



■ Bild 1: Beengte Platzverhältnisse in Technik-Zentralen zwingen oftmals zu Lösungen, die hinsichtlich Schallschutz- und Differenzdruck auch für die Schalldämpferbemessung nicht optimal sind.

Grundlagen der Schalldämpferauslegung

Teil 3: Anwendungen in Beispielrechnungen

Prof. Dr.-Ing. Helmut V. Fuchs*

Schrumpfende Bauetats mit gleichzeitig wachsenden Komfortansprüchen sowie steigende Energiepreise sind heute typische Randbedingungen für die Bauplanung. Auch für den Lüftungs- und Klimatechnik-Fachplaner sollten daher Optimierungen in Sachen Schallschutz und Energiekosten, wie die bedarfsgerechte Auslegung von Schalldämpfern in lufttechnischen Anlagen, im Fokus stehen. In den vorangegangenen Teilen dieser Serie hat der Autor leicht und schnell anwendbare Formeln zur Berechnung der frequenzabhängigen Einfügungsdämpfungen und der Eigengeräusche, aber ebenso der Druckverluste und Energiekosten für Kulissen-Schalldämpfer vorgestellt. Im letzten Teil unserer Serie wird an konkreten Anwendungsbeispielen gezeigt, wie stark sich die technologische und geometrische Auslegung von Dämpfern, insbesondere hinsichtlich der stets besonders kritischen tiefen Frequenzen, akustisch und ökonomisch auswirkt.

Die Schalldämmung eines Bauteiles – z. B. einer Wand oder Tür – lässt sich komplett nach DIN EN ISO 140

*) Prof. Dr.-Ing. Helmut V. Fuchs war bis 2005 Leiter der Abteilung Raumakustik/Technische Akustik und stellv. Leiter des Fraunhofer IBP in Stuttgart.

**) Die längenbezogene Dämpfung D' wurde im Teil 1 Bild 6 b nach [7] ermittelt, nicht als D^* nach Piening, wie im Teil 1 zu lesen.

bestimmen und entsprechend den Anforderungen z. B. nach DIN 4109 als fertiges Produkt auswählen. Eine Schalldämpfer-Kulisse oder Kanal-Auskleidung kann zwar ebenfalls durch ein ganz spezifisches Dämpfungspotenzial (D^* in Teil 1) charakterisiert werden. Ihre Einfügungsdämpfung (D' oder D) hängt aber außer von ihrer individuellen Zusammensetzung in jedem Einsatzfall von ihrer jewei-

ligen geometrischen Anordnung im Strömungskanal ab. Die stets frequenzabhängig auf ein vorgegebenes Immisionsspektrum durchzuführende Auslegung von Schalldämpfern führt deshalb zu jeweils ganz unterschiedlichen Optimierungen hinsichtlich Bauart und Geometrie.

So verdeutlicht z. B. Bild 6 b in Teil 1, wie sich die längenbezogene Dämpfung D' (siehe Fußnote **) eines mit $2d = 200$ mm auf mittlere Fre-

quenzen ausgelegten passiven Dämpfers, allein mit der Spaltbreite $2s$ von 400 bis 100 mm in seinem Wirkungsmaximum von 15 auf über 50 dB/m steigern lässt. Bei 250 Hz ergeben sich Werte von 7 bis 17 dB/m, während mit dieser Auslegung bei 125 Hz nur noch 2 bis 6 dB/m erreichbar sind.

Problembereich tiefer Frequenzen

Aus Bild 6 a in Teil 1 kann man für D' (Fußnote **) ablesen, dass es offenbar grundsätzlich schwer fällt, mit passiven Bauarten sehr hohe Dämpfungen unter 500 Hz zu erreichen, selbst wenn man die Kulissen bedeutend dicker auslegt. So werden z. B. nur knapp 8 dB/m für eine Auslegung mit $2d = 100$ und $2s = 100$ mm erreicht. Deswegen hat man für tiefere Frequenzen verschiedene Dämpfer-Varianten entwickelt, die mit dem Schallfeld im Kanal lärmindernd besser reagieren. In [3] wird gezeigt, wie man in ihrem Wirkungsmaximum speziell auf 500 Hz ausgelegte 400 mm dicke Hohlkammer-Kulissen vorteilhaft durch nur 100 mm dicke, breitbandig wirksame Membran-Absorber-Kulissen, mit etwa gleicher Einfügungsdämpfung ersetzen kann (Bild 2). Statt der Membran-Absorber kann man inzwischen auch Verbundplatten-Resonatoren bzw. Breitband-Kompakt-Absorber nach [3] zum Einsatz bringen. Je nach Membran- bzw. Plattenstärke und Kulissendicke lassen sich so Schalldämpfer auslegen, die mit relativ geringer Bautiefe auch noch weit unter 100 Hz optimal absorbieren. Der bereits vor vielen Jahren eingeführte Qualitätssprung in der Dämpferauslegung mit glatten, resistenten, rundum hermetisch geschlossenen Oberflächen wurde zunächst wegen seiner Vorteile

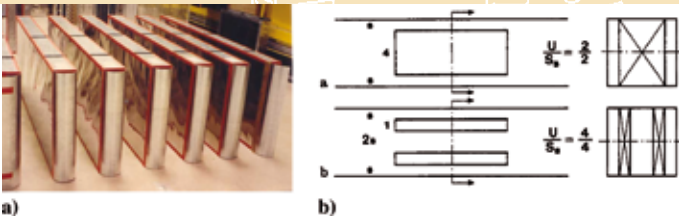


Bild 2: 100 mm dicke Membran-Absorber aus Edelstahl b) als Ersatz für 400 mm dicke Hohlkammer-Resonatoren a) mit gleicher Dämpfung um 500 Hz [3].

hinsichtlich Bauvolumen, Gewicht, Haltbarkeit und möglicher Reinigung geschätzt. Heute sprechen zusätzlich die geringeren Druckverluste und Betriebskosten für einen Wechsel von dicken zu schlankeren Dämpfertypen.

Wenn man das Ausstellungsverhältnis nach Gl. (1) ohne schalltechnischen Nachteil von $m_a = 2$ auf $m_b = 0,5$ reduzieren kann, lassen sich z. B. bei einer Dämpferlänge $L = 1$ m, wie in Bild 1 skizziert, die Druckverlust-Koeffizienten nach Gl. (24) von $\kappa_a = 0,85$ auf $\kappa_b = 0,46$ fast halbieren. Gleichzeitig sinkt, bei gleichem Volumenstrom der Anlage, wegen des nun größeren freien Querschnitts S_s nach Gl. (14) die Strömungsgeschwindigkeit v_b auf die Hälfte von v_a ab. Insbesondere lassen sich so die im Ventilator für die Dämpfer zusätzlich zu installierende Leistung sowie der Energiebedarf und die Stromkosten nach Gl. (28), (29) und (30) auf weniger als 14% der voluminöseren Variante – unabhängig von der Fördermenge, dem Einsatzgrad und dem Wirkungsgrad des Ventilators – reduzieren.

Da auch die vom Ventilator selbst emittierte Schallleistung L_w

$$L_w = L_{w\text{ spez.}} + 10 \lg \frac{q_v}{q_0} + 20 \lg \frac{\kappa p}{p_0} \quad (31)$$

nach [14] nicht nur von seiner spezifischen Bauart und seinem Betriebspunkt (mit $L_{w\text{ spez.}}$ zwischen etwa 63 und 73 dB), sondern neben dem Volumenstrom q_v mit dem Bezugswert $q_0 = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ ganz wesentlich vom Druckverlust κp mit $\kappa p_0 = 10 \text{ Pa}$ abhängt, kommen die akustischen Vorteile der schlanken Dämpfer-Variante in Bild 2 noch ein zweites Mal zum Tragen: Diese reduziert die Schallerzeugung bereits an der Quelle um einige vielleicht entscheidende dB. Wenn man außerdem die Emissionsspektren verschiedener Ventilatorarten (Bild 3) mit der dimensionslosen Frequenz, der sogenannten Strouhalzahl Sr

$$Sr = \frac{f \cdot 60}{n_D} \gg n_D \quad (32),$$

vor Augen hat, stellt man fest, dass insbesondere Radial-

Ventilatoren niedriger Drehzahl n_D [min^{-1}], z. B. $n_D = 600$, etwa zwischen 31,5 und 160 Hz ihre maximale Abstrahlung – meist mit tonalen Komponenten – aufweisen, für deren Dämpfung konventionelle Kulissen weniger geeignet sind.

Aus Bild 4 aber zu schließen, man brauche für radiale Strömungsmaschinen die 3- bis 4-fache Dämpferlänge wie für axiale, wäre nach dem zuvor Gesagten nicht mehr zeitgemäß. Richtig bleibt allerdings immer, dass man bei einer auf das jeweilige Geräuschspektrum optimal angepassten Dämpfer-Bauart und -Konfiguration die erforderliche Dämpfung am besten dadurch erhöht, dass man nach Gl. (4) und (11) bis (13) nicht etwa S_s verkleinert, sondern die Länge L entsprechend vergrößert.

Beispiel Bürogebäude

Am Beispiel einer RLT-Anlage für ein Objekt mit einer Anzahl $n_o = 6$ offener Bürolandschaften mit einer Netto-Grundfläche NGF von jeweils $F_o = 1000 \text{ m}^2$ und einer Geschosshöhe $h_o = 3,3 \text{ m}$ soll der zusätzliche Energiebedarf durch den Einbau von Schalldämpfern im Lüftungskanal an einem – bei tiefen Frequenzen das Gesamtgeräusch

dominierenden – Radial-Ventilator abgeschätzt werden.

Dabei werden die Berechnungsergebnisse für das Eigengeräusch L_w , den Druckverlust κp sowie der Energiebedarf EL zweier Auslegungsvarianten (Index a und b in Bild 2) mit gleicher Dämpfung bei 500 Hz [3] gegenübergestellt.

Eine auf etwa 125 Hz abgestimmte 100 mm dicke Resonator-Kulisse müsste allerdings mit relativ schweren Stahlplatten beplankt sein, um in der Anordnung von Bild 1 in diesem Frequenzbereich mit ca. 7,5 dB/m die gleichen Ergebnisse zu erzielen wie mit einer 400 mm dicken Mineralwolle-Kulisse.

Mit den Luftwechselraten $w_L = 1, 2$ oder 3 pro Stunde, einem Wirkungsgrad des Ventilators $\xi = 0,8$ sowie einem mittleren Einsatzgrad $\triangle = 0,5$ bei einer Dichte von $\rho = \rho_0 = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ergeben sich für dieses Anwendungsbeispiel mit den Formeln zur Ermittlung des Energiebedarfs aus Teil 2 die in Tabelle 1 aufgelisteten Abschätzungen.

Dabei wurde der Volumenstrom nach

$$q_v = w_L \cdot F_o \cdot h_o \cdot n_o \quad (33)$$

mit 20 000, 40 000 bzw. 60 000 m^3/h angenommen. Das ent-

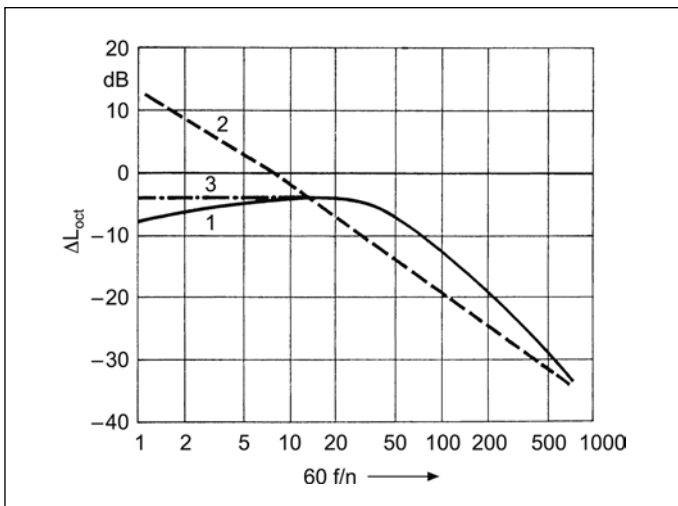


Bild 3: Spektrale Charakteristik von 1 Axial-, 2 Trommel- und 3 Radial-Ventilatoren nach [14].

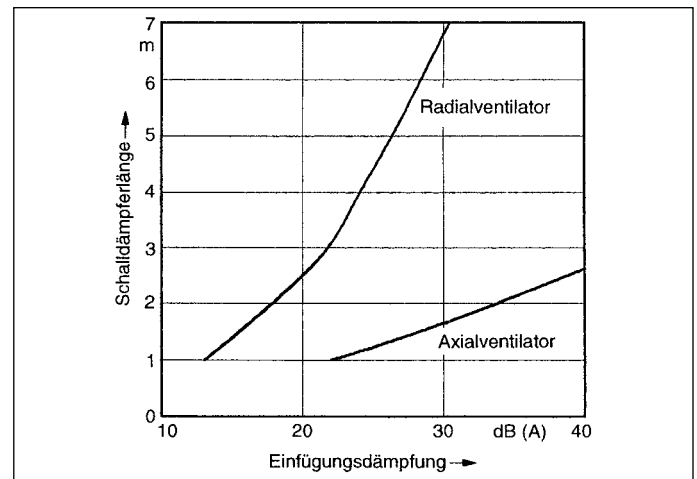


Bild 4: Erforderliche Dämpferlänge bei passiven Absorbern für Axial- bzw. Radial-Ventilatoren mit gleicher Förderleistung und Einfügungsdämpfung nach [14].

■ **Tabelle 1: Vergleich von Eigengeräusch L_w , Druckverlust ζp und Energiebedarf (N_{el} , EL) bei verschiedenen Volumenströmen q_v und Gehäusegrößen S für Kulissen-Dämpfer unterschiedlicher Bauart und Auslegung nach Bild 2 (a, b).**

q_v	S	$v_{s,a}$	$v_{s,b}$	$L_{w,a}$	$L_{w,b}$	ζp_a	ζp_b	$N_{el,a}$	$N_{el,b}$	EL_a	EL_b
[m ³ /h]	[m ²]	[m/s]		[dB]		[Pa]		[kW]		[MWh/a]	
20 000	0,75	22	11	73	58	247	34	1,72	0,23	7,5	1
40 000	0,75	44	22	88	73	987	136	13,8	1,8	60	8
	1,5	22	11	76	61	247	34	3,4	0,46	15	2
60 000	0,75	66	33	97	82	2222	305	46,4	6,2	203	27
	1,5	33	16	85	70	555	72	11,6	1,6	51	6
	2,25	22	11	78	63	247	34	5,2	0,7	23	3

spricht bei einer z. B. für zeitgemäße Callcenter typischen Belegungsdichte von 5 bis höchstens 10 m² NGF pro Arbeitsplatz etwa 16/32/48 bis 33/66/100 m³/h Luftvolumenstrom. Um die Strömungsgeschwindigkeit v_1 im angeschlossenen Kanal auf 22 m/s zu begrenzen, sind hier also Querschnitte

$$S_1 = \frac{q_v}{v_1} \quad (34)$$

von 0,25/0,5/0,75 m² vorzusehen. Die Zeilen 1, 2 und 4 in Tabelle 1 zeigen zunächst die Geschwindigkeiten $v_{s,a}$ und $v_{s,b}$ nach Gl. (14), das Eigengeräusch nach (15), den Druckverlust nach (25) sowie die Energie-Parameter nach (28) und (29) für die beiden in Bild 2 skizzierten Dämpfer-Konfigurationen, wenn diese im Kanal oder einem Gehäuse S mit den Abmessungen : Breite x Höhe = 0,6 x 1,25 m = 0,75 m² eingebaut werden.

87% Energiekosteneinsparung

Anhand der Tabelle wird deutlich, dass bereits bei einem mittleren Luftwechsel die Variante a mit einer dicken Kulisse einen Druckverlust von fast 1000 Pa erzeugt und mit 13,8 kW oder 60000 kWh/a zu Buche schlagen würde. Wenn man die Variante b mit zwei dünneren Kulissen, aber gleicher akustischer Wirksamkeit einsetzt, so lassen sich die Energiekosten jeweils um etwa 87% redu-

zieren. Selbst wenn man, wie in Zeile 3 der Tabelle 1 dargestellt, stattdessen zwei dicke Kulissen in einem entsprechend breiteren Gehäuse mit $S = 1,5$ m² anordnen würde, um die „Verblockung“ und damit die Geschwindigkeit im Kulissenspalt auf denselben Wert wie im Fall b zu senken, wären Druckverlust und Energiebedarf immer noch fast doppelt so groß wie im Fall b mit $S = 0,75$ m². Der starke Einfluss der Kulissendicke auf den Raum-, bzw den Energiebedarf wird so deutlich.

Schnell amortisieren sich also bei einer kritischen Betrachtung der Gesamtkosten für Schalldämpfer etwaige Mehrkosten für größere Gehäuse oder optimal an das jeweilige zu dämpfende Geräuschspektrum angepasste Bauarten.

Ein weiteres Anwendungsbeispiel soll zeigen, dass mit der Bauart und Geometrie des Schalldämpfers seine akustische Effizienz optimiert und sein Energiebedarf

minimiert werden kann. So z. B. bei der Dämpfung des Geräusches eines Axialventilators bei 250 Hz. Einen auf diesen Frequenzbereich ausgelegten Membran-Absorber (MA), serienmäßig ganz aus Aluminium hergestellt, zeigt Bild 5. Darin sind die wiederum nur 100 mm tiefen Resonator-Kammern beidseitig (schachbrettartig) anregbar. In der Anordnung von Bild 2b bringt dieser Absorber – mit einer speziellen Dämpfung D^* von 0,75 – bei 250 Hz eine Einfügungsdämpfung von ca. 7,5 dB/m gegenüber 3,5 dB/m derselben Konfiguration mit passiven Absorbieren (MW). Um mit Letzteren ein vergleichbares Ergebnis zu erreichen, müssten diese, wie in Tabelle 2 dargestellt, 2,15 m anstatt 1 m lang ausgeführt werden (vgl. Zeilen 2 und 7). Mit etwas kürzeren Kulissen käme man aus, wenn man 4 Kulissen anstatt 2 mit gleichem Querschnitt nebeneinander anordnen würde (Zeile 1 in Tabelle 2). Eine einzelne

dieser Kulissen müsste dagegen 3,75 m lang sein, um dieselbe Dämpfung zu erzielen (Zeile 3 in Tab. 2).

Eine bessere konventionelle Auslegung gelingt in diesem Frequenzbereich mit nur einer 200 mm dicken und 1,15 m langen Kulisse (Zeile 4 in Tab. 1). Um deren Dämpfung auf 15 dB/m zu erhöhen, müsste man ihre Länge verdoppeln, alternativ bräuchten zwei nur etwas kürzere Kulissen nebeneinander das gleiche Ergebnis (Zeile 5 und 6). In diesem Frequenzbereich brächte der Membran-Absorber (MA) also keine wesentlichen schalltechnischen Vorteile.

Das Schalldämpfer-Volumen V_d

$$V_d = S_d L = S L \frac{m}{m + 1} \quad (35)$$

variiert in diesen Beispielen zwischen einem halben und einem m³ (Spalte 7). Für höhere Dämpfungsanforderungen und/oder größere Volumenströme müssten, wie schon im vorigen Beispiel angedeutet, entsprechend mehr Kulissen in entsprechend größere Schalldämpfergehäuse eingebaut werden. Wenn auch noch bei Frequenzen oberhalb 500 Hz Dämpfung erforderlich ist, so muss der Resonator außerdem noch mit einer – dann allerdings relativ dünnen – Schicht aus porösem/faserigem Material belegt werden. Grundsätzlich

■ **Tabelle 2: Vergleich der geometrischen, aerodynamischen und energetischen Parameter von Schalldämpfern aus Mineralwolle (MW) bzw. Membran-Absorbieren (MA) mit stets gleicher akustischer Wirksamkeit für $q_v = 40 000$ m³/h und $S = 1,5$ m².**

Bauart D	[dB]	2d [mm]	m	n	L [m]	V_d [m ³]	$> v_s$ [m/s]	ζp [Pa]	N_{el} [kW]
MW	7,5	100	2	0,81	0,81	1,13	22	328	4,54
MW	7,5	100	0,5	2,15	1,08	0,60	11	44	0,60
MW	7,5	100	0,2	3,75	0,94	0,26	6	6	0,08
MW	7,5	200	0,5	1,15	0,58	0,91	11	30	0,41
MW	15	200	0,5	2,30	1,15	0,48	11	35	0,48
MW	15	200	2	1,06	1,06	0,99	22	287	3,98
MA	7,5	100	0,5	1	0,5	0,46	11	34	0,46



■ Bild 5: Modell eines beidseitig absorbierenden Membran-Absorbers a) mit teilweise abgewickelten Loch- und Deckmembranen b) aus Aluminium [3].

kann man natürlich immer auch unterschiedlich abgestimmte Kulissen oder Auskleidungen hintereinander in den Strömungskanal einbringen, um so das vorgegebene Dämpfungsspektrum zu erzielen.

Fazit

In der Thematik dieses Beitrages liegt auch eine Herausforderung an beratende Ingenieure: Sie sollten nicht nur Pegelminderungen an den re-

levanten Immissionsorten fordern und Einfügungsdämpfungen für Schalldämpfer an den Anlagen festschreiben. Sie könnten dem Betreiber und der Umwelt darüber hinaus helfen, wenn sie in ihren Gutachten auch Angaben über die zu erwartenden Druckverluste und Betriebskosten machen würden. Nur wenn man dem Betreiber die jeweiligen Betriebskosten deutlich gegenüberstellen kann, lässt er sich von der Notwendigkeit



■ Bild 6: Starke Verschmutzungen - hier in einer PLT-Anlage [3] - treiben Druckverluste und Energiekosten unnötig in die Höhe.

7 goldene Regeln für die Schalldämpferauslegung:

Grundsätzlich sollten Fachplaner bei der Auslegung von Kulissen-Dämpfern folgende Regeln beachten:

- (1) Dämpfungsbedarf entsprechend den jeweiligen Immissionsanforderungen im Raum und den Emissionskomponenten in der Anlage frequenzabhängig, mindestens in Oktaven, festlegen! Wenn Eingabedaten für Anforderungen und Dämpfungsbedarf fehlen, bleibt die Schalldämpferauslegung Glücksache.
- (2) Schalldämpfer auch für tiefe Frequenzen immer möglichst schlank bauen! Hierfür eignen sich reaktive besser als passive Schalldämpfer, deren Kulissendicke auf ca. 400 mm beschränkt ist.
- (3) Zur Erzielung hoher akustischer Wirksamkeit Kulissen nicht eng zusammenstellen, sondern mit größerem Abstand und etwas größerer Länge planen. Was hier an Bauvolumen mehr investiert wird, amortisiert sich rasch durch Energieeinsparungen.
- (4) Stets das Eigengeräusch hinter den Schalldämpfer-Kulissen überprüfen! Wenn dieses den Immissionspegel bestimmt, ging die Schalldämpferauslegung ins Leere.
- (5) Bereits in der Planungsphase ausreichend Raum für Schalldämpfer vorsehen! Später irgendwo eingezwängte Dämpfer führen regelmäßig zu überhöhten Druckverlusten.
- (6) Kulissen in die Wartungsarbeiten mit einbeziehen! Wenn sie leicht zugänglich oder gar herausnehmbar sind, lassen sie sich regelmäßig reinigen (Ausführliche Darstellung in [2]).
- (7) Bei stark verschmutzendem Fluid oder hohen hygienischen Anforderungen sollten Bauarten mit rundum geschlossenen Oberflächen zum Einsatz kommen! Geringere Druckverluste und weniger Ablagerungen bedeuten niedrigere Betriebskosten und können u. U. höhere Investitionskosten rechtfertigen.

einer erforderlichen Baugröße und einer auf das jeweilige Geräuschspektrum optimal zugeschnittenen Bauart der Schalldämpfer überzeugen.

Im Vergleich zum Wärmeschutz in Gebäuden nach DIN 4108 verursachen richtig dimensionierte Schalldämpfer zwar nur geringe Kosten; im Zusammenhang mit energiesparender Anlagentechnik können diese im Hinblick auf die EnEV 2007 für Bürogebäude aber sehr wohl eine Rolle spielen. Aus dem gleichen Grunde lohnt es sich, die Schalldämpfer regelmäßig zu reinigen, damit nicht etwa, wie in Bild 6 zu sehen, Ablagerungen die Kulissenspalte zusetzen. Es sei aber an dieser Stelle angemerkt, dass natürlich auch andere Komponenten einer RLT-Anlage, wie z. B. Lufteinlässe und -auslässe, erhebliche Druckverluste verursachen können. Für eine etwas energiebewusstere Auslegung von Anlagen zur Lüftung, Kühlung und Heizung, insbesondere in Büro-

und Verwaltungsbauten, kann man auch in [15] weitere wertvolle Anregungen finden. ■

Literatur:

- [2] D. Petzold, Die Basis guter Raumluftqualität, Hygiene-Inspektion (Teil 1) und Reinigung (Teil 2) von Raumlufttechnischen Anlagen nach VDI 6022. IKZ-HAUSTECHNIK 9/10 2007.
- [3] H.V. Fuchs, Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen. Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [7] P. Brandstätter, W. Frommhold, Berechnung von Schalldämpfern mit dem PC. HLH 45 (1994), H. 5, S. 211-217.
- [14] L. Schmidt, Ventilatorgeräusche, Technischer Lärmschutz, Kap. 8, Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [15] K. Voss, J. Pfafferoth, Energieeinsparung contra Behaglichkeit? Forschungen Heft 121, Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung BBR, Bonn 2007.