhaltung bei der Beurteilung von Vibrationen am Arbeitsplatz unter Berücksichtigung unterschiedlicher Tätigkeiten mit überprüft werden sollte.

THEMEN

- TRLV Lärm / Vibration
- Fachbeitrag: "Schwingungsisolierung unter Berücksichtigung der Fundamentimpedanz"
- Themenbezogene und aktuelle Veröffentlichungen
- Seminare 2011

Die Firma IBS verfügt über fachkundige Mitarbeiter im Sinne § 5 LärmVibrationsArbSchV für die Durchführung von Lärm- und Vibrationsmessungen und kann Betriebe bei den Messungen und vor allem bei der Planung und Durchführung von Minderungsmaßnahmen unterstützen.

Kennziffer 1/11/1

• **Fachbeitrag:**
“Schwingungsisolierung unter Berücksichtigung der Fundamentimpedanz“

Der Auslegung von Schwingungsisolierungen liegt i.d.R. das Rechenmodell eines Ein-Massen-Schwingers zu Grunde. Bei der Aufstellung von Maschinen und Geräten wird häufig jedoch nicht bedacht, dass bei der klassischen Auslegung der Schwingungsisolierung z.B. nach VDI 2062 Bl. 1 unterstellt wird, dass der Aufstellungsort eine unendlich große Fundamentimpedanz aufweist. Diese Annahme kann in guter Näherung für entsprechend ausgebildete Maschinenfundamente verwendet werden, trifft aber z.B. auf Leichtbaudecken oder Stahlbaukonstruktionen nicht uneingeschränkt zu.

Der Einfluss der Fundamentimpedanz kann durch die Modellierung eines Zwei-Massen-Schwingers angenähert werden. Nachfolgend wird am Beispiel einer Kältemaschinenaufstellung gezeigt, wie ein Fundamentierungsfehler bereits in der Planungsphase hätte erkannt werden können.

Ein Kaltwassersatz (Bild 1) wurde elastisch vom Fußboden einer Kältezentrale entkoppelt aufgestellt. Der Kaltwassersatz ist elastisch auf sechs Maschinenfüße aufgestellt. In erster Näherung kann davon ausgegangen werden, dass jedes Isolierelement mit 1/6 des Eigengewichtes des Kaltwassersatzes (ca. 2170 kg pro Federelement) belastet wird. Der Federkennlinie des vom Hersteller der Kältemaschine empfohlenen Isolierelements kann entnommen werden, dass sich bei dieser Belastung eine Abstimmfrequenz f_1 der elastischen Lagerung von ca. 11 Hz ergibt. Bezogen auf die Drehfrequenz als Haupterregerkomponente der Kältemaschine ($n = 2985$ 1/min, $f_e = 50$ Hz) lässt sich nach der klassischen Theorie des Ein-Massen-Schwingers nach VDI 2062 Bl. 1 mit den vom Hersteller empfohlenen Isolierelementen ein Einfügungsdämmmaß von $\Delta L = 25$ dB erwarten.

Der Fußboden der Kältezentrale ist allerdings kein entsprechend ausgebildetes Maschinenfundament, sondern eine Stahlbaukonstruktion mit endlicher Fundamentimpedanz, die Eigenfrequenzen unterhalb von 100 Hz aufweist. Die 1. Eigenfrequenz des Kältezentralenfußbodens kann prinzipiell messtechnisch mit Hilfe eines Anschlagversuchs ermittelt werden (Bild 2). Sie kann aber auch im Bereich des Trägers aus den geometrischen Daten und dem Flächenträgheitsmoment des Trägers unter Berücksichtigung des versteifenden Effektes der Stahl-Bodenplatten berechnet werden. Im vorliegenden Fall wird die 1. Eigenfrequenz mit $f_2 \approx 39$ Hz abgeschätzt (ohne Kältemaschine).

Berechnet man die gekoppelten Eigenfrequenzen eines Zwei-Massen-Schwingers, berechnen sich diese mit $m_1 = 3246,5$ kg (reduzierte Erregermasse; ca. 1/4 der Gesamtmasse des Kaltwassersatzes) und $m_2 = 416$ kg (reduzierte Masse des Stahlträgers; ca. 1/2 der Gesamtmasse des Trägers) zu $f_{01} = 9,2$ Hz und $f_{02} = 56,7$ Hz.

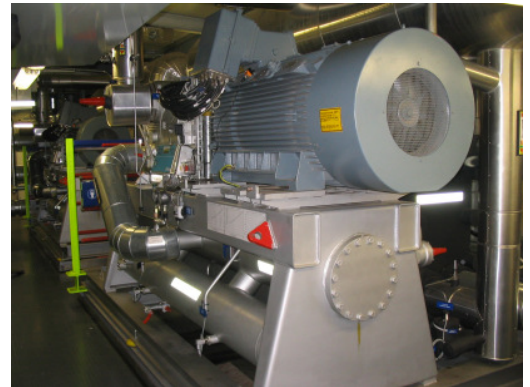


Bild 1: Schwingungs isoliert aufgestellte Kältemaschine in einer Technikzentrale auf dem Dach eines Produktionsgebäudes

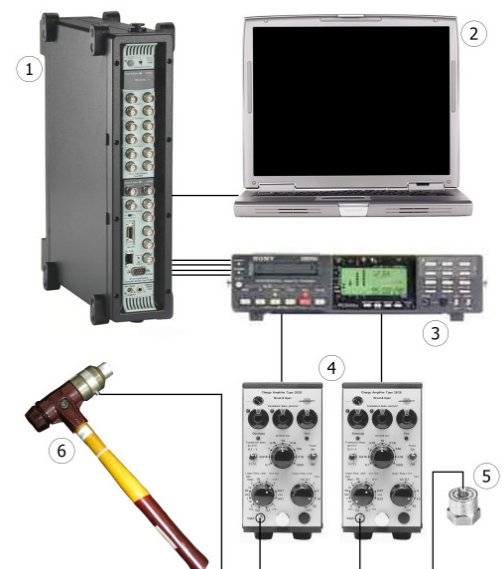
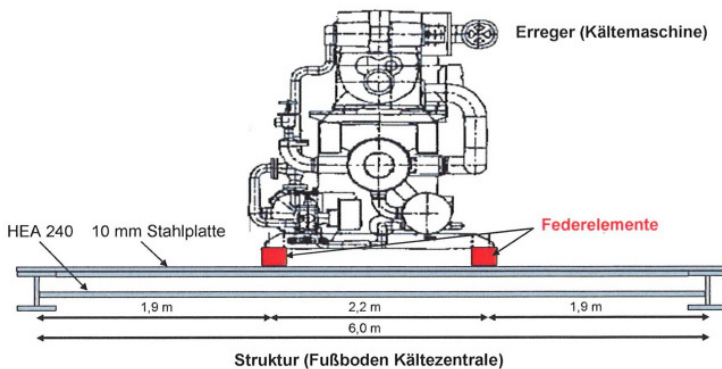


Bild 2: Messgeräte zur Ermittlung der Eigenfrequenz (1+2 Mehrkanal-FFT-Analysator, 3 DAT-Rekorder, 4 Ladungsverstärker, 5 Beschleunigungsaufnehmer, 6 Impulshammer)

Theorie des Zwei-Massen-Schwingers



• **Fachbeitrag: “Schwingungsisolierung unter Berücksichtigung der Fundamentimpedanz“ (Fortsetzung)**

$$f_{01} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \left[(1 + \mu) \cdot (f_1^2 + f_2^2) - \sqrt{1 + \mu} \cdot \sqrt{\mu \cdot (f_1^2 - f_2^2)^2 + (f_1^2 + f_2^2)^2} \right]}$$

$$f_{02} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \left[(1 + \mu) \cdot (f_1^2 + f_2^2) + \sqrt{1 + \mu} \cdot \sqrt{\mu \cdot (f_1^2 - f_2^2)^2 + (f_1^2 + f_2^2)^2} \right]}$$

mit:

- f_{01}, f_{02} gekoppelte Eigenfrequenzen des Zwei-Massen-Schwingers in Hz
- f_1 Abstimmfrequenz der Federelemente in Hz
- f_2 1. Eigenfrequenz der Struktur in Hz (ohne Maschine)
- μ Massenverhältnis $\mu = m_2/m_1$
- m_1 reduzierte Erregermasse in kg
- m_2 reduzierte Masse der Struktur in kg

$$\Delta L = D(f) = 20 \cdot \log \frac{v_{\text{starr}}(f)}{v_{\text{elastisch}}(f)} = 20 \cdot \log \frac{1}{|\alpha(f)|} \text{ dB}$$

Die gekoppelte Eigenfrequenz f_{02} liegt im Bereich der Haupterregerfrequenz der Kältemaschine und lässt daher ein Resonanzproblem erwarten. Betrachtet man in Bild 3 den berechneten Verlauf des sog. Amplitudenfrequenzgangs $|\alpha(f)|$, erkennt man die “fatale“ Wirkung der endlichen Fundamentimpedanz des Kältezentralenfußbodens. Wäre die Kältemaschine starr auf dem Fußboden aufgestellt, würde sich ein $|\alpha(f)| = 1$ ergeben. Durch die elastische Aufstellung würde bei einer unendlichen Fundamentimpedanz der Amplitudenfrequenzgang eines Ein-Massen-Schwingers (blaue Kurve) erwartet. Die Nachgiebigkeit des Kältezentralenfußbodens führt jedoch zu einer endlichen Fundamentimpedanz, die sich mit dem Amplitudenfrequenzgang eines Zwei-Massen-Schwingers (rote Kurve) nachbilden lässt.

Bezogen auf die Erregerfrequenz der Kältemaschine ($f_e = 50 \text{ Hz}$) lässt sich nach der Theorie des Zwei-Massen-Schwingers ein Einfügungsdämm-Maß von $\Delta L = -1,1 \text{ dB}$, also im Vergleich zur starren Aufstellung sogar eine Verschlechterung der Situation erwarten. Das Problem ist im vorliegenden Fall somit nicht auf ungeeignete Federelemente, sondern auf eine Fehlfundamentierung zurück zu führen. Ausgewirkt hat sich dies u.a. in einem erhöhten Lager- und Gleitringdichtungsverschleiß an der Kältemaschine sowie schwingungsbedingten Schäden an den umstehenden Regelelektroniken.

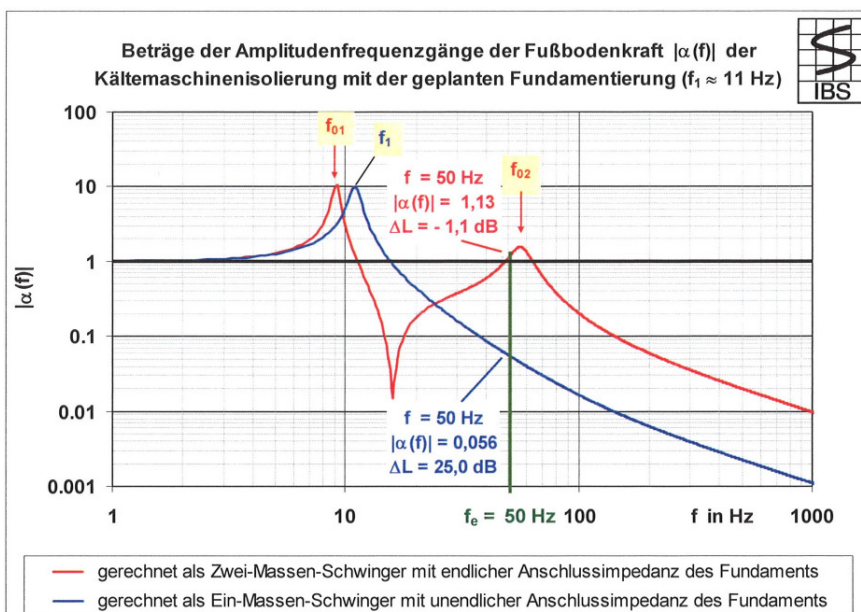


Bild 3: Beträge der Amplitudenfrequenzgänge in Abhängigkeit von der Frequenz

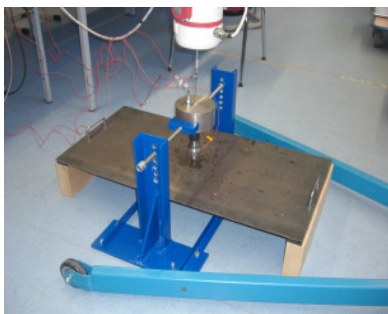
Kennziffer 1/11/2

• Themenbezogene und aktuelle Veröffentlichungen

Ein erweiterter Ansatz zur Schwingungs- und Körperschallisolierung

Teil 1: Schwingungsisolierung

Gholam Reza Sinambari



Die Wirksamkeit von Federelementen bei der Schwingungs- und Körperschallisolierung ist maßgebend von der Fundament- bzw. Anschlussimpedanz abhängig. Üblicherweise wird eine unendliche Anschlussimpedanz (klassische Schwingungsisolierung) vorausgesetzt. Dies kann je nach tatsächlicher Struktur- bzw. Fundamentimpedanz, z.B. bei Maschinenaufstellungen auf Decken bzw.

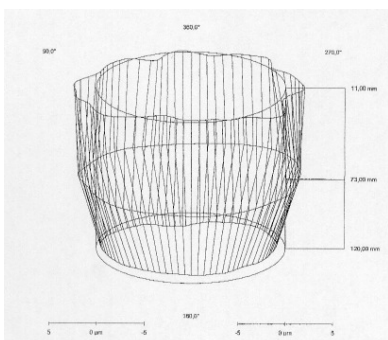
Balken, zu erheblichen Fehlern führen. Basierend auf Modelluntersuchungen wurden erweiterte Ansätze für die Schwingungs- und Körperschallisolierung erarbeitet und durch experimentelle Untersuchungen überprüft.

(Artikel Zeitschrift für Lärmbekämpfung, Bd. 6, 2011, Heft Nr. 2)

Kennziffer 1/11/3

Entstehung und Vermeidung von Ratterschwingungen an einer Honmaschine

Gholam Reza Sinambari, Alfred Walter, Udo Thorn



Um bei der Neuentwicklung einer Honmaschine das Auftreten von unerwünschten Rattermarken in den Zylinderbohrungen eines Zylinder-Kurbelwellengehäuses zu vermeiden, wurden an einer Serien-Honmaschine experimentelle schwingungstechnische Untersuchungen durchgeführt. Die Untersuchungen haben ergeben, dass es prinzipiell in Folge einer Modenkopplung

zwischen den Torsionsschwingungen der Honspindel und den Biegeschwingungen des auf einer Schwenkeinheit montierten Zylinder-Kurbelwellengehäuses zu Ratterschwingungen kommen kann. Im Rahmen dieses Beitrags werden die für die Untersuchung eingesetzten speziellen Messtechniken sowie die erarbeiteten Maßnahmen zur Vermeidung bzw. Verminderung der Ratterschwingungen vorgestellt. Die Wirksamkeit einiger in Frage kommender Maßnahmen zur Vermeidung von Rattermarken wird an Hand von Messergebnissen angegeben.

(Beitrag zur Tagung Maschinenakustik 2010, VDI-Berichte Nr. 2118, 2010)

Kennziffer 1/11/4

• Seminare 2011

Seminarveranstaltungen der IBS GmbH bzw. unter Beteiligung der IBS GmbH:

➤ **Konstruktionsakustik I**
2-tägiges Grundlagenseminar

Termin: 23. - 24.05.2011
Fachhochschule Bingen

(bei Bedarf auch als Inhouse-Seminar beim Kunden)

Kennziffer 1/11/5

➤ **Konstruktionsakustik II**
2-tägiges Aufbau-seminar

Termin: 20. - 21.06.2011
Fachhochschule Bingen

Kennziffer 1/11/6

➤ **Lärminderung durch Körperschallreduzierung**

Termin: 22. – 23.09.2011
Haus der Technik, Essen

Kennziffer 1/11/7

➤ **Entwicklung geräuscharmer Geräte**
Grundlagen – Technologien – Projektbeispiele

Termin: 19. – 20.09.2011
Hansa Apart Hotel, Regensburg

Kennziffer 1/11/8

➤ **Schall- und Schwingungsminderung mit Schwerpunkt Schallschutz bei gebäudetechnischen Anlagen**
1-tägiges Seminar

Termin: bei Bedarf, auch als Kunden-Inhouse-Seminar

Kennziffer 1/11/9