

Vorschriften

Die VDI-Richtlinie 2081 - 1983, "Geräuscherzeugung und Lärminderung in raumlufttechnischen Anlagen", gibt Richtwerte des Schallpegels in belüfteten Räumen an. Es wird z. B. für Konzertsäle 25 dB(A), Theater 30 dB(A), Hörsäle 35 dB(A), Büros 40 dB(A) und Großraumbüros 45 dB(A) empfohlen.

Die VDI-Richtlinie 2058 "Beurteilung von Arbeitslärm" gibt für Werkstätten als obere Grenze 90 dB(A) an. Jahrelange Einwirkung dieses Schallpegels während der Arbeitszeit bedeutet für einen wesentlichen Teil der Betroffenen die Gefahr einer Gehörschädigung. Selbst bei niedrigeren Pegeln sind Schäden nicht auszuschließen, wenn Frequenzen über 1000 Hz überwiegen.

Immissionswerte

Die VDI 2058 gibt folgende Immissionswerte an:

Außen, reines Gewerbegebiet	70 dB(A)
Außen, Mischgebiet	tags 60 dB(A) nachts 45 dB(A)
Außen, reines Wohngebiet	tags 50 dB(A) nachts 35 dB(A)
In Wohnräumen, unabhängig vom Gebiet	tags 35 dB(A) nachts 25 dB(A)

Diese Pegel sollen kurzfristig nicht um mehr als 10 dB(A) überschritten werden, was häufig nur durch Schalldämpfungsmaßnahmen zu erreichen ist. Die VDI-Richtlinie 2567, "Schallschutz durch Schalldämpfer", gibt hierzu nähere Angaben.

Iso Noise Rating

Um das Auftreten von besonders lästigen schmalbandigen Geräuschen zu begrenzen, wird anstatt des Gesamt-Schallpegels bisweilen eine Frequenzkurve als Grenzwert vorgeschrieben. Die ISO Noise Rating Curves, Fig. 17, die der Empfindlichkeit des menschlichen Ohres Rechnung tragen, werden oft hierfür benutzt. Bei typischen Lüfter-Frequenzverläufen liegt der Pegel in dB(A) ca. 5 Einheiten höher, als die Nummer der entsprechenden NR Kurve.

Rules and Regulations

The VDI Rules 2081 - 1983, "Noise Generation and Noise Reduction in Ventilation Plants" give recommendations for noise levels for ventilated spaces. They suggest f. e. for concert halls 25 dB(A), offices 40 dB(A) and large offices 45 dB(A).

The VDI Rules 2058, "Evaluation of industrial Noise" give 90 dB(A) as upper limit for work rooms. Exposure to this level during working hours, lasting for years, will cause hearing damages in an important part of those affected. Even at lower levels, damages can not be excluded, especially when frequencies above 1000 Hz are predominant.

Emmission values

The VDI Rules 2058 give the following immission levels:

Outdoors, industrial areas	70 dB(A)
Outdoors, mixed areas	day 60 dB(A) night 45 dB(A)
Outdoors, residential areas	day 50 dB(A) night 35 dB(A)
Indoors, living quarters, all areas	day 35 dB(A) night 25 dB(A)

These levels are not to be exceeded by more than 10 dB(A) during short intervals, which often requires sound absorbers. The VDI Rule 2567, "Soundprotection by Means of Sound Absorbers" gives relevant information.

Iso Noise Rating

In order to limit the occurrence of noises of small band width, which are especially annoying, instead of a noise level in dB(A) sometimes a frequency curve is given as a limit. Often the ISO Noise Rating Curves, Fig. 17, taking the sensitivity of the human ear into account, are thus employed. For typical fan frequency distributions, the sound level in dB(A) is about 5 units higher than the number of the corresponding NR curve.

Leistung Effect [kW]	Drehzahl - Rotations - [min-1]			
	3000	1500	1000	750
< 1,5	71 dB(A)	68 dB(A)	64 dB(A)	- dB(A)
1,5 - 4	76 dB(A)	72 dB(A)	67 dB(A)	- dB(A)
4 - 15	85 dB(A)	78 dB(A)	74 dB(A)	74 dB(A)
15 - 45	89 dB(A)	85 dB(A)	80 dB(A)	78 dB(A)
45 - 132	94 dB(A)	90 dB(A)	88 dB(A)	85 dB(A)
132 - 400	95 dB(A)	93 dB(A)	90 dB(A)	88 dB(A)

Fig. 19
Grenzwerte des Schalldruckpegels an oberflächengekühlten elektrischen Maschinen, VDE 0530, [Abstand 1 m, Toleranz 3 dB(A)]

Limitations of sound pressure levels of surface cooled electric machines, VDE 0530 [distance 1 m, tolerance 3 dB(A)]

Material	Frequenz - Frequency [Hz]						Material
	125	250	500	1000	2000	4000	
Glasierte Kacheln	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	glazed tiles
Beton, ungeputzt	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	raw concrete
Geputzte Ziegelwand	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	plastered brick
Ziegelwand mit Putz und Tapete	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	plastered brick with wall paper
5 mm Matte auf Beton	0,04	0,04	0,08	0,12	0,13	0,10	5 mm carpet on concrete
25 mm Steinwollmatten	0,09	0,23	0,53	0,72	0,75	0,77	25 mm carpet on concrete
50 mm Steinwollmatten	0,20	0,53	0,74	0,78	0,75	0,77	50 mm carpet on concrete
100 mm Steinwollmatten	0,68	0,84	0,82	0,78	0,75	0,77	100 mm carpet on concrete
Aufgeklebte Holzvertäfelung	0,10	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04	wainscoting glued to wall
16 mm Holz auf 50 mm Leisten	0,19	0,13	0,11	0,09	0,08	0,07	16 mm wood on 50 mm ledges
6 mm Sperrholz auf 50 mm Leisten	0,25	0,25	0,19	0,09	0,10	0,11	6 mm plywood on 50 mm ledges
Akustikplatten 20 mm, auf Wand geklebt	0,05	0,15	0,55	0,90	1,00	1,00	20 mm glas fibre boards, glued to wall
Akustikplatten 20 mm, 20 mm Wandabstand	0,10	0,20	0,85	1,00	1,00	1,00	20 mm glas fibre boards, 20 mm distance to wall
Fensterglas	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10	window glass
Übergardinen 50 % Falten	0,06	0,26	0,45	0,71	0,60	0,48	heavy curtains, 50 % folds
Lüftungsgitter mit 50 % Durchlass	0,30	0,40	0,50	0,50	0,50	0,40	ventilation gratings with 50 % free outlet

Fig. 20 Absorptionskoeffizienten verschiedener Materialien
Absorption coefficients for different materials

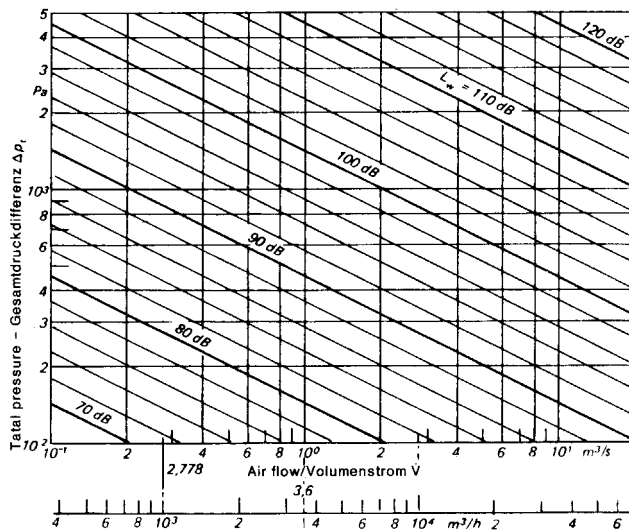


Fig. 21A

Schalleistungspegel als Funktion von Luftmenge und Druck bei η_{max} .
Sound power as a function of fan capacity and pressure at η_{max} .

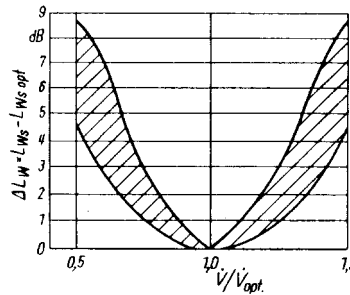


Fig. 21B

Pegelerhöhung bei Abweichung des Volumenstromes vom Wert mit η_{max} .
Increase of sound power at flow different from the value having η_{max} .

Ventilator Type		Pegelsenkung Level reduction [dB]							
A) Axial		9	8	7	7	8	10	14	18
B) Radial	vorwärtsgekrümmte Schaufeln blades curved forwards	2	7	12	17	22	27	32	37
	rückwärtsgekrümmte Schaufeln blades curved backwards	9	8	7	12	17	22	26	31
Bei Oktavmittelfrequenz At octave mid-frequency [Hz]		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000

Fig. 22

Pegelsenkungen in verschiedenen Oktaven
Level reduction at different octaves

Generell sollte mit einer Ungenauigkeit von mindestens 4 dB(A) gerechnet werden. Diese ergibt sich teils aus Meßfehlern, Abweichungen von Exemplar zu Exemplar und der Abhängigkeit des Schallpegels vom Betriebspunkt des Ventilators. Der Ventilator-schall besteht aus einem Strömungsrauschen infolge von Turbulenz und einem breitbandigen Geräusch infolge von Wirbeln, die an den Metalloberflächen entstehen. Hinzu kommt ein sogenannter Drehklang, verursacht z. B. durch die Passage der Schaufeln eines Zentrifugalventilators an der Zunge vorbei.

Vorausberechnungen können nur zutreffen, wenn das Verhältnis der Schallquellen zueinander etwa konstant bleibt, d. h., daß z. B. keine extrem hohen Luftgeschwindigkeiten oder Umfangsgeschwindigkeiten auftreten.

Die größte Fehlerquelle ergibt sich meist jedoch aus der Schwierigkeit, den Einfluß der Umgebung auf den in einem gewissen Punkt zu erwartenden Pegel richtig zu erfassen. Dieses kann nach 2 Methoden erfolgen:

Methode 1: Schalldruck

Fig. 18 gibt den von Ventilatoren erzeugten Schalldruckpegel bei freier Schallausbreitung an. Erfahrungsgemäß sollten hierzu folgende Korrekturen angewandt werden:

Bei Axial-Ventilatoren mit Leitwerk erhöht sich der Pegel um ca. 3 dB(A). Bei Axial-Ventilatoren mit der Schaufelstellung "Z" ist der Pegel um 3 dB(A) zu vermindern. Auch bei Radial-Ventilatoren Typ RNN ist der Pegel um 3 dB(A) zu vermindern.

Der Raddurchmesser ist in der Typenangabe enthalten, siehe Typenschlüssel.

Gemäß VDE 0530, in Übereinstimmung mit internationalen Normen, ist der Schalldruckpegel in dB(A) bei Elektromotoren auf die Werte gemäß Fig. 19 begrenzt.

Wie die Tabelle zeigt, ist der Motor als Schallquelle nicht zu vernachlässigen. Es ist häufig zweckmäßig, Sondermotoren mit niedrigeren garantierten Schallpegeln einzusetzen.

Die vom frei ansaugenden Ventilator und Motor erzeugten Schalldrücke in 1 m Abstand sind gem. Fig. 14 zu addieren. Mit Hilfe von Fig. 16 kann dieser Wert auf jeden gewünschten Abstand und beliebige Raumdämpfungsverhältnisse umgerechnet werden.

This is an inaccuracy of at least 4 dB(A). This is due to measuring inaccuracy, to differences from specimen to specimen and the dependency of ventilator noise from the working point. Ventilator noise consists of a flow noise due to turbulence and a broad band noise caused by eddies arising on the metal surfaces. Furthermore a rotational sound occurs, due to f. e. the passage of the blades of a radial ventilator past the tongue.

Predeterminations can only be correct, if the relationship of these sound sources to each other remains almost equal, i. e. that no extreme air velocities or tip speeds occur.

The most important source of error is generally, however, the difficulty to evaluate the influence of the surroundings on the sound level to be expected at a given point. This can be done by means of two different methods:

Method 1: Sound Pressure

Fig. 18 gives the sound pressure produced by fans in free field. Experience shows that the following corrections should be applied:

For axial fans with guiding vanes the level has to be increased by 3 dB(A). For axial fans with the pitch "Z" the level should be decreased by 3 dB(A). For radial fans of type RNN the level has to be decreased by 3 dB(A) too.

The impeller diameter is given in the model designation, see fan code.

According to VDE Rules 0530, which again agree with international rules, sound pressure in dB(A) produced by electric machines is limited to the values in Fig. 19.

The table shows that the motor is not to be neglected as a source of noise. Special motors having lower guaranteed sound levels can often be recommended.

The sound pressures produced in 1 m distance by fan and motor are to be added by means of Fig. 14. By means of Fig. 16 this value can be recalculated to any desired distance and sound attenuation.

Praktisches Beispiel

Der Radial-Ventilator RNZ 10/630/800 dreht bei 20.000 m³/h und 2000 Pa mit 1500 Upm. Das Rad hat 10 rückwärtsgekrümmte Schaufeln und 800 mm Durchmesser.

Methode 1:

Der Schalldruckpegel beträgt gemäß Fig. 18 ca. 97 dB(A). Die Drehklangfrequenz beträgt:

$$f = 1500 \cdot 10/60 = 250 \text{ Hz}$$

Das Schalldruckspektrum ist gemäß Fig. 22:

f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	88	89	90 + 5	85	80	75	71	66

Methode 2:

Der Ventilator leistet 20.000 m³/h gegen 2000 Pa. Der Schalleistungspegel beträgt gemäß Fig. 21 ca. 110 dB.

Der Ventilator hat seinen höchsten Wirkungsgrad bei 15.000 m³/h. Dieses führt nach Fig. 21 zu einer Pegelerhöhung von 3 dB für $\dot{V} / \dot{V}_{\text{opt}} = 1.33$. Gemäß Fig. 16 ist im freien Feld in 1 m Abstand $L_p = L_w - 12$ dB, so daß $L_p = 110 + 3 - 12 = 101$ dB ist. Nach Abzug der Oktavkorrektur Fig. 22 und der A-Bewertungskurve Fig. 15 erhält man die Frequenzanalyse des A-Schalldruckpegels.

Practical Example

The radial fan RNZ 10/630/800 gives 20.000 m³/h at 2000 Pa and 1500 rpm. The impeller has 10 blades curved backwards, its diameter is 800 mm.

Method 1:

The noise level according to Fig. 18 is about 97 dB (A). The rotational frequency is:

$$f = 1500 \cdot 10/60 = 250 \text{ Hz}$$

The frequency characteristic is acc. to Fig. 22.

Method 2:

The ventilator has a capacity of 20.000 m³/h against 2000 Pa. The sound power level is according to Fig. 21 about 110 dB.

The fan has its highest efficiency at 15.000. This gives according to Fig. 21 a level increase of 3 dB at $\dot{V} / \dot{V}_{\text{opt}} = 1.33$. According to Fig. 16 in free field at a distance of 1 m $L_p = L_w - 12$ dB, so that $L_p = 110 + 3 - 12 = 101$ dB ist. Performing the octave adjustment acc. to Fig. 22 and the A-level adjustment acc. to Fig. 15 we get the frequency analysis of the A sound pressure.

f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w					101			
Δf	-9	-8	-7	-12	-17	-22	-26	-31
ΔL_A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1
L_{OctA}	66	77	85+5	86	84	80	76	69

Der Gesamtpegel wird ermittelt als:

The total level is determined as:

$$\begin{aligned} L_p(A) &= 10 \lg \sum 10^{0,1 L_{\text{OctA}}} = 10 \lg (10^{6,6} + 10^{7,7} + 10^{9,0} + \dots) \\ &= 10 \lg 10^7 (0,398 + 5,012 + 100 + 39,81 + 25,12 + 10 + 3,981 + 0,794) \\ &= 10 \cdot 9,2674 = \text{ca. } 93 \text{ dBA} \end{aligned}$$

Die Abweichung der beiden Methoden liegt innerhalb der zu erwartenden Ungenauigkeit.

The difference in the result of the two methods lies within the accuracy limits to be expected.

Mit steigendem Abstand fällt der Schalldruckpegel im freien Feld gemäß der geraden Linie in Fig. 16. die Schalldruckminderung in z. B. 3 m Abstand ergibt sich als Differenz der Kurvenwerte bei 3 m (-21 dB) und 1 m (-12 dB) zu -9 dB. Dieser Wert ist also vom oben ermittelten Schalldruck abzuziehen.

Bei Aufstellung in einem Raum sind die Reflexionen von den Wänden zu berücksichtigen. Die Wände wirken wie zusätzliche Schallquellen. Beträgt die Raumabsorption z. B. 10 m² Sabin, ergibt sich gemäß Fig. 16 in 3 m Abstand von der Schallquelle eine Pegeldifferenz $L_p - L_w$ von -4 dB. Verglichen mit dem Definitionswert bei 1 m Abstand im freien Feld (-12 dB) ergibt sich eine Erhöhung des Schalldruckpegels um 8 dB.

Das Schallabsorptionsvermögen A eines Raumes ist leicht zu berechnen aus: $A = a \times F$ (m² Sabin) wobei a die Schallabsorptionskonstante der Fläche F in (m²) ist. Die Absorptionskonstante a kann aus den Richtwerten in Fig. 20 ermittelt werden.

Methode 2: Schalleistung

Die VDI 2081 gibt ausführliche Anweisungen über die Vorausbestimmung des Schalldrucks auf Basis der Schalleistung, die nachstehend kurz referiert wird. Liegt kein ermittelter Wert für die Schalleistung des Ventilators vor, kann der Pegel gemäß Fig. 21a und b abgeschätzt werden.

Der Einfluß des umgebenden Raumes und der Abstand des vereinbarten Meßpunktes vom Ventilator ist nach Fig. 16 zu ermitteln.

Bestimmung des Frequenzspektrums

Zur Auslegung von Schalldämpfern ist es erforderlich, den Frequenzverlauf zu kennen. Dieses ist auch erforderlich, wenn die Einhaltung einer "Noise Rating"-Kurve vorgeschrieben ist.

Der Schallpegel in den einzelnen Oktavbändern ist natürlich niedriger als der Gesamtpegel. Die Tabelle 22 gibt die dB-Werte an, um die der Gesamtpegel zu vermindern ist. Im Bereich der Drehklangfrequenz von Zentrifugal-Ventilatoren sollten ca. 5 dB addiert werden.

Diese Frequenz ergibt sich aus:

$$f = \text{Schaufelzahl} \cdot \frac{U_{pm}}{60} [\text{Hz}] \quad \text{VIII}$$

Bei **IGW**-Axial-Ventilatoren in Normalausführung tritt praktisch kein Drehklang auf.

Bei nicht freier Schallausbreitung muß bei Anwendung von Fig. 16 berücksichtigt werden, daß die Dämpfung in den verschiedenen Oktavbändern unterschiedlich ist, da die Absorptionswerte frequenzabhängig sind.

With increasing distance the sound pressure level falls in free field according to the straight line in Fig. 16. The sound pressure decrease in f. i. 3 m distance is the difference of the levels at 3 m (-21 dB) and 1 m (-12 dB) equal -9 dB. this value is to be subtracted from the sound pressure determined above.

If the ventilator is mounted in a closed space, the reflections from the walls have to be taken into account. The walls act as additional sound sources. If f. i. the room absorption is 10 m² Sabin, the level difference, $L_p - L_w$ in 3 m distance from the source is according to Fig. 16 equal to -4dB. Compared with the value at a distance of 1 m in free field (-12 dB), this is seen to correspond to an increase of sound pressure by 8 dB.

The sound absorption A of a room is easily computed from: $A = a \times F$ (m² Sabin) where a is the sound absorption constant of the surface F in (m²). The absorption constant a can be determined with good approximation using Fig. 20.

Method 2: Sound Power

The German standard VDI 2081 gives detailed instructions how to predetermine the noise level in ventilation installations on the basis of sound power. This is briefly quoted here. If the sound level of the fan has not been determined by measurements, the approximate level of fans can be determined from Fig. 21a and b.

The influence of the surrounding room and the distance of the measuring point from the ventilator is to be determined using Fig. 16.

Determination of the Frequency Characteristic

The design of silencers presupposes the knowledge of the frequency characteristic. This is also necessary, if a given "Noise Rating" curve is to be observed.

The sound levels in the different octave bands are of course lower than the total level. Fig. 22 gives the values in dB to be subtracted from the total level. To the octave band containing the rotation frequency of radial fans about 5 dB should be added.

This frequency is determined from:

$$f = \text{no. of blades} \cdot \frac{U_{pm}}{60} [\text{Hz}] \quad \text{VIII}$$

IGW-axial fans of normal design show practically no increase at this frequency.

In case the sound propagation is not free it has to be remembered that the attenuation of different octave bands differs, as the sound absorption constants are frequency dependent (Fig. 16).

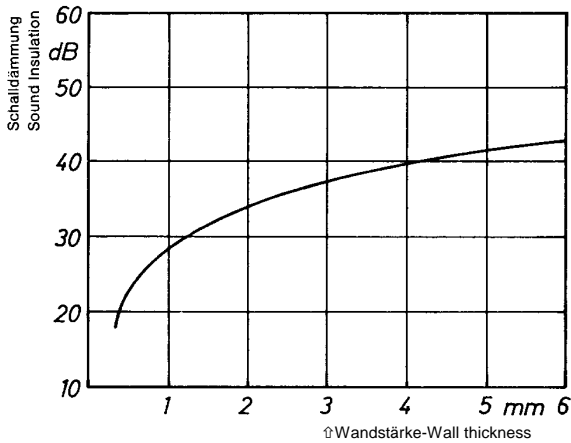


Fig. 23
 Schalldämmung von Ventilatoren-
 gehäusen als Funktion der
 Wandstärke
 Sound insulation of the fan casing as
 a function of wall thickness

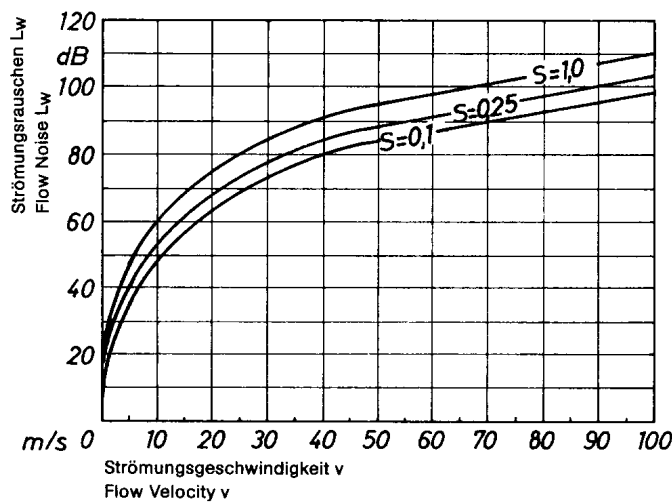


Fig. 24
 Strömungsrauschen als Funktion der
 Luftgeschwindigkeit mit dem
 Kanalquerschnitt $S[m^2]$ als Parameter
 Flow noise as a function of air velocity
 with the duct area $S[m^2]$ as a parameter

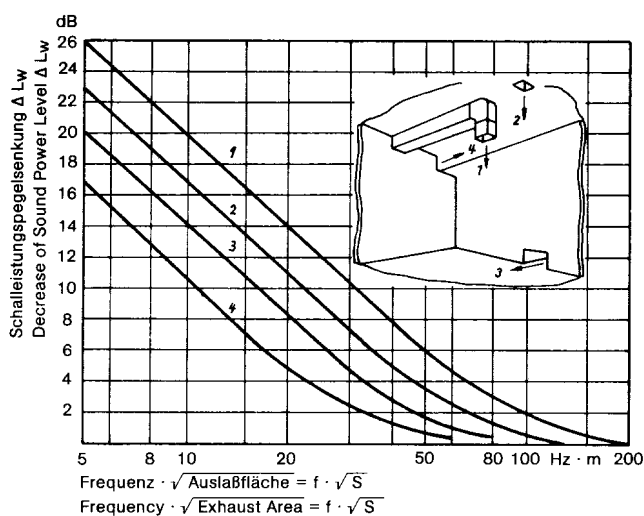


Fig. 25
 Schalleistungspegelsenkung durch
 Reflexion am offenen Kanalende mit der
 Ausblasposition als Parameter.
 Decrease of Sound Power Level due to outlet
 reflection, with the outlet position as a
 parameter.

Ist der Lüfter beidseitig an Kanäle angeschlossen, ist die Schallenergieabstrahlung an den Lüfterraum stark eingeschränkt. Fig. 23 gibt einen Richtwert der Schalldämmung durch das Ventilatorgehäuse. Bei elastischen Kanalanschlüssen ist die Schallabstrahlung meist wesentlich höher.

Der Pegel in jedem der Kanäle ist in grober Näherung aus Fig. 21 zu bestimmen, abzüglich 3 dB(A), da ja nur die Hälfte in jeden von ihnen eintritt. Eine genaue Aussage oder Kontrolle durch Messungen ist hier meist nicht möglich. Im Kanal treten Schallreflexionen auf, die zu Schalldruckvariationen in Ausbreitungsrichtung und zu einer Beeinflussung der vom Ventilator abgestrahlten Schalleistung führen. Es ist ebenfalls mit Quermoden winkelrecht zur Strömungsrichtung von bis zu 10 dB zu rechnen.

Der Zusammenhang zwischen Schalleistung und Schalldruck im Kanal ergibt sich aus

$$L_p = L_w - 10 \log S \quad \text{IX}$$

wobei S der Kanalquerschnitt in [m²] ist.

Das Frequenzspektrum kann in grober Näherung aus Fig. 22 bestimmt werden. In der Praxis liegen die Werte in Oktavbändern 63, 125 und 250 jedoch meist merkbar höher.

Verzweigungen und Krümmer

Im Kanalsystem ergeben sich an Krümmern, Verzweigungen, geraden Kanalstücken und Querschnittsprüngen Veränderungen des Schallpegels durch Dämpfung, Reflexion und Strömungsrauschen. VDI 2081 gibt Berechnungsgrundlagen dafür.

Strömungsrauschen

Als erste Näherung kann man bei unverzweigten Kanalsystemen annehmen, daß sich im Kanal Schalldämpfung und Schallerzeugung die Waage halten. Voraussetzung ist, daß das Strömungsrauschen in geraden Kanalteilen keine extremen Werte im Verhältnis zum anfänglichen Schalleistungspegel im Kanal hat und daß auch Querschnitte mit inhomogener Geschwindigkeitsverteilung wie Krümmer, Gitter usw. keine hohen Pegel verursachen.

Das Strömungsrauschen ergibt sich aus:

$$L_w = 7 + 50 \log v + 10 \log S \quad \text{X}$$

wobei v die Geschwindigkeit in [m/s] ist und S der Querschnitt in [m²]. Diese Funktion ist in Fig. 24 abgebildet und ermöglicht eine Beurteilung des zu erwartenden Strömungsrauschens.

Mündungsreflexionen

Am Ende des Kanals tritt eine Mündungsreflexion auf, die sowohl von der Frequenz, der Quadratwurzel der Ausblasfläche und von der Austrittsstelle im Raum abhängt, wie in Fig. 25 gezeigt. Im Falle 2 geschieht die Wellenausbreitung z. B. halbkugelförmig, im Falle 4 steht nur ein Achtel des Kugelraumes zur Verfügung.

Der Schalldruck im Raum ist dann in üblicher Weise mit Hilfe von Fig. 16 zu ermitteln, indem der Schallpegel im Kanal vermindert um die Mündungsreflexion als Ausgangswert dient.

When the fan is connected to ducts at both sides, energy radiation to the fan room is limited. Fig. 23 gives an approximate value of sound insulation by the steel plate of the casing. With elastic connections to the ducts, sound radiation to the room is much higher.

The level in each the ducts can in first approximation be determined from Fig. 21, less 3 dB, since only half the power enters each of them. More exact statements or measurements are generally impossible. Sound wave reflections occur in the duct which lead to sound pressure variations in the propagation direction and influence sound power radiation from the fan. Transverse undulations of up to 10 dB at a right angle to the sound propagation direction are also to be expected.

The relationship between sound power and sound pressure in a duct is given by

$$L_p = L_w - 10 \log S \quad \text{IX}$$

where S is the duct cross area in [m²].

The frequency spectrum can be roughly determined using Fig. 22. In reality, however, usually the values in the frequency bands of 63, 125 and 250 Hz are considerably higher.

Bends and branches

Within the duct system bends, branches, straight parts and bottle necks cause changes in the noise level due to attenuation, reflection and flow noise. The VDI rules 2081 give instructions how to calculate these.

Flow noise

In first approximation it can be assumed in unbranched duct systems, that sound attenuation and sound generation counterbalance each other. It is a necessary condition, that flow noise in straight ducts has no extreme level compared with the initial sound power level in the duct and that cross sections with inhomogenous velocity distribution as bends, gratings, etc. cause no extreme levels.

The flow noise is given by

$$L_w = 7 + 50 \log v + 10 \log S \quad \text{X}$$

where v is the velocity in [m/s] and S the cross area in [m²]. This function is shown in Fig. 24 and allows to judge the flow noise level to be expected.

Outlet reflexions

At the end of the duct an outlet reflection occurs, the size of which depends on both the frequency, the square root of the exhaust area and on the outlet position in the room, as illustrated in Fig. 25 in case 2 wave propagation disposes a halve share, in case 4 only one eighth of spherical space.

Sound pressure in the room can then be determined in the usual way by means of Fig. 16 where the sound level in the duct reduced by the outlet reflexion serves as the basic noise level.