

Aus dem Emissionsschallleistungspegel L_W einer Quelle Q , den man unter Freifeldbedingungen nach DIN 45 635-1984 bzw. ISO 3745-2003 bestimmen kann, lässt sich der Immissionsschalldruckpegel L in ihrer näheren oder weiteren Umgebung, hier freilich nur schematisch, beschreiben durch:

$$\begin{aligned}
 L = & L_W - \Delta L_Q + DI + 10 \lg v + 10 \lg n \\
 & - 20 \lg s - \sum_i D_i \\
 & - 20 \lg f m \\
 & - 10 \lg A + \Delta L_R + \Delta L_S + \Delta L_T + \text{const.}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

Darin bedeuten die ersten fünf Terme Eigenschaften der Quelle(n) selbst, die folgenden zwei den Ausbreitungsweg im Freien, der achte den Schalldurchgang durch ein Bauteil, die verbleibenden Terme den Einfluss des Empfangsraums und die Konstante steht für Details der jeweiligen Übertragung. $\Delta L_Q(f)$ symbolisiert eine mögliche (frequenzabhängige) Lärminderung an der Quelle, bei einem Gerät z. B. durch direkten Eingriff in den Entstehungsmechanismus, durch Kapselung oder/und Schalldämpfer. Da es leichter fällt, den weltweit allein maßgeblichen A-bewerteten Schallpegel durch Maßnahmen bei höheren Frequenzen zu senken, verschieben Minderungsmaßnahmen das Maximum in den Lärmspektren regelmäßig zu niedrigeren Frequenzen.

Die Richtwirkung („directivity index“) $DI(f)$ der Quelle, z. B. ein über eine Schornsteinmündung abstrahlender Ventilator, kann ein weiterer Grund sein, warum sich bei den immissionswirksamen Abstrahlwinkeln (typischerweise zwischen 80° und 100°) die tiefen

Frequenzen gegenüber den hohen um entscheidende 10 dB stärker bemerkbar machen (Abb. 18.29).

Wenn eine in alle Richtungen gleichförmig abstrahlend angenommene Quelle nicht frei ($v = 1$), sondern über einer vollständig reflektierenden Fläche ($v = 2$), von einer Kante aus ($v = 4$) oder aus einer Ecke heraus ($v = 8$) abstrahlt, kann man dies näherungsweise frequenzunabhängig mit $10 \cdot \lg \cdot v$ berücksichtigen. Auch ein Schalltrichter oder ein Kan-zeldach können menschliche Stimmen in einer bestimmten Richtung zusätzlich verstärken.

Die Zahl n steht für eine variable Menge gleicher Quellen (etwa für den Einfluss der Verkehrsdichte auf Straßen und Schienen sowie in der Luft). Beim Kommunizieren und Musizieren Vieler (z. B. in Callcentern, Klassenzimmern und Speisesälen) darf man aber nicht von einer einfachen Pegelerhöhung gemäß $10 \cdot \lg \cdot n$, sondern muss von einer regelmäßig viel stärkeren ausgehen (s. Abschn. 13.1.4 und 13.1.6), die hier nur durch $\Delta L_T(f)$ und $\Delta L_S(f)$ als Einfluss von ungeeigneten Nachhallzeiten und Störgeräuschen im Raum angedeutet sind.

Das immer stark in die Abschätzung eingehende Abstandsmaß $20 \cdot \lg \cdot s$, im Freien z. B. mit 6 dB Abnahme pro Verdoppelung der Entfernung s , ist natürlich frequenzunabhängig. Dagegen sind die meisten Dämpfungs- und Abschirmungseffekte $D_i(f)$ auf dem Ausbreitungsweg bei hohen Frequenzen weitaus stärker als bei tiefen. Auch eine mögliche Dämmung durch leichte Bauteile, z. B. Fenster, wächst zwar mit ihrer Masse m etwa wie $10 \cdot \lg \cdot m$ an, fällt aber wie $20 \cdot \lg \cdot f$ mit der Frequenz f ebenso stark ab. Schließlich findet der in einen geschlossenen Raum eingedrungene Lärm dort eine Absorptionsfläche $A(f)$ vor, die bei tiefen Frequenzen wiederum fast immer viel geringer ist als bei hohen.

Man muss also davon ausgehen, dass selten das im Freifeld nahe der Quelle gemessene Emissionsspektrum für die eigentliche Lärmbelastung in ihrer Nachbarschaft maßgeblich ist. Je größere Entfernungen und je mehr Hindernisse die Schallwellen auf ihrem Weg zum jeweiligen Immissionsort zu überwinden haben, umso stärker treten die tiefen Frequenzanteile in den Vordergrund. Diese werden dann oftmals als besonders lästig wahrgenommen, auch wenn die A-Bewertung dieses Problem in der Praxis leider oft verschleiern. Auch die von den einschlägigen Normen und Richtlinien gestützte Gewohnheit, Schallpegel, -dämmung und -dämpfung nur bis 125 oder 100 Hz zu messen und erst oberhalb 250 oder 500 Hz schärfer zu bewerten, hat zwar zu schalldämpfenden und -dämmenden Bauteilen mit eindrucksvollen Einzahlangaben wie dem bewerteten Absorptionsgrad α_w (Abb. 13.11) oder Schalldämmmaß R_w (Abb. 11.5) geführt. Tatsächlich bleibt ihre Wirksamkeit im Einsatzfall aber oft weit hinter der dadurch beim Anwender geweckten Erwartung zurück, weil man eben nicht einfach die Einzahlangaben für die Quellen und Übertragungswege addieren oder subtrahieren darf, sondern bei einer ernsthaften bau- und raumakustischen Planung die jeweilige spektrale Charakteristik aller Terme in Gl. 2.1 berücksichtigen muss.

Häufig ist das Problem bei tiefen Frequenzen sogar noch gravierender: Zum einen verdanken zweischalige Bauteile wie Fenster, Türen und Fassaden ihre hohe Dämmung bei mittleren und hohen Frequenzen, die ihnen bei der üblichen Einzahlbewertung so zugutekommt, einer Masse-Feder-Resonanz bei Frequenzen unter 100 Hz, bei der ein praktisch ungehinderter Schalldurchgang von der lauten zur leiseren Seite erfolgen kann (s. Abschn. 3.7; Fuchs et al. 2007). Zum anderen kann der tieffrequente Schallpegel, insbesondere in kleineren Räumen, Hohlraum- oder Eigenresonanzen gewaltig anregen und auch

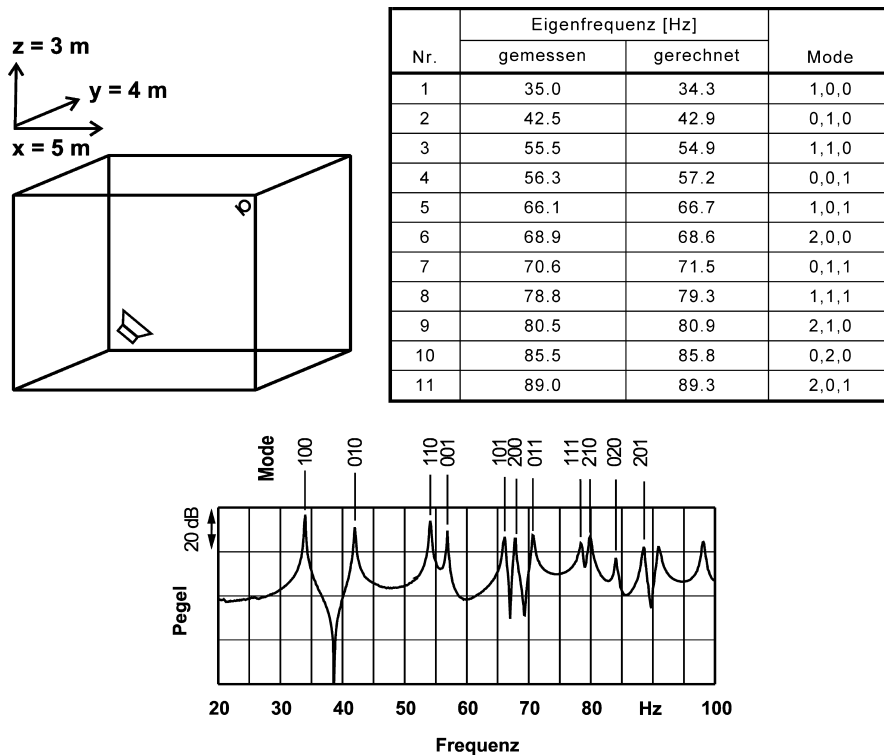


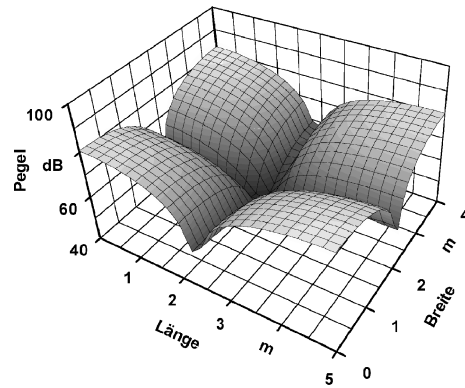
Abb. 2.1 Eigenfrequenzen und Übertragungsfunktion in einem ungedämpften Quader Raum mit $V = 60 \text{ m}^3$. (Nach Fuchs et al. 1998)

dadurch bei bestimmten Frequenzen eine u. U. wesentliche Verstärkung ($\Delta L_R(f)$ in Gl. 2.1) verursachen. Wenn er also nicht breitbandig genug bedämpft wurde, kann jeder Raum zu einem akustischen Horrorkabinett werden, sowohl für von außen eindringende als auch für innen erzeugte Geräusche. Dieser Einfluss erschwert auch jede Messung bei den tiefen Frequenzen (s. Kap. 13 und 14; Fuchs et al. 1998).

In nicht unbedingt allseitig geschlossenen Räumen treten Eigenresonanzen am deutlichsten in Erscheinung, wenn mindestens eine ihrer Dimensionen kleiner als etwa 5 m ist, also auch in sog. Flachräumen wie z. B. Großraumbüros (s. Abschn. 13.6). Im Frequenzbereich zwischen 200 und 50 Hz, gegebenenfalls bis 31 Hz herunter, bilden sich dann stehende Wellen (Moden) aus, ähnlich denen im zweidimensionalen Feld (Kap. 3, Tab. 3.1). Abb. 2.1 zeigt z. B. für einen quasi unbedämpften $5 \times 4 \times 3 \text{ m}$ großen Quader Raum in einer zwischen zwei diagonal gegenüberliegenden Ecken gemessenen Übertragungsfunktion kaum mehr als zehn stark hervortretende Resonanzen (Cremer et al. 1976, dort Kap. 11) bei

$$f_{n_x, n_y, n_z} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}; n_x, n_y, n_z = 0, 1, 2 \dots \quad (2.2)$$

Abb. 2.2 Pegelverteilung der Mode (1,1,0) bei $f = 55$ Hz, 1,3 m über dem Boden des in Abb. 2.1 dargestellten schwach bedämpften Raums



mit der Schallgeschwindigkeit c_0 . Wenn Resonanzen in benachbarten Räumen und in den trennenden Bauteilen etwa zusammenfallen, dann kann diese starke Wechselwirkung der Quellen mit dem Raum und den Bauteilen in ihrer näheren oder weiteren Umgebung mit $\Delta L_R = 10\text{--}30$ dB in Gl. 2.1 bei tiefen Frequenzen sehr dramatisch ausfallen.

In Abb. 2.2 ist z. B. die Pegelverteilung in einer Ebene 1,3 m über dem Boden für die 1,1,0-Mode bei 55 Hz dargestellt mit einer maximalen Differenz von fast 40 dB zwischen der Mitte und den vier Kanten des fensterlosen Raumes, der durch sorgfältige Entdröhnung der inneren Schale seiner Schalldämmtür rundum schallhart gemacht wurde. Wenn man seine unvermeidbare Wandabsorption bei jeder einzelnen Mode n , z. B. als Halbwertsbreite $\delta_n = 2 \cdot \pi \cdot \Delta f_n$ (Kurtze et al. 1975, dort S. 65) aus ihrer Nachklingzeit (für 60 dB) T_n in s (Cremer et al. 1976, dort Kap. 9), als

$$\delta_n = \frac{6,9}{T_n} \quad (2.3)$$

(z. B. aus Messungen wie von Zha et al. 1996 beschrieben) in der Rechnung berücksichtigt, lässt sich das Schallfeld in diesem Referenzraum für zahlreiche Untersuchungen bei sehr tiefen Frequenzen in guter Übereinstimmung mit Messungen bestimmen. Die Abb. 2.3 veranschaulicht durch Schwärzung die dreidimensionale Pegelverteilung der Moden (1,0,0), (1,1,0), (1,1,1) in einem Rechteckraum. Aber jeder schallhart belassene Raum, auch völlig unsymmetrische Schallkapseln für laute Maschinen, Fahrgasträume von Kraftfahrzeugen, Studios für die Aufnahme und Bearbeitung von Audioproduktionen und Hallräume zum Messen des Absorptionsgrads von Bauteilen sowie der Leistung von Schallquellen, ja sogar Freifeldräume zeigen bei tiefen Frequenzen ein ganz ähnliches Verhalten (Zha et al. 2009): Der Raum dröhnt (im Englischen spricht man sehr bildhaft und treffend von „booming modes“); alle darin wirksamen Quellen werden selektiv verstärkt bzw. in Klangentfaltung und Abstrahlverhalten stark beeinflusst. Einfache Lautsprecher, die gemäß Gl. 3.2 im Freifeld z. B. bei 63 Hz mit ihrer Membran dynamisch gegen eine Luftmasse von etwa $1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ arbeiten, können natürlich ebenfalls nicht mehr linear

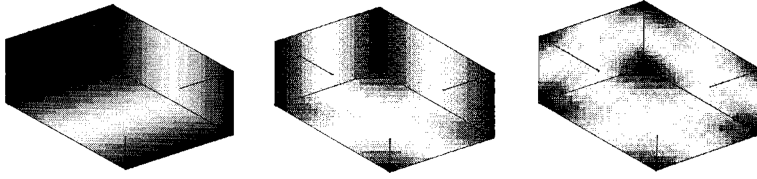


Abb. 2.3 Dreidimensionale Darstellung der niedrigsten axialen (1,0,0), lateralen (1,1,0) und obliquen (1,1,1) Moden in einem Rechteckraum

abstrahlen. Dass dieses physikalische Phänomen nicht nur in rechtwinkligen, sondern genauso in Räumen mit schräg zueinanderstehenden Reflexionsflächen auftritt, zeigen Rechenergebnisse in Abb. 2.4. Reproduzierbare Normmessungen sind unter diesen Umständen nur mit besonderen Vorkehrungen möglich, die von Zha et al. (1996) und Fuchs et al. (1998) eingehender diskutiert werden.

Bei höheren Frequenzen treten die Resonanzen immer dichter zusammen und verursachen immer geringere Pegelspitzen, wie man in Abb. 2.1 andeutungsweise erkennen kann. Für einen Quaderraum mit $l_x > l_y > l_z$ bzw. einen Würfel ergibt sich die tiefste Resonanz bei

$$f_1 = \frac{c_0}{2l_x} \quad \text{bzw.} \quad f_1 = \frac{c_0}{2\sqrt[3]{V}}. \quad (2.4)$$

Unterhalb dieser unteren Grenzfrequenz verhält sich der Raum zunehmend wie eine als Ganzes und gleichphasig anregbare Druckkammer. Oberhalb f_1 dominieren die Modalfelder. Zwischen zwei Resonanzen nach Gl. 2.1 lässt sich der Raum hier, auch mit einem Sinus-Ton, praktisch nicht anregen, z. B. mit einem Kontrabass auch kaum bespielen.

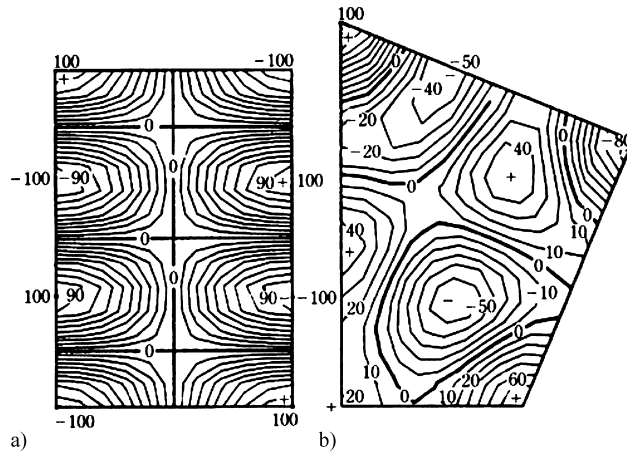
Ab einer nicht so eindeutig bestimmbaren höheren Frequenz, die nach M. R. Schröder benannt ist,

$$f_S > (1200 - 4000) \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (2.5)$$

(der höhere Zahlenwert nach Schröder (1954), der niedrigere nach Vorländer (2008), dort Gl. 4.13), und ein mittlerer von 2000 z. B. nach Schröder (1996) und Kuttruff et al. (2004, dort Gl. 11.3) mit dem Volumen V in m^3 und der Nachhallzeit T in s des Raums, rücken die Resonanzen so eng zusammen, dass z. B. innerhalb einer Terz bereits genügend enthalten sind und deshalb, auch bei geringer Dämpfung, das Schallfeld wenigstens für die genormten raum- und bauakustischen Messungen als gleichförmig (diffus) anzusehen ist. Nach Fazenda et al. (2008) liegt dieser Übergang von der Wellen- zur statistischen Raumakustik für Anforderungen in kleineren Studios allerdings bei deutlich noch höheren Frequenzen. Von Bies et al. (1996) wird die Zunahme der Eigenfrequenzen N zwischen 0 und f nach

$$N = \frac{4\pi}{3c_0^3} f^3 V + \frac{\pi}{4c_0^2} f^2 S + \frac{1}{8c_0} f L \quad (2.6)$$

Abb. 2.4 Die Modenstruktur in zweidimensionalen Schallfeldern zwischen rechtwinkligen (a) und nicht rechtwinkligen Reflexionsflächen (b) berechnet für 81 bzw. 86 Hz. Dünn Linien gleichen Schallpegels, dick Nulldurchgänge der stehenden Wellen. (Nach van Nieuwland et al. 1979)



mit dem Volumen $V = l_x \cdot l_y \cdot l_z$ in m^3 , der Fläche $S = 2 \cdot (l_x \cdot l_y + l_x \cdot l_z + l_y \cdot l_z)$ in m^2 und der Kantenlänge $L = 4 \cdot (l_x + l_y + l_z)$ in m eines Quaderums angegeben. Für Messungen mit relativ konstanter Bandbreite $\Delta f / f_m$ kann man die Eigenfrequenzdichte ΔN (bezogen auf die jeweilige Bandbreite Δf) abhängig von der Bandmittenfrequenz f_m in Hz abschätzen nach

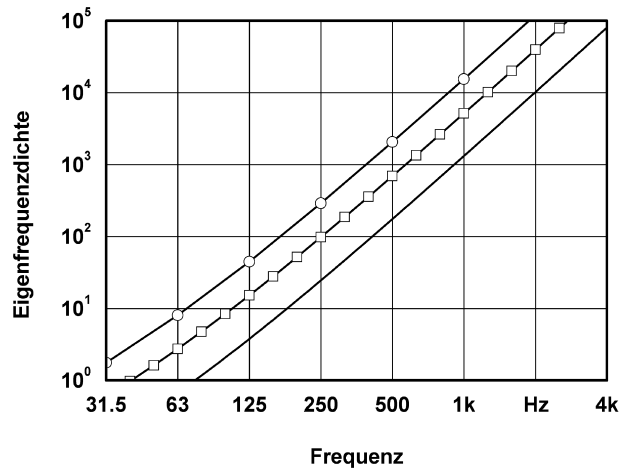
$$\Delta N = C_3 \left(\frac{f_m}{c_0} \right)^3 V + C_2 \left(\frac{f_m}{c_0} \right)^2 S + C_1 \frac{f_m}{c_0} L \quad (2.7)$$

mit den in Tab. 2.1 für verschiedene Bandbreiten angegebenen Konstanten. Für den Referenzraum zeigt Abb. 2.5 die in Abhängigkeit von der Frequenz zu erwartende Modendichte. Terzmessungen genügen den meisten Anforderungen der Raum- und Bauakustik. Oktavmessungen sind dagegen, insbesondere bei tiefen Frequenzen, meistens unzureichend. Im Vergleich dazu erfüllen Ein-Zwölftel-Oktav-Messungen auch höhere Anforderungen im Bereich des technischen Schallschutzes. Näherungsweise gilt Gl. 2.7 auch für von der Quaderform abweichende Räume, wenn auch nicht für ausgesprochene Flachräume.

Tab. 2.1 Konstanten zur Berechnung der Eigenfrequenzen eines Raums innerhalb einer vorgegebenen Bandbreite nach Gl. 2.7

$\Delta f / f_m$	C_3	C_2	C_1
$1 / \sqrt{2}$ Oktave	8,89	1,11	0,087
$1 / \sqrt[3]{2}$ Terz	2,96	0,37	0,029
$1 / \sqrt[12]{2}$ Halbton	0,74	0,09	0,007

Abb. 2.5 Eigenfrequenzdichte ΔN nach Gl. 2.7 und Tab. 2.1 für den Quader Raum gemäß Abb. 2.1 bei Messungen in Oktaven (\circ), Terzen (\square) oder mit Halbtönen (Ein-Zwölftel-Oktaven)



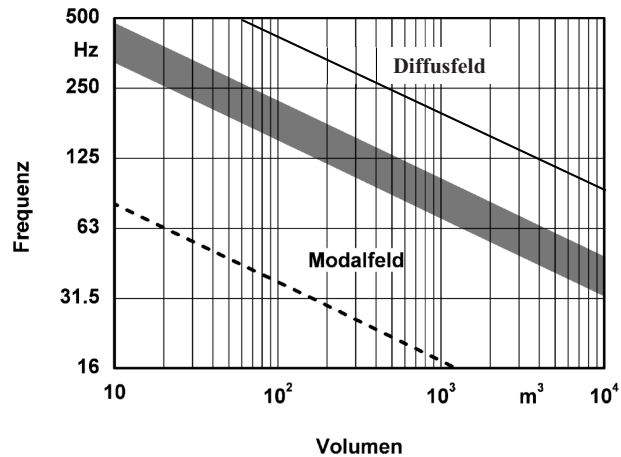
Eine zweite Grenzfrequenz, oberhalb der in schwach bedämpften Räumen ein Diffusfeld angenommen werden darf, wird nach Cremer et al. (1978) und Morse et al. (1968) bzw. DIN 52 212-1961 etwas unterschiedlich angegeben:

$$f_s = \frac{3 c_0}{\sqrt[3]{V}} \quad \text{bzw.} \quad f_s = \frac{2 c_0}{\sqrt[3]{V}}. \quad (2.8)$$

Diese Unsicherheit ist in der vereinfachten Darstellung von Abb. 2.6 durch den Graubereich angedeutet. Für die Quader Räume, auf die sich die gängigen bauakustischen Prüfungen im Labor fast ausnahmslos beziehen, ist selbst die erstgenannte Grenzfrequenz noch als optimistisch einzustufen. Erfahrene Messtechniker trauen ihren Messungen in einem 400 m³ großen Hallraum oft bereits ab 250 Hz abwärts nicht mehr so recht. In Annex D von ISO 3741-1999 wird entsprechend der durchgezogenen Kurve in Abb. 2.6 eine kritische Grenze schon bei 2000/V^{1/3} gezogen.

Eine Unterdrückung der in vieler Hinsicht störenden Raummoden, z. B. mit aus dem Studiobereich bekannten Bassfallen (s. z. B. Everest 1994, dort Fig. 19-4), würde viel Volumen beanspruchen. Von Cummings (1992) stammt die Idee, mit einer Anordnung kompakter Resonatoren aus dem Modalfeld gezielt Schallenergie „abzusaugen“. Ihre Wirkung bestünde in einem zweiten Modalfeld in Antiphasse zum ersten. Was man mit diesem aktiven Ansatz praktisch erreichen kann, wird in Abschn. 8.3 nach Zimmermann (2003) angesprochen. Was man für ausgedehnte flächige Absorber z. B. in Freifeldräumen, die hier ebenfalls u. a. die Modenanteile ganz unterschiedlich angeregter Schallfelder absorbieren müssen, hat sich eine ortsabhängige Wellenfeldberechnung mit einem Spiegelquellenmodell nach Zha et al. (2009) bewährt (s. Abschn. 15.3.2). Wie man schließlich mit passiven Kantenabsorbern die Raummoden sehr wirksam bändigen kann, wird in Abschn. 10.3 und Kap. 14 diskutiert.

Abb. 2.6 Frequenzbereiche für ein vorwiegend modales bzw. diffuses Schallfeld in einem halligen Raum in Abhängigkeit vom Volumen; Übergangsbereich gemäß Gl. 2.8, gemäß *ISO 3741-1999* (—), erste Eigenresonanz des Raums gemäß Gl. 2.2 (---)

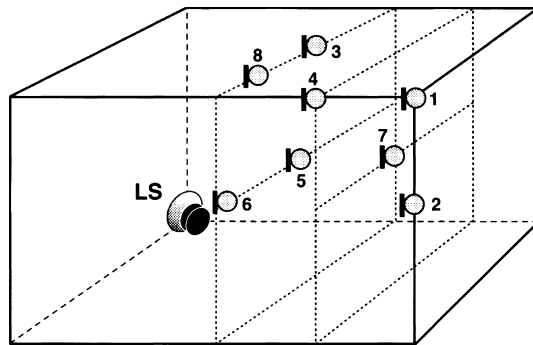


Bei der Entwicklung spezieller Breitbandabsorber und zum Vergleich der Wirksamkeit ihrer verschiedenen Bauformen hat sich ein Messverfahren nach Zha et al. (1996) im Quader Raum für den Bereich (a) sehr geringer Eigenfrequenzdichte ($\Delta N < 5$ pro Terz) gut bewährt. Dazu bestimmt man, ähnlich wie in einer Hallkammer (Cremer et al. 1976, dort S. 258), die bereits zur Bestimmung der Modendämpfung in Gl. 2.3 eingeführte Nachklingzeit an sorgfältig der Modenstruktur angepassten Messpunkten (Abb. 2.7) mit Sinusanregung einmal ohne ($T_{n,0}$) und zum anderen mit ($T_{n,m}$ in s) dem Prüfling in den Ecken und Kanten des Raums. Man kann dann, in Analogie zum Hallraumverfahren (Abschn. 15.1.2), mit der Fläche des Absorbers S_A in m^2 einen effektiven Absorptionsgrad

$$\alpha_e = 0,16 \frac{V}{S_A} \left(\frac{1}{T_{n,m}} - \frac{1}{T_{n,0}} \right) \quad (2.9)$$

ermitteln. Die Nachklingzeiten könnten im Prinzip in der dem Lautsprecher diagonal gegenüberliegenden Ecke bei der jeweiligen Eigenfrequenz des Raums bestimmt werden. Da aber in den Raumecken der Schalldruck für alle Moden ein Maximum aufweist, können sich beim Abklingen zwei sehr eng benachbarte Moden gegenseitig stören. In einem solchen Fall sollte die Position des Mikrofons im Raum so gewählt werden, dass an dieser Stelle die zu messende Eigenmode gerade ein Maximum und die eng benachbarte gerade ein Minimum aufweisen (Oelmann et al. 1986), wie es in Abb. 2.7 beispielsweise für die dritte und vierte (Position 2 und 3) sowie für die fünfte und sechste Mode (Position 4 und 5) dargestellt ist. Für den Bereich (b, $5 < \Delta N < 20$ pro Terz) kann aber zeitsparend mit Terzrauschen aus einer Ecke heraus angeregt und in anderen Ecken das Abklingen (T_n) aller Eigenfrequenzen des jeweiligen Frequenzbands gemessen werden. Erst für den Bereich (c, $\Delta N > 20$ pro Terz) kann man schließlich die Absorptionsgrad(α_s)-Messung nach DIN EN ISO 354 2003 durchführen. Dabei hat sich in zahlreichen Untersuchungen bestätigt, dass eine gewisse Grunddämpfung des Hallraums in mindestens zwei seiner unteren Ecken die

Abb. 2.7 Schematische Darstellung von Sender (LS) und Empfängern 1–8 im $5 \times 4 \times 3$ m großen T-Labor zur Untersuchung von Schallabsorbern bei tiefen Frequenzen. (Nach Zha et al. 1996)



Wiederholgenauigkeit und Reproduzierbarkeit in anderen Räumen für Frequenzen mindestens bis 200 Hz hinauf deutlich verbessert (s. Abschn. 15.1; Fuchs et al. 1998, 2000).

Man muss sich aber grundsätzlich klar darüber sein, dass aus physikalisch erkläraren Gründen

- Absorptionsgrade auch Werte weit über 1 annehmen können;
- Absorptionsgrade nicht nur eine Eigenschaft des jeweiligen Bauteils selbst sind, sondern aufgrund von Wechselwirkungen mit dem Schallfeld auch vom Messraum abhängen;
- der Absorber unterschiedlich wirksam werden kann, je nachdem, wo der Prüfling im Raum mit dem Volumen V in m^3 positioniert wird;
- die Wirksamkeit des Absorbers auch von der Größe (S_A) des Absorbers abhängen kann;
- die gemessenen Werte für $T_{n,m}(f)$ und $\alpha_e(f)$ von den jeweiligen Ausgangswerten $T_{n,0}(f)$ abhängen können;
- aus den Messergebnissen nicht ohne weiteres auf andere Einbausituationen und dort zu erwartende Nachhallzeiten oder Schallpegel geschlossen werden kann (Fuchs 2015).

In diesem für die Raumakustik wie für die Lärmbekämpfung so wichtigen Frequenzbereich, wo Absorber mit dem Schallfeld unvermeidbar reagieren, stellt ihr wie auch immer gemessener Absorptionsgrad eine nur mit entsprechender Erfahrung nutzbare Kennzeichnung dar. Wie bei vielen, auch international genormten Messvorschriften geht es hier weniger um absolute Kennwerte, sondern um einen Vergleichsmaßstab für unterschiedliche Bauteile unter möglichst gut reproduzierbaren Bedingungen. Noch mehr als bei den eigentlich nur für höhere Frequenzen entwickelten Normverfahren, gilt für die tieferen Frequenzen, dass man Produktvergleiche nur bei sehr engen Vorgaben hinsichtlich der Prüfräume und der Anordnung des Prüflings darin sinnvoll anstellen kann. Bei sehr breitbandig wirksamen Absorbern erhält man nur nach den Verfahren (a) und (b) überhaupt genügend hohe und sichere α_e -Werte, um trotz der Selektivität der Messungen zu einem repräsentativen Absorptionsspektrum zu kommen (s. Abschn. 5.3).

Der Raumeinfluss ist auch besonders stark, wenn eine Quelle den Raum nicht aus seiner Mitte, sondern aus einer Ecke heraus anregt. Das kann man sehr anschaulich demonstrieren, indem man in einem dröhnigen Raum, z. B. einem Treppenhaus, eine Ansprache aus einer Kante heraus versucht. Da sich die Raumresonanzen entsprechend Gl. 2.2 immer auf die jeweiligen Raumabmessungen l_x , l_y , l_z einstellen und jede verfügbare Begrenzungsfläche nur einmal absorbierend belegt werden kann, mussten geeignete Schallabsorber möglichst raumsparend, aber sehr breitbandig wirksam, neu entwickelt werden. Da sich die Schallenergie, wie in Abb. 2.2 und 2.3 nur beispielhaft dargestellt, bei tiefen Frequenzen immer ungleich im Raum verteilen will, wäre es unzweckmäßig, die Absorber räumlich oder flächig, etwa entsprechend den in den Normen für Freifeldräume formulierten Anforderungen, möglichst gleichmäßig zu verteilen. Stattdessen ist es sinnvoll, die für einen breiten Frequenzbereich zu optimierenden Absorber bevorzugt in den Raumecken und -kanten konzentriert anzubringen. Von dort aus lassen sich alle Raummoden mit größtmöglichem Wirkungsgrad, d. h. maximalem effektiven Absorptionsgrad, dämpfen. Mit einigen innovativen Bauteilen kann man das jeweilige Ziel, die

- Optimierung der Hörsamkeit bzw. Minimierung der Geräuschentwicklung im Raum (ausgehend von nützlichen oder störenden Quellen innerhalb oder außerhalb; s. Kap. 12 bzw. 14),
- Schaffung eines möglichst homogenen Schallfelds in akustischen Messräumen für die Bestimmung der Schallleistung oder der Schallabsorption (in sog. Hallräumen) sowie der Schalldämmung (in diversen Bauteilprüfständen; s. Abschn. 15.1),
- Eliminierung der schädlichen Reflexionen zur ungestörten Untersuchung der Schallfelder in allen Details von beliebigen, u. a. auch sehr tieffrequent abstrahlenden Quellen (in sog. Freifeldräumen; s. Kap. 16),

in Zukunft etwas besser als mit herkömmlichen Mitteln erreichen. Hier stoßen die allgemein bekannten Schallabsorber bei tiefen Frequenzen an ihre Grenzen. Deshalb sollen im Folgenden nach einer Darstellung ihrer verschiedenen Anwendungsbereiche (Kap. 3) zunächst in Kap. 4–10 die Grundlagen und einige Bauformen passiver, reaktiver und aktiver Absorber nach dem aktuellen Stand der Technik beschrieben werden. In den Kap. 11 und 12 geht es dann ganz bewusst um die Anwendung neuer, teilweise noch umstrittener Konzepte und Bauteile für eine fortschrittliche Raumakustik in großen und in Kap. 13 und 14 in kleinen Räumen. Die tiefen Frequenzen stehen natürlich auch in der Behandlung etlicher innovativer Schalldämpfer (Kap. 17 und 18) immer im Vordergrund.

Schlussfolgerungen

Die Schallausbreitung im Freien oder in sehr langen Kanälen erfolgt über fortschreitende Wellen. In zumindest teilweise geschlossenen Räumen oder endlichen Strömungskanälen bilden sich durch Reflexionen an Begrenzungsflächen oder Querschnittssprüngen unvermeidlich stehende Wellen als Moden oder Resonanzen. Nur bei Wellenlängen, die gemäß Abb. 1.3 sehr klein gegenüber allen räumlichen Abmessungen sind, kann man für Phä-

<http://www.springer.com/978-3-662-53162-4>

Raum-Akustik und Lärm-Minderung
Konzepte mit innovativen Schallabsorbern und
-dämpfern

Fuchs, H.V.

2017, XXXI, 717 S. 565 Abb., 237 Abb. in Farbe.,
Hardcover

ISBN: 978-3-662-53162-4