

6. Schall und Schallschutz

6.1 Aus Schallwellen werden Nervenimpulse

Durch eine Schallquelle wird die umgebende Luft in Schwingungen versetzt. Diese Schwingungen verursachen ein wechselseitiges Verdichten und Entspannen der Luft. Das Verdichten und das anschließende Entspannen überlagern den vorhandenen Luftdruck und pflanzen sich – von der Schallquelle ausgehend – wellenförmig in alle Richtungen fort. Trifft eine solche Druckwelle auf das menschliche Ohr, wird dadurch das Phänomen des Hörens hervorgerufen.

Lorenz Oken (*eigentlich Lorenz Okenfuß, in Bohlsbach bei Offenburg geborener Naturforscher, Naturphilosoph und Arzt, 1779 -1851*) rühmte einst den Gehörsinn mit folgender lyrischer Aussage: „Das Auge führt den Menschen in die Welt, das Ohr führt die Welt in den Menschen.“ Was wir nämlich als Klangwelt empfinden, ist aus biologischer Sicht nichts anderes als die Umsetzung von Schallwellen in Nervenimpulse. Im Gehirn werden die Nervenimpulse schließlich in Sinneswahrnehmungen umgewandelt. Das Hören ist dementsprechend ein verzwickter Ablauf.

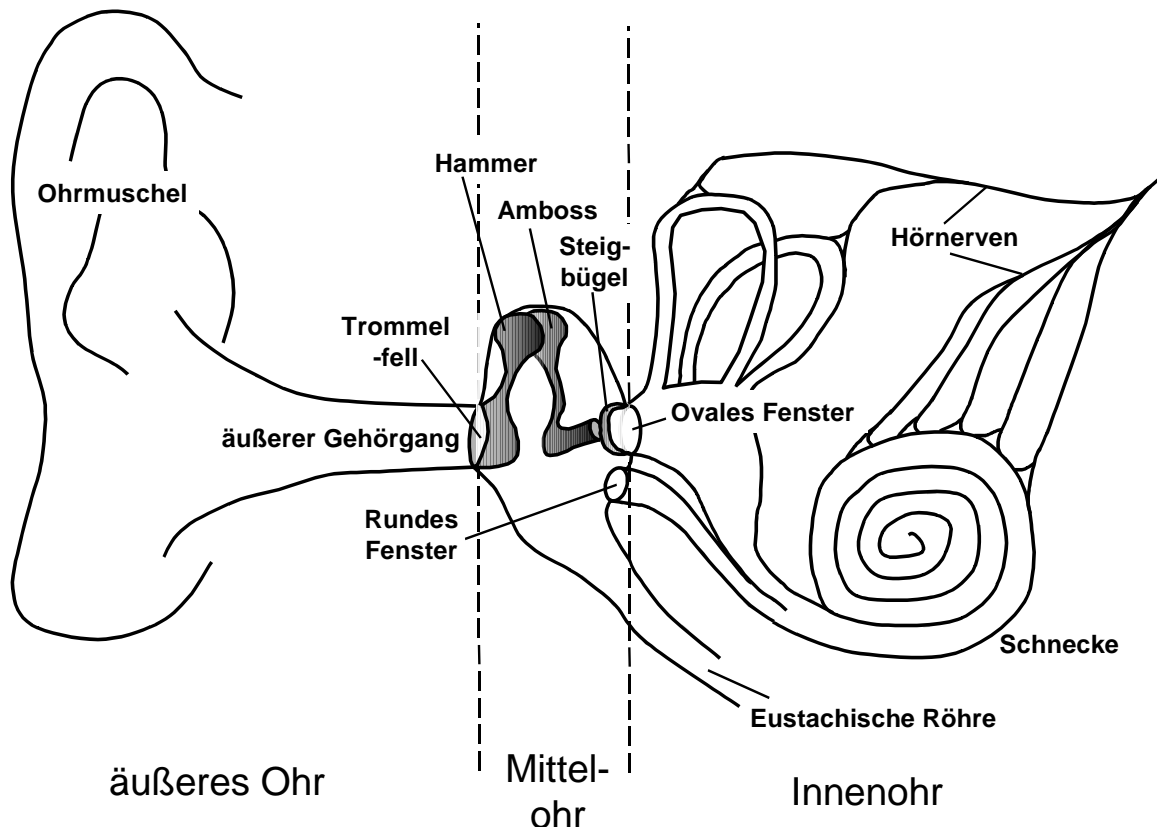


Bild 123: Aufbau des menschlichen Ohres

Das menschliche Ohr wird in drei Bereiche eingeteilt:

- das äußere Ohr mit Ohrmuschel und dem äußeren Gehörgang
- das Mittelohr mit den Gehörknöchelchen Hammer, Amboss und Steigbügel
- das Innenohr.

Erreichen die Luftschallwellen das menschliche Ohr und den äußeren Gehörgang, versetzen sie das Trommelfell in Schwingungen. Das Trommelfell begrenzt das äußere Ohr vom Mittelohr und ist mit dem Hammergriff verwachsen. Der Hammerfortsatz ist gelenkig mit dem Am-

boss verbunden, der Amboss wiederum mit der Steigbügelplatte. Die Fußplatte des Steigbügels passt genau in das „ovale Fenster“ des Innenohrs. Ein zweites membranverschlossenes Knochenfenster, das „runde Fenster“ ist unterhalb davon angeordnet. Die von den Schallwellen auf das Trommelfell übertragenen Schwingungen setzen sich also über die Gehörknöchelchen fort. Über das „ovale Fenster“ gelangen die erzeugten Schwingungen schließlich zum Innenohr. Die „eustachische Röhre“ sorgt für den Druckausgleich zwischen dem Mittelohr und der äußeren Umgebung. Sie mündet im Rachenraum.

Im Grunde müsste am Übergang von der Luft zum Trommelfell beträchtliche Schallwellenenergie durch Reflexion eingebüßt werden. Das Trommelfell ist jedoch so aufgebaut, dass es wenigstens im mittleren Frequenzbereich die gesamte Schwingungsenergie aufnimmt. Dadurch bleibt sein Schallwellenwiderstand auf ein Minimum beschränkt. Aufgrund der Hebelwirkung der Gehörknöchelchen und des im Verhältnis zur Steigbügelplatte wesentlich größeren Trommelfells werden die Schallwellen im Mittelohr sogar deutlich verstärkt.

Je intensiver das wechselseitige Verdichten und Entspannen der Luft durch eine Schallquelle erzeugt wird, desto lauter empfindet ein Mensch ein solches Geräusch. Schallquellen mit einem häufigen wechselseitigen Verdichten und Entspannen der Luft pro Zeiteinheit werden vom Menschen als höheres Geräusch empfunden als Schallquellen mit einem geringeren wechselseitigen Verdichten und Entspannen der Luft pro Zeiteinheit.

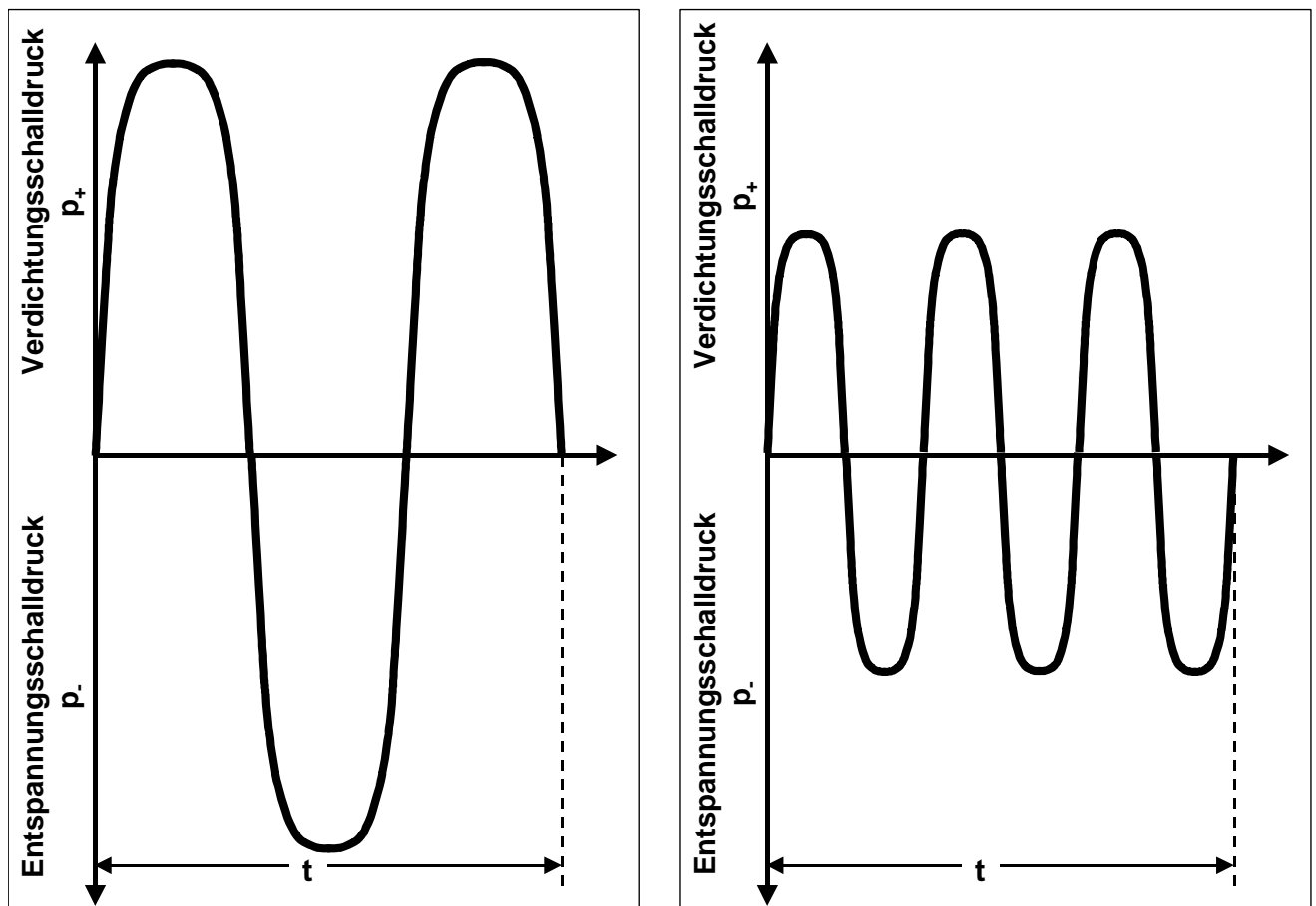


Bild 124: Verdichtungs- und Entspannungsschalldrücke bei unterschiedlichen Schallfrequenzen

Das Bild 124 zeigt links eine stärkere Verdichtung und Entspannung der Luft als im Bild rechts. Das im Bild links dargestellte Geräusch wird also als lauter empfunden als das im Bild rechts. Im Bild 124 links schwingt der Luftschalldruck weniger pro Zeiteinheit „t“ als im Bild rechts. Das im Bild links dargestellte Geräusch wird also als tiefer empfunden als das im Bild rechts.

6.2 Physikalische und physiologische Grundlagen des Luftschalls

6.2.1 Frequenz

Die Anzahl der Schwingungen pro Zeiteinheit nennt man die Frequenz f , seine Maßeinheit ist das Hertz [Hz] (*Heinrich Rudolf Hertz, deutscher Physiker, in Hamburg geboren, 1857 – 1894*). Ein Hertz ist eine Schwingung pro Sekunde. Die Luftschwingungen lassen sich messen und physikalisch bewerten, die daraus ermittelten Ergebnisse nennt man „Schallfeldgrößen“.

6.2.2 Schallgeschwindigkeit

Der Schall breitet sich in Luft mit der „Schallgeschwindigkeit“ c aus

$$c = (\kappa \cdot R_L \cdot T)^{1/2} \quad (126)$$

Dabei sind

κ der Isentropenexponent (siehe 2.3, Gleichung (18)); (für Luft gilt: $\kappa = 1,4$)

R_L die Gaskonstante von Luft (siehe 2.3, Gleichung (13))

T die absolute Temperatur (siehe 2.2.2 Gleichung (2)).

Für trockene Luft ($R_L = 287,14 \text{ J / (kg K)}$) beträgt die Schallgeschwindigkeit bei einer Temperatur von 293,15K (20°C) $c = 343,28 \text{ m/s}$.

6.2.3 Wellenlänge

Unter der Wellenlänge λ versteht man die Länge einer vollständigen Schallwelle. Eine Wellenlänge kann sich über folgende Bereiche einer Schallwelle erstrecken: von einem Nulldurchgang bis zum übernächsten Nulldurchgang oder von einem Wellenberg bis zum darauf folgenden Wellenberg oder von einem Wellental bis zum nächsten Wellental. Die Wellenlänge λ einer Schallwelle in Luft ist nach der Beziehung

$$\lambda = c / f \quad (127)$$

abhängig von der Schallgeschwindigkeit c und von der Frequenz f .

6.2.4 Schalldruck

Der Schalldruck p – also das durch eine Schallquelle verursachte wechselseitige Verdichten und Entspannen der Luft – wird in μbar (Mikrobar) gemessen. Der Schalldruck p ist der quadratische Mittelwert aus dem Verdichtungsdruck p_+ und dem Entspannungsdruck p_- . (Bild 124).

6.2.5 Schalleistung

Die Schalleistung P ist eine nicht messbare theoretische Größe und wird in Watt angegeben. Veranschaulichen lässt sich die Schalleistung am Beispiel eines Schlaginstruments. Beim Spielen des Schlaginstruments entstehen Schalldruckwellen, die im menschlichen Ohr das Phänomen des Hörens bewirken. Was das Ohr nicht wahrnimmt, ist der Umstand, dass der Schlagzeuger schlagen muss, um Töne zu erzeugen. Er muss also arbeiten und somit eine Leistung erbringen. Das Aufbringen dieser Schalleistung ist folglich notwendig, um die Schalldruckwellen zu erzeugen. Genau genommen ist die vom Schlagzeuger zu erbringende Leistung etwas höher, da die Schalleistung um den Wirkungsgrad des Schlaginstruments vermindert ist. Entfernt sich nun der Zuhörer vom Standort des Instrumentes, nehmen wir es als zunehmend leiser wahr. In einem mit Teppichen und Vorhängen ausgekleideten Raum hört sich das Schlaginstruments anders an als in einem echostarken Raum. Folglich ist der Schalldruck, den wir vernehmen, entfernungs- und raumabhängig. Unabhängig von unserer jeweiligen Wahrnehmung muss jedoch der Schlagzeuger immer die gleiche Leistung erbrin-

gen. Folglich ist die Schalleistung entfernungs- und raumunabhängig und somit eine objektive Größe, die sich vorteilhaft als Basisgröße aller schalltechnischen Berechnungen eignet.

6.2.6 Schalldruckpegel

Das menschliche Ohr ist in der Lage, Schalldruckwellen direkt aufzunehmen und nach Lautstärke und Tonlage zuzuordnen. Im Hinblick auf die Lautstärke ist das menschliche Ohr in der Lage, Geräusche mit einem Schalldruck von zwei Zehntausendstel Mikrobar gerade noch wahrzunehmen, was als Hörschwellendruck bezeichnet wird. Die Schmerzschwelle für das menschliche Ohr liegt bei einem Schalldruck oberhalb von 200 μbar . Der zahlenmäßige Umgang im weiten Bereich zwischen dem Hörschwellendruck $2 / 10.000 \mu\text{bar}$ bis zum Schmerzschwellendruck $200 \mu\text{bar}$ ist nicht gerade praktisch. Daher setzt man erst einmal den in praxi gemessenen Schalldruck ins Verhältnis zum Hörschwellendruck und kann ausdrücken, dass das gemessene und zu bewertende Geräusch einen Schalldruck aufweist, der beispielsweise 100, 10.000 oder 1.000.000 mal stärker ist als der Hörschwellendruck. Um kleinere Zahlen zu erhalten, liegt es nahe, das gewonnene Verhältnis zu logarithmieren und die daraus gewonnene Beziehung Schalldruckpegel zu nennen. Der Schalldruckpegel wird in Dezibel [dB] angegeben.

$$L = 20 \cdot \log \frac{\text{gemessener Schalldruck } [\mu\text{bar}]}{\text{Hörschwellendruck } [\mu\text{bar}]} \quad (128)$$

Beträgt der Schalldruck so viel wie der Hörschwellendruck, dann wird nach (128) der Schalldruckpegel

$$L = 20 \cdot \log 1 = 20 \cdot 0 = 0 \text{ dB.}$$

Beträgt der Schalldruck so viel wie der Schmerzschwellendruck, dann wird nach (128) der Schalldruckpegel

$$L = 20 \cdot \log 1.000.000 = 20 \cdot 6 = 120 \text{ dB.}$$

6.2.7 Oktav- und Terzspektrum

Geräusche setzen sich in der Regel aus Geräuschanteilen unterschiedlicher Frequenzen zusammen. So wirken in einem Orchester verschiedenartige Instrumente zusammen, die gemeinsam ein Geräusch ergeben. Das Gleiche gilt auch für ein Geräusch, das von einer Maschine - wie zum Beispiel einem Ventilator - erzeugt wird. In der praktischen Anwendung werden bei Geräuschmessungen Mikrofone verwendet, die durch Vorschalten entsprechender Filter nur Geräuschanteile einer bestimmten Frequenz aufnehmen. Der Frequenzbereich von 45 Hz bis 15 kHz wird bei Verwendung eines Oktavspektrums in acht sogenannte Oktaven unterteilt (Bild 125).

1. Oktave:	45 – 90 Hz	Oktav-Mittelwert:	63 Hz
2. Oktave:	90 – 179 Hz	Oktav-Mittelwert:	125 Hz
3. Oktave:	179 – 352 Hz	Oktav-Mittelwert:	250 Hz
4. Oktave:	352 – 704 Hz	Oktav-Mittelwert:	500 Hz
5. Oktave:	704 – 1408 Hz	Oktav-Mittelwert:	1000 Hz
6. Oktave:	1408 – 2816 Hz	Oktav-Mittelwert:	2000 Hz
7. Oktave:	2816 – 5600 Hz	Oktav-Mittelwert:	4000 Hz
8. Oktave:	5600 – 15000 Hz	Oktav-Mittelwert:	8000 Hz

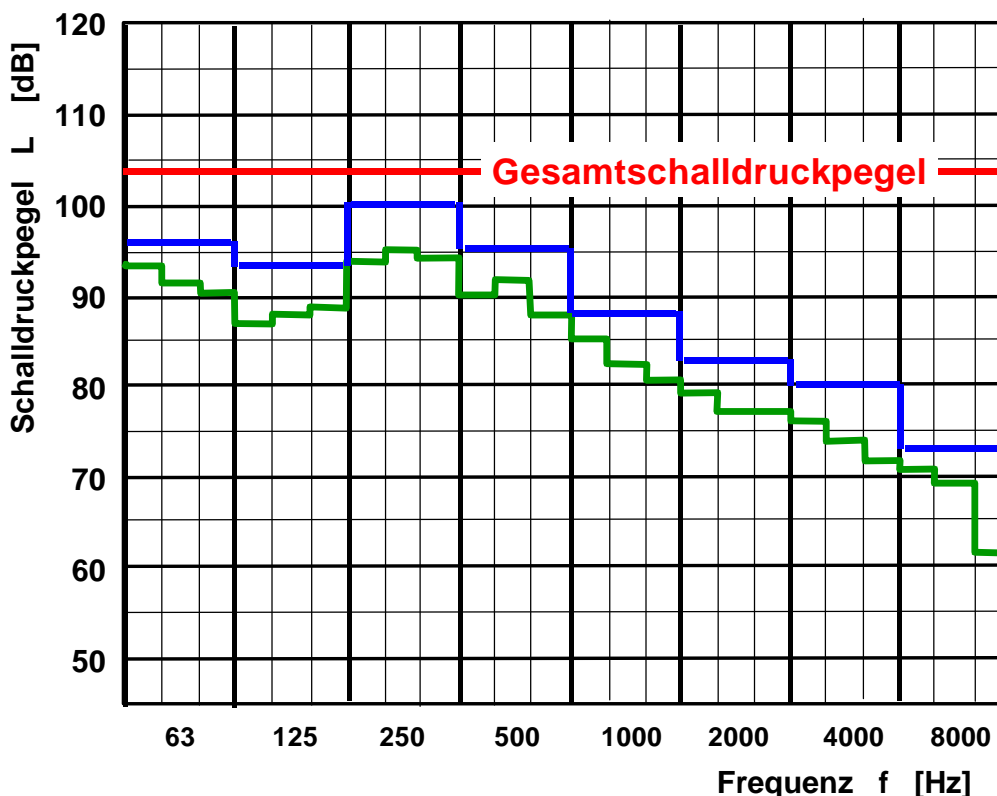


Bild 125: Oktav- und Terzspektrum eines Ventilatorengeräusches

Für manche Untersuchung ist jedoch die Aufteilung in acht Abschnitte zu grob. Für eine genauere Beurteilung der Geräuschsituation kann der Frequenzbereich von 20 Hz bis 15000 Hz in sogenannte Terzen unterteilen. Dabei wird jede Oktave noch einmal in drei Terzen aufgeteilt, so dass man mittels eines Terzspektrums für den oben genannten Frequenzbereich 24 Abschnitte erhält (Bild 125).

Noch feinere Unterteilungen des Schallspektrums können durch die Verwendung von Filtern in Bandbreiten von 1/12 Oktaven oder 1/24 Oktaven durchgeführt werden. Besonders feine Filter gestatten sogar die Ausfilterung in Bandbreiten in der Größenordnung von nur einem Hertz.

6.2.8 Physiologische Wirkung auf den Menschen

Obwohl der Schalldruck mit Messinstrumenten physikalisch eindeutig bestimmbar ist, stellt sich dagegen die physiologische Wirkung auf den Menschen als sehr viel schwieriger dar. Das menschliche Gehör empfindet nämlich zwei Töne mit gleichem Schalldruck, jedoch unterschiedlicher Frequenz als nicht gleich laut. Daher hat man bei Reihenuntersuchungen mit einer großen Anzahl von Testpersonen die subjektiv empfundenen Lautstärken von Tönen unterschiedlicher Schalldrücke und verschiedener Frequenzen bestimmen lassen. Daraus ergeben sich Kurven gleicher Lautheit (Bild 126).

Die Maßeinheit „Phon“ ist eine besondere Art des Schalldruckpegels. Das Phon entspricht definitionsgemäß dem Schalldruckpegel eines Tones bei einer Frequenz von genau 1000 Hz.

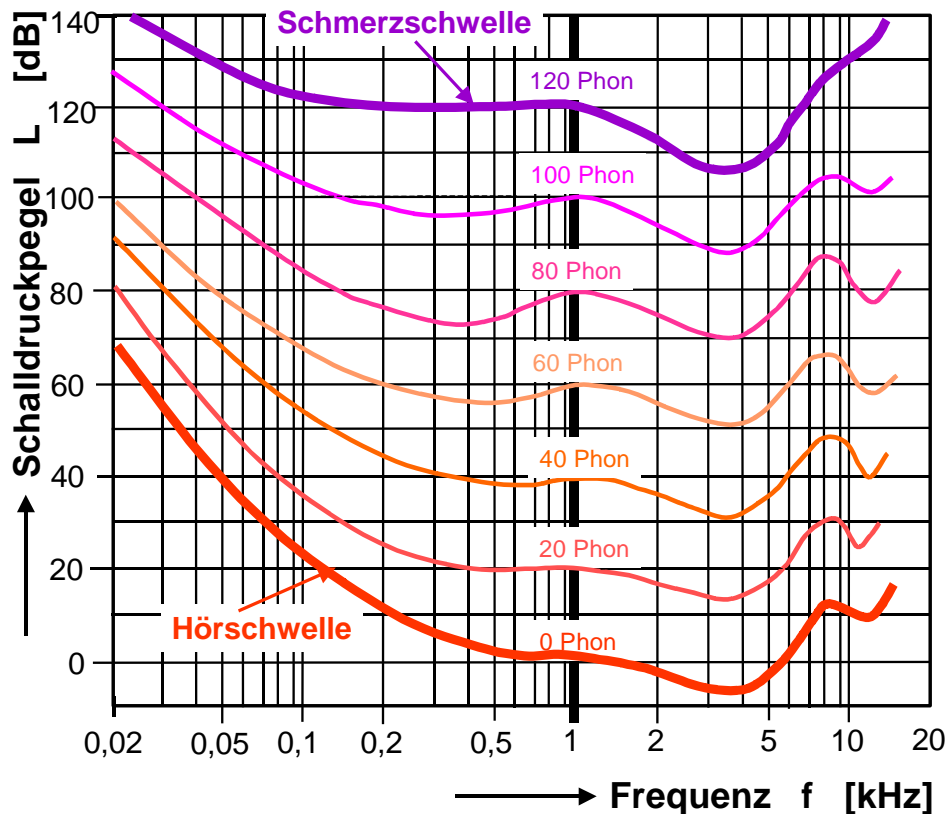


Bild 126: Kurven gleicher Lautheitsempfindungen

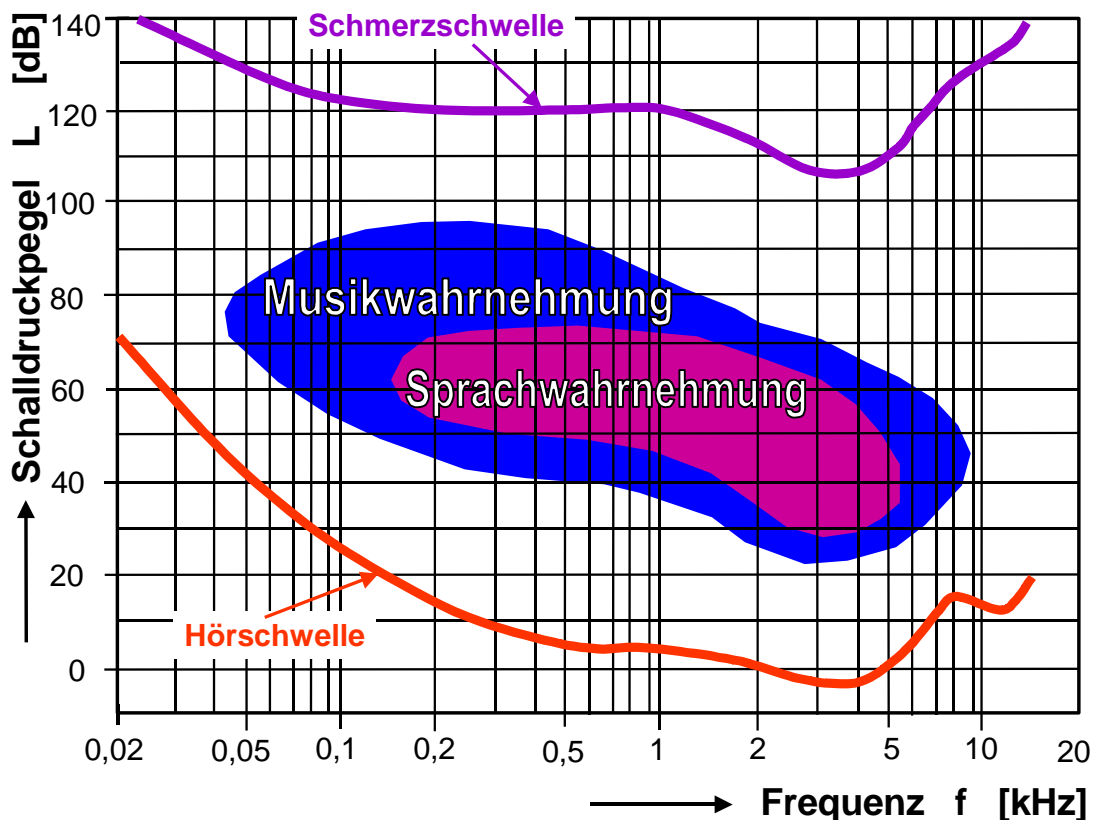


Bild 127: Hörfläche des Menschen

Die „Hörfläche“ (Bild 127) ist der Frequenz- und Pegelbereich des menschlichen Hörbereichs in dem das menschliche Gehör Schall erfassen kann. Es liegt zwischen den Kurven der unteren stark frequenzabhängigen Hörschwelle und der oberen weniger frequenzabhängigen Schmerzschwelle. Im Hinblick auf die Tonlage ist das menschliche Ohr in der Lage, Geräusche in einem Bereich von etwa 20 Hz bis nahezu 20.000 Hz wahrzunehmen. Tiefere Geräusche

sche (Infraschall) und höhere Geräusche (Ultraschall) sind für das menschliche Ohr nicht wahrnehmbar. Mit den oben angegebenen Grenzen gibt es eine große Hörfläche für die allgemeine Wahrnehmbarkeit von Schall, eine etwas kleinere Hörfläche für die Wahrnehmbarkeit von Musik und eine noch kleinere Hörfläche für die unbegrenzte Wahrnehmbarkeit von Sprache.

Da das menschliche Ohr gleich intensive Töne unterschiedlicher Tonhöhen als unterschiedlich laut empfindet, verwendet man so genannte Frequenzbewertungskurven. Da das Lautheitsempfinden von der Frequenz und dem Schalldruckpegel abhängig ist, wurden für unterschiedliche Schalldruckpegel unterschiedliche Bewertungskurven definiert (Bild 128):

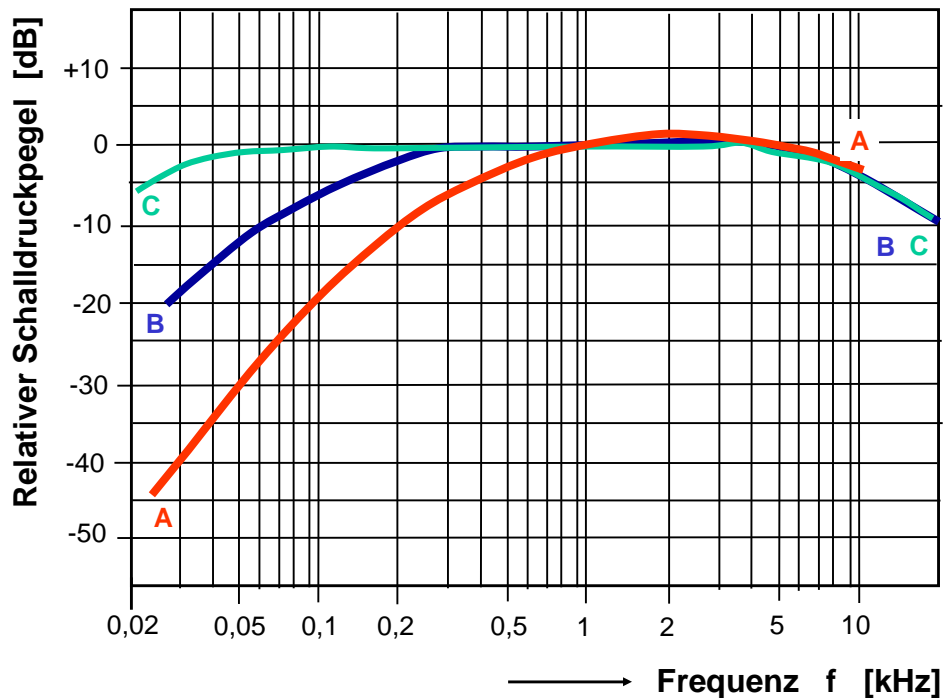


Bild 128: Bewertungskurven zur Ermittlung des A-, B- oder C- bewerteten Schalldruckpegels

- § Bewertung nach Kurve A: gleiche A-bewertete Schalldruckpegel sind etwa bei 20 - 40 dB gleich laut
- § Bewertung nach Kurve B: gleiche B-bewertete Schalldruckpegel sind etwa bei 50 - 70 dB gleich laut
- § Bewertung nach Kurve C: gleiche C-bewertete Schalldruckpegel sind etwa bei 80 - 90 dB gleich laut

Üblicherweise wird nach dem Einheitenzeichen „dB“ die Frequenzbewertungskurve angegeben. Für die A-Bewertung schreibt man deshalb dB(A).

Es wird überwiegend die A-Bewertung angewendet. Dieser bewertete Schalldruckpegel (Schalldruckpegel + Bewertungsfiler) wird in der Lärmesstechnik verwendet. Bei einer derartigen Lärmesstechnik wird zu den ermittelten Schallpegeln L , die den jeweiligen Frequenzen entsprechen, der relative Schalldruckpegel ΔL der A-Bewertungskurve hinzuaddiert. Der Schalldruckpegel kann auch direkt mit Bewertungsfiltren gemessen werden. Aus dem Verlauf der A-Bewertungskurve ist ersichtlich, dass insbesondere im Bereich niedriger Frequenzen der A-bewertete Schalldruckpegel L_A deutlich geringer ist als der unbewertete Schalldruckpegel L und dass bei Frequenzen um 2 kHz der A-bewertete Schalldruckpegel L_A geringfügig höher ist als der unbewertete Schalldruckpegel L .

Einige Darstellungen für A-bewertete Schalldruckpegel sowie die Auswirkungen auf das Gehör beziehungsweise auf das menschliche Empfinden gehen aus dem Bild 129 hervor:

Schallpegelerhöhung	-	3 dB	5 dB	7 dB	10 dB	13 dB	15 dB	17 dB	20 dB
---------------------	---	------	------	------	-------	-------	-------	-------	-------

Tabelle 7: Addition gleicher Schallpegel

Durch die Definition des Schalldruckpegels als logarithmisches Maß verdoppelt sich die empfundene Lautstärke bei einer Erhöhung des Schalldruckpegels um 10 dB. Dem entsprechend wird eine Schalldruckpegelerhöhung um 20 dB als viermal so laut wie die Grundlautstärke empfunden.

Wenn n verschiedene Schallquellen zusammen arbeiten und jede einzelne Schallquelle hat einen anderen Schalldruckpegel $L_1 \dots L_n$, dann wird der sich daraus ergebene Gesamtschalldruckpegel entsprechend der Gleichung (130) einstellen:

$$L = 10 \cdot \log (10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + 10^{L_3/10} + \dots + 10^{L_n/10}) \quad (130)$$

Die zuvor im Bild 125 in den einzelnen Oktavbändern dargestellten Schalldruckpegel setzen sich entsprechend Gleichung (130) durch Schalldruckpegel-Addition der zugehörigen Terzbänder zusammen. Ebenso lässt sich der im Bild 125 dargestellte Gesamtschalldruckpegel durch Schalldruckpegel-Addition der zugehörigen Terzbänder entsprechend Gleichung (130) errechnen.

6.2.10 Messflächen-Schalldruckpegel

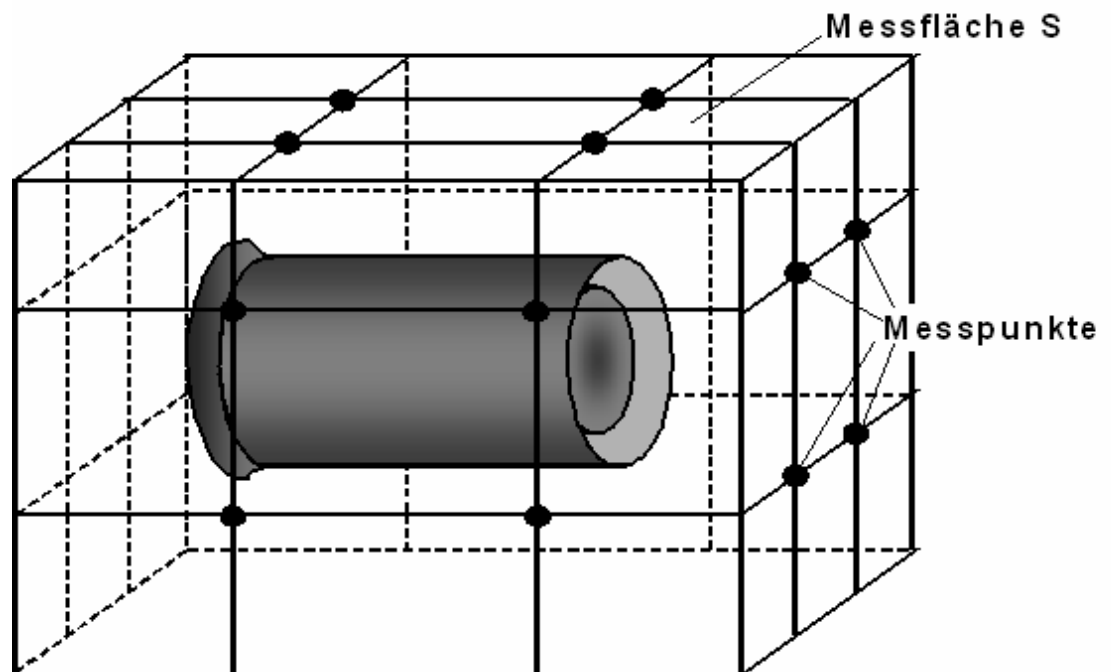


Bild 130: Messpunkte auf der Oberfläche einer Messfläche verteilt

Die Messfläche S ist eine fiktive Fläche, welche zur Messung emittierter Schalldruckpegel die Schallquelle in einem bestimmten Abstand (meist 1 m) räumlich umgibt. Entsprechend der äußeren Form eines Schall emittierenden Körpers oder einer Schall emittierenden Maschine dienen zur abstrakten Konstruktion dieser Messflächen in der Regel einfache geometrische Formen oder Teilformen wie Quader, Zylinder oder Kugeln (Bild 130). Unwesentliche Bauteile einer Schall emittierenden Maschine, die an der Schallemission nicht oder nur unbedeutend beteiligt sind, bleiben bei der gedanklichen Konstruktion dieser Messflächen unberücksichtigt. Schallreflektierende Begrenzungsflächen wie Fußböden oder Wände werden nicht zur Messfläche angerechnet. In Abhängigkeit von der Größe der Maschine und der Gleichmäßigkeit des Schallfeldes sind auf der Messfläche in genügender Anzahl gleichmäßig verteilt Messpunkte anzuordnen. Weil in der Akustik mit logarithmierten Verhältnisgrößen

gearbeitet wird, muss die oben beschriebene, konstruierte Messfläche **S** zu einer Bezugsfläche **S₀** ins Verhältnis gesetzt werden. Das Messflächenmaß **L_S** wird somit als Kenngröße definiert:

$$L_S = 10 \cdot \log (S / S_0) \quad [\text{in dB}] \quad (131)$$

S : Messfläche gemessen in m²
S₀ : Bezugsfläche (S₀ = 1 m²)

Mit Messflächen-Schalldruckpegel \bar{L} bezeichnet man den Schallpegel, der über die **n** Messpunkte der Messfläche **S** örtlich und / oder zeitlich gemittelt und ggf. um Fremdgeräusche und Reflektionen bereinigt wird.

$$\bar{L} = 10 \cdot \log \left((1/n) \cdot \sum_{i=1}^n 10^{L_i/10} \right) \quad (132)$$

\bar{L}_A ist der entsprechend A-bewertete Messflächen-Schalldruckpegel.

6.2.11 Schalleistungspegel

Schalleistungspegel kennzeichnen die Geräuschentwicklung, die etwa durch eine Schall emittierende Maschine unter spezifischen Betriebsbedingungen hervorgerufen wird. Die abgestrahlte Schalleistung einer Geräuschquelle kann durch die Messung des Schalldrucks an mehreren Stellen einer geschlossenen Hüllfläche (siehe 6.2.10) bestimmt werden. Während der Schalldruckpegel die Größe des Schalldruckes eines Schallfeldes für einen bestimmten Ort beschreibt, gibt der Schalleistungspegel die Geräuschemission einer Schallquelle an. Sind die Schalldruckpegel in einem bestimmten Abstand von der Quelle bekannt, kann hieraus die Schalleistung einer Quelle berechnet werden. Die Schalleistung gehört fest zur Schallquelle, darum macht bei Emissionsmessungen die Angabe einer Schalleistung in einem bestimmten Abstand von der Schallquelle keinen Sinn (siehe 6.2.5).

Der Schalleistungspegel ist eine relative Größe und wird ebenfalls in dB angegeben. Er ist eine Schallenergiegröße und gibt die Größenordnung des Verhältnisses zweier als Luftschall abgegebene in Watt gemessene Schalleistungen **P₁** und **P₀** wieder.

$$L_P = 10 \cdot \log (P_1 / P_0) \quad [\text{in dB}] \quad (133)$$

Ähnlich wie beim Schalldruck wurde auch bei der Schalleistung ein unterer Grenzwert festgelegt und zwar **P₀** = 10⁻¹² Watt (Hörschwelle), mit dem die tatsächlich vorhandenen Schalleistungen verglichen werden. Es ist darauf zu achten, dass der Begriff „Dezibel“ sowohl für den Schalldruck als auch für den Schalleistungspegel verwendet wird. Die summierte Leistung einer Schallquelle nennt man Gesamtschalleistungspegel. Diese Größe ist objektiver Ausgangspunkt für alle weiteren Berechnungen.

Da alle Berechnungen frequenzabhängig geführt werden müssen, ist es erforderlich, die Geräuschanteile zu kennen, aus denen sich der Gesamtschalleistungspegel zusammensetzt. Dies nennt man den Frequenzgang des Gesamtschalleistungspegels. Führt man eine Bewertung entsprechend der A-Bewertungskurve durch, erhält man aus dem Schalleistungspegel **L_P** den bewerteten Schalleistungspegel **L_{PA}**.

Wie oben bereits erwähnt (siehe 6.2.5), kann im Gegensatz zum Schalldruck **p** die Schalleistung **P** nicht direkt gemessen werden, sondern sie wird aus Schalldruck **p**, Schallschnelle **v** und Messfläche **S** berechnet.

$$P = p \cdot v \cdot S \quad (134)$$

Die Schallschnelle v gibt an, mit welcher Wechselgeschwindigkeit die Partikel des Schallübertragungsmediums (Luftteilchen) um ihre Ruhelage schwingen. Die Schallschnelle v darf nicht mit der Schallgeschwindigkeit c verwechselt werden, obwohl beide in m/s gemessen werden.

$$v = \frac{p}{\rho \cdot c} \quad \text{in m/s} \quad (135)$$

wobei

p der Luftdruck
 ρ die Luftdichte und
 c die Luft-Schallgeschwindigkeit

bedeuten. Setzt man Gleichung (135) in Gleichung (134) ein, folgt daraus für die berechnete Schalleistung:

$$P = p^2 \cdot \frac{S}{\rho \cdot c} \quad (134a)$$

Für $p = \text{const}$ und $c = \text{const}$ folgt die Proportionalität

$$P \sim p^2 \cdot S \quad (134b)$$

Mit dem Messflächen-Schalldruckpegel \bar{L} aus Gleichung (132) und dem Messflächenmaß L_S aus Gleichung (131) folgt daraus für den Schalleistungspegel:

$$L_P \approx \bar{L} + 10 \cdot \log(S / S_0) = \bar{L} + L_S \quad (136)$$

beziehungsweise für den A-bewerteten Schalleistungspegel:

$$L_{PA} \approx \bar{L}_A + 10 \cdot \log(S / S_0) = \bar{L}_A + L_S \quad (137)$$

6.2.12 Abstandsdämpfung

Aus Erfahrung weiß man, dass mit zunehmender Entfernung von der Schallquelle sein Schalldruckpegel abnimmt. Aus Gleichung (138) geht die theoretische Pegel-Dämpfung ΔL hervor, die mit dem Abstand r von der Schallquelle bei kugelförmiger Schallausbreitung in den freien Raum im Idealfall zu erwarten ist.

$$\Delta L = 20 \cdot \log(r / r_0) \quad \text{in dB} \quad (138)$$

Hierin ist r_0 der Bezugsabstand. Steht man zum Beispiel in einem Abstand von $r_0 = 1$ Meter von einer Schallquelle entfernt und entfernt sich dann auf $r = 10$ Meter Abstand von der Schallquelle, dann ist ein Schalldruckpegelabfall von 20 dB zu erwarten. Der von einer Punktschallquelle stammende Schall wird pro Abstandsverdopplung theoretisch um 6 dB gedämpft. Durch Schallabsorption kann dieser Wert vergrößert werden sowie durch Reflexion an Hindernissen verkleinert werden. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass der Schalldruckpegelabfall pro Abstandsverdopplung eher bei 5 dB beträgt.

6.3 Geräusche an Ventilatoranlagen

In der Wettertechnik und Tunnelbelüftung stellen Ventilatoren die wichtigsten Schallquellen dar. Das Geräusch eines Ventilators entsteht einerseits durch turbulente Strömungsvorgänge an den Schaufeln und am Gehäuse, andererseits durch die Wechselwirkung zwischen dem Strömungsfeld des Laufrades und dem des Leitrades bei Axialventilatoren beziehungsweise der Gehäusezunge bei Radialventilatoren. Zusammen nennt man diese Erscheinungen die sogenannten primären Ventilatorengeräusche. Als sogenannte sekundäre Ventilatorengeräusche werden diejenigen Schallquellen bezeichnet, die durch mechanische Schwingungen verschiedener Konstruktionsteile hervorgerufen werden.

6.3.1 Sekundäre Ventilatorengeräusche

An Konstruktionsteilen wie Antriebsmotoren sowie Lauf- und Leiträdern können durch mechanische Schwingungen bestimmter Frequenzen, die von der Unwucht rotierender Teile ausgelöst werden, Eigenschwingungen im hörbaren Frequenzbereich angeregt werden. Lauf- und Leitrad-schaufeln müssen daher genügend biegesteif sein, um sekundäre Geräuschquellen zu vermeiden.

Wenn Luft in einseitig offenen Leitungssystemen, die an Ventilatoren angeschlossen sind, in Eigenfrequenzen zu Schwingungen angeregt wird, so kann dies durch Ausbildung stehender Wellen ebenfalls zu sekundären Geräuschquellen werden.

Durch konstruktive Maßnahmen lassen sich jedoch sekundäre Ventilatorengeräusche weitgehend vermeiden.

6.3.2 Geräuscentstehung

Im Gegensatz zu sekundären Ventilatorengeräuschen lassen sich primäre Ventilatorengeräusche nicht vermeiden, da sie mit der strömungstechnischen Wirkungsweise von Ventilatoren unmittelbar zusammenhängen. Die direkt erzeugten Ventilatorengeräusche sind Luftwirbelgeräusche, die sich aus einem breitbandigen Rauschen und aus überlagerten Tönen zusammensetzen. Das breitbandige Rauschen geht auf zufallsabhängige Störungen der Strömung zurück. Hierzu gehören unter anderem Ablöse- oder Wirbelgeräusche, Stoß- oder Strömungsrauschen sowie Grenzschichtrauschen. Die Töne werden durch periodische Störungen ausgelöst. Als Erläuterung hierzu wird im Folgenden das Entstehen des Sirengeräusches vorgestellt (Bild 131).

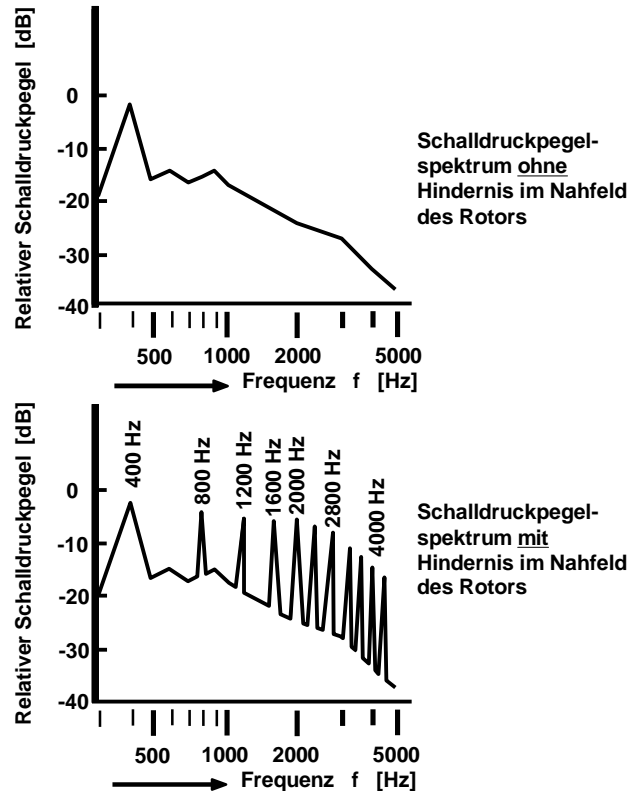
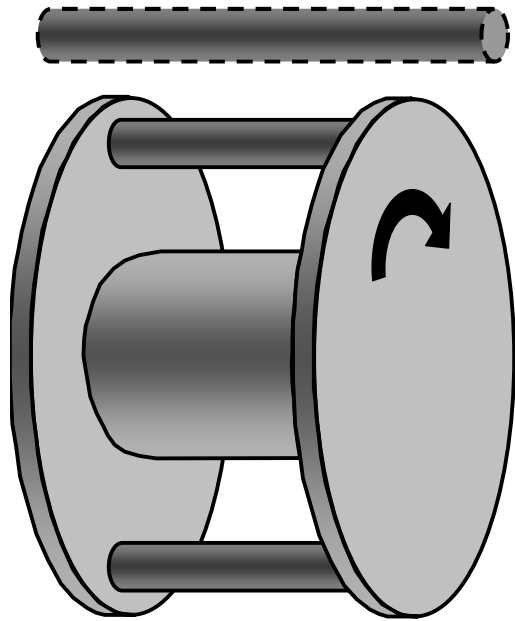


Bild 131: Entstehung des Sirengeräusches

Auf einem Rotor sind $z = 2$ Störkörper angeordnet. Die Drehzahl des Rotors möge in diesem Beispiel $n = 200 \text{ s}^{-1}$ betragen. Die Grundfrequenz f_g beträgt entsprechend

$$f_g = n \cdot z \quad (139)$$

$f_g = 400 \text{ Hz}$ (siehe das Spektrum rechts oben im Bild 131).

Die periodische Zusatzstörung wird in dieser Darstellung durch das oben angeordnete Hindernis verursacht. Befindet es sich im Nahfeld des Rotors, dann treten im Spektrum die rechts unten gezeichneten Pegelspitzen auf. Die Frequenz des Pegels des Sirenenklang-Grundtones stimmt hierbei mit der des Drehklang-Grundtones überein.

Die Frequenzen der zugehörigen Obertöne – oder auch „Harmonische“ genannt – entsprechen den ganzzahligen Vielfachen $i = 1, 2, 3, \dots$ der Grundfrequenz.

$$f_i = i \cdot n \cdot z \quad (140)$$

Die Frequenzen der Obertöne betragen entsprechend

$$f_2 = 800 \text{ Hz}, f_3 = 1200 \text{ Hz}, f_4 = 1600 \text{ Hz}, f_5 = 2000 \text{ Hz} \text{ etc.}$$

Der Anteil der Schallintensität des Drehklanges ist im Allgemeinen in der Grundfrequenz f_g am größten, während die Anteile der Schallintensität im Frequenzbereich der Obertöne mit höherer Ordnung abnehmen.

6.3.3 Primäre Ventilatorengeräusche

Durch die gegenseitige Beeinflussung der Strömungsvorgänge hinter dem Laufrad und beim Eintritt in das Leitrad (bzw. zwischen Laufrad und Spiralgehäusezunge bei Radialventilatoren) entstehen sogenannte Interferenzgeräusche. Da das Leitrad die Drallenergie der Strömung in potentielle Energie umsetzen soll, kann das Leitrad nicht in beliebig großem Abstand vom Laufrad entfernt angeordnet werden. Die Frequenzen des Interferenzgeräusches erge-

ben sich aus der Drehzahl n des Ventilator-Laufrades, der Anzahl z_1 der Laufrad-Schaufeln und der Anzahl z_2 der Leit-Schaufeln. Das Laufrad regt Schallwellen mit der Frequenz $f_{\text{Laufrad}} = i \cdot n \cdot z_1$ an. Die Leit-Schaufeln verursachen durch die Bewegung einer Laufrad-Schaufel Schallschwingungen mit der Frequenz $f_{\text{Leitrad}} = i \cdot n \cdot z_2$. Durch das Vorbeilaufen der z_1 Laufrad-Schaufeln an den z_2 Leit-Schaufeln entstehen Interferenzgeräusche mit der Frequenz $f_{\text{Interferenz}} = i \cdot n \cdot z_1 \cdot z_2$. Die Interferenzgeräusche werden besonders stark, wenn die Anzahl der Laufrad- und Leit-Schaufeln gleich ist. Dabei erfolgen sämtliche gegenseitige Störungen gleichzeitig. Um die Intensität der Interferenzgeräusche zu verringern, wählt man die Anzahl der Laufrad-Schaufeln um 1 verschieden von der Anzahl der Leit-Schaufeln ($z_2 = z_1 \pm 1$). Der durch Interferenz entstehende, teilweise hörbare Schwebungston eines Ventilators ergibt sich aus den Frequenzen

$$f_{\text{Schwebung}} \approx f_{\text{Interferenz}} - f_{\text{Laufrad}} \approx f_{\text{Interferenz}} - f_{\text{Leitrad}} \quad (141)$$

Zusätzlich treten mit der Drehzahl des Ventilators periodische Druckänderungen ein. Hierzu betrachten wir die Absolut- und Relativgeschwindigkeiten an einem abgewinkelten Zylinderschnitt des Laufrades eines Axialventilators (siehe auch Abschnitt 4.1). In unmittelbarer Nähe eines jeden Flügels folgt der Geschwindigkeitsvektor der Relativgeschwindigkeit w der Schaufelkontur. Die Abströmgeschwindigkeit relativ zur Laufradschaufel ist w_2 . Die Absolutgeschwindigkeit im Raum unmittelbar hinter einer Laufradschaufel ist c_2 entsprechend der vektoriellen Addition von Umfangsgeschwindigkeit u und Relativgeschwindigkeit w_2 (Bild 132). Im Bereich zwischen zwei Laufradschaufeln folgt der Geschwindigkeitsvektor der Relativgeschwindigkeit w nicht exakt der Schaufelkontur. Die Relativgeschwindigkeit der Abströmung zwischen zwei Laufradschaufeln w_2' ist deshalb nach Größe und Richtung geringfügig anders als w_2 unmittelbar hinter einer Laufradschaufel. Dem entsprechend gilt auch das Gleiche für die Absolutgeschwindigkeit c_2' zwischen zwei Laufradschaufeln. Die Summe aus potentieller und kinetischer Energie ist konstant. Daher wird in dem Augenblick, in dem am betreffenden Ort im Raum ein Schaufelende gerade vorbeiläuft, entsprechend der dem Betrag nach größeren Absolutgeschwindigkeit c_2 eine Absenkung des statischen Druckes um den Betrag p_- gegenüber einem mittleren Druckniveau p_2 eintreten. Andererseits wird in dem Augenblick, in dem am betreffenden Ort im Raum der Bereich zwischen zwei Schaufelenden gerade vorbeigeht, entsprechend der dem Betrag nach kleineren Absolutgeschwindigkeit c_2' eine Erhöhung des statischen Druckes um den Betrag p_+ gegenüber einem mittleren Druckniveau p_2 eintreten.

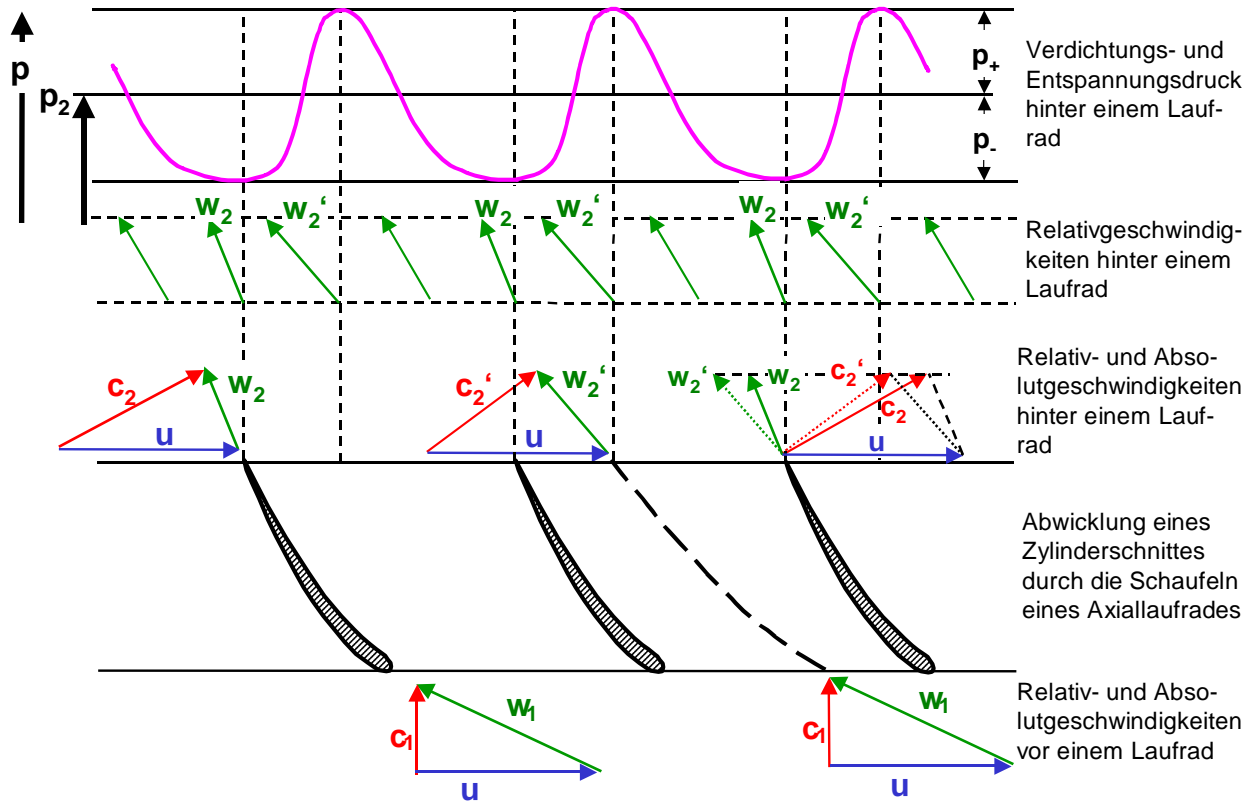


Bild 132: Geschwindigkeits- und Druckschwankungen hinter dem Laufrad eines Axialventilators

Akustisch gesehen folgt daraus, dass das umlaufende Feld des wechselnden statischen Druckes periodischen Luftdruckschwankungen einer Schallquelle entspricht, deren Grundfrequenz f_g dem Produkt aus Drehzahl n und Schaufelzahl z entspricht. Die Frequenzen der zugehörigen Obertöne sind ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz.

Hinter dem Laufrad ändert sich die Absolutgeschwindigkeit der Abströmung c_2 beziehungsweise c_2' in der in Bild 132 dargestellten Weise. Dem entsprechend ändert sich auch die Anströmung des nachgeschalteten Leitrades in der in Bild 133 dargestellten Weise. Den oben beschriebenen Interferenzgeräuschen werden somit zusätzliche periodische Luftdruckschwankungen überlagert, die als Geräuschquelle im Frequenzbereich den Interferenzgeräuschen entsprechen.

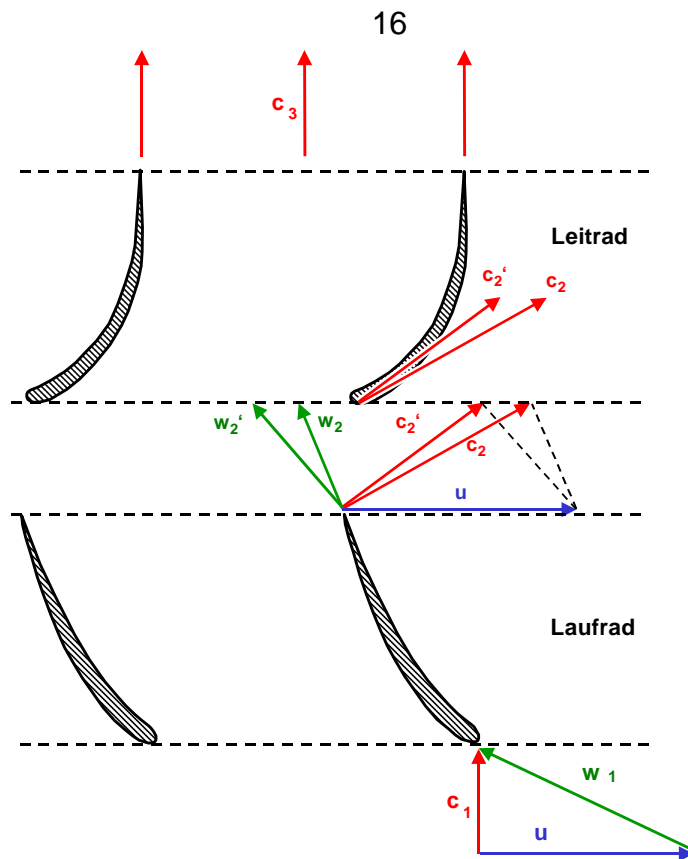


Bild 133: Geschwindigkeitsvektoren am Lauf- und Leitrad eines Axialventilators

Der von einem Axialventilator ausgehende Schalleistungspegel L_P ist im Bild 134 in Relation zu seiner Kennlinie sowie zu seinem Wirkungsgrad dargestellt. Der Schalleistungspegel ist im Bereich des besten Wirkungsgrades am geringsten und nimmt bei davon abweichenden Betriebspunkten des Ventilators zu.

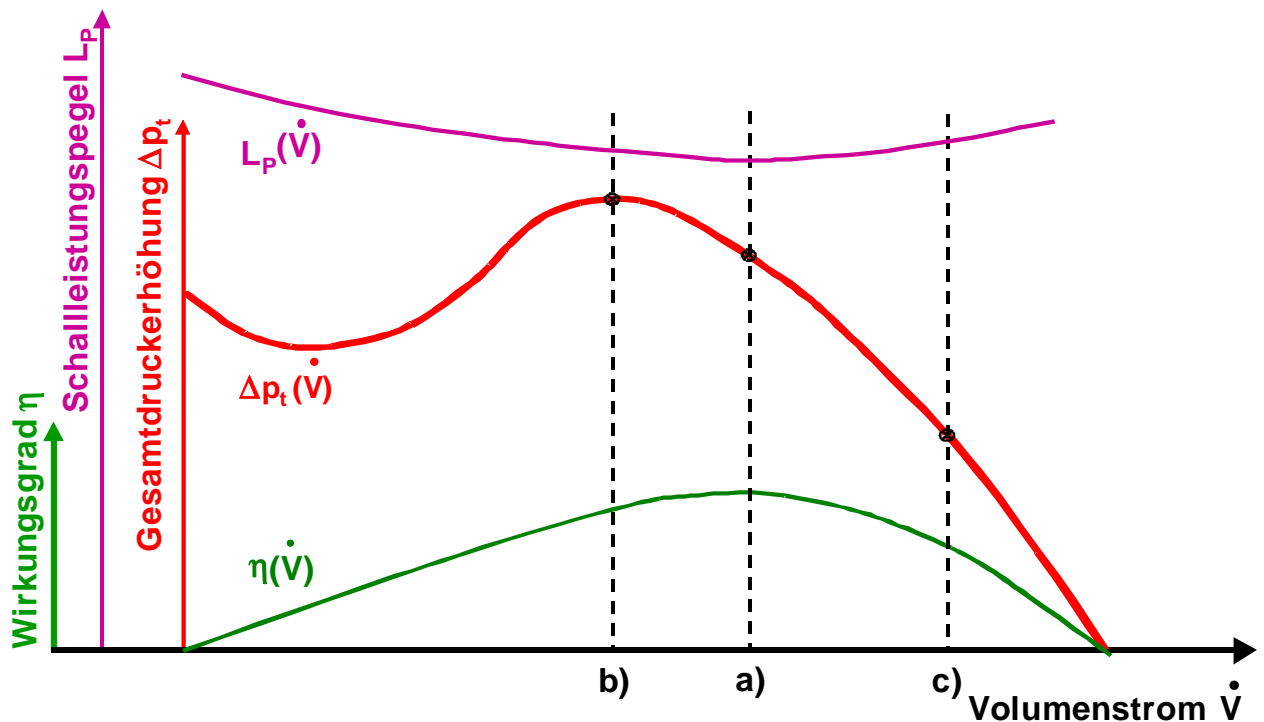


Bild 134: Beziehung zwischen Ventilator Kennlinie und Schalleistungspegel

Die Abweichungen der Strömungsverhältnisse bei Teillast (b) und Überlast (c) gegenüber dem Auslegungspunkt (a) eines Ventilators sind im Bild 135 dargestellt. Die Anströmwinkel der Lauf- und Leitrad-Schaufeln weichen dabei zum Teil stark voneinander ab, so dass

die Strömung auf den Schaufelober- beziehungsweise Schaufelunterseiten abreißt. Die Schallerzeugung wächst mit verstärkter Wirbelbildung an. Der Anteil der Wirbelgeräusche am Ventilatorengeräusch ist dementsprechend bei Teil- oder Überlastbetrieb des Ventilators, bei denen die Strömung an den Laufrad- und Leitrad-Schaufeln abgelöst ist, größer als im Bereich seines besten Wirkungsgrades.

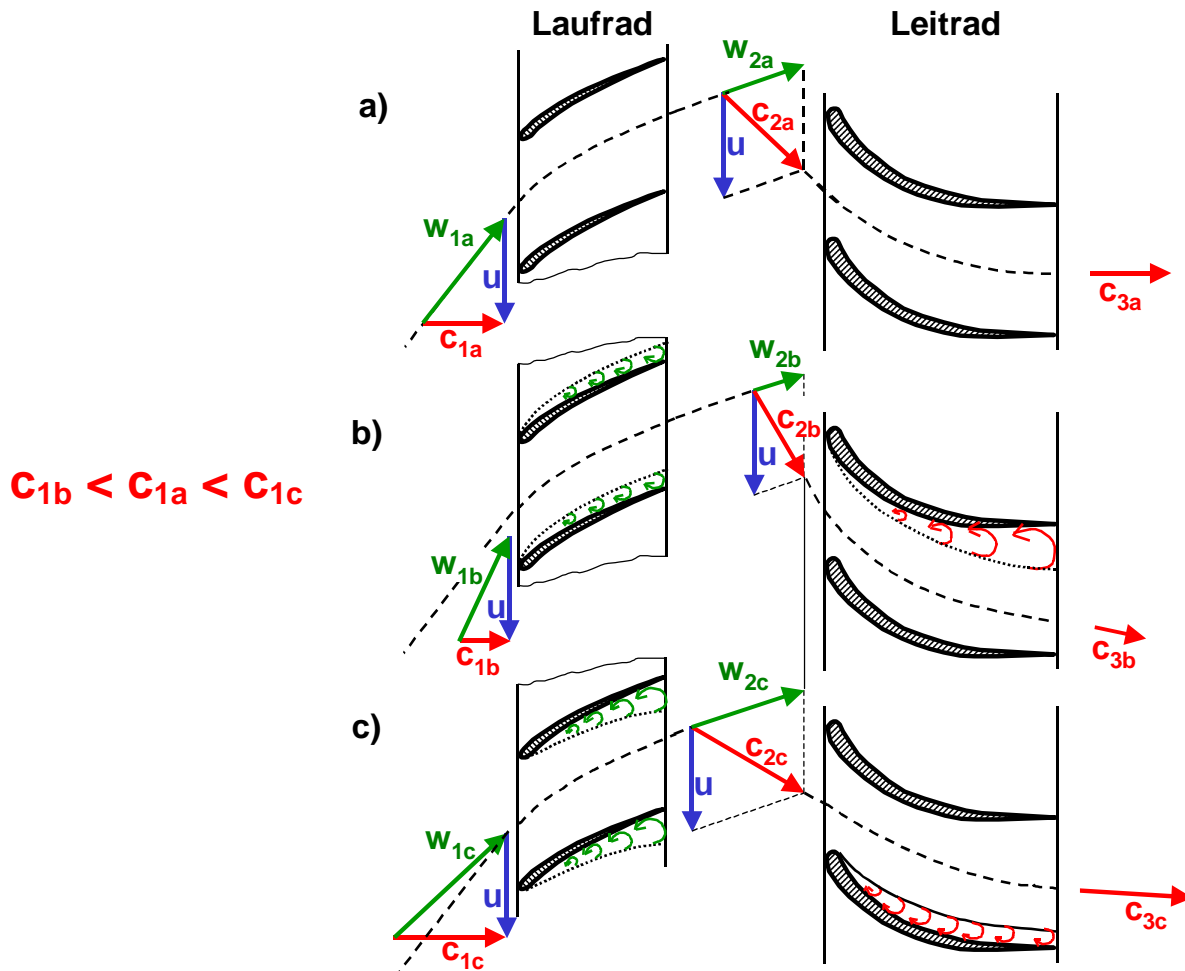


Bild 135: An- und Abströmung am Lauf- und Leitrad eines Axialventilators bei unterschiedlichen Ventilator-Betriebspunkten

6.4 Schallbekämpfungsarten

Schalldämpfung ist eine Verminderung der Schallausbreitung in festen Körpern, sowie in Gasen. Der Schalldämpfung liegt das Prinzip zugrunde, die innere Reibung eines Materials zu erhöhen, so dass die den Schall verursachende Schwingungsenergie in Wärmeenergie umgewandelt wird. Die gewünschte Energieumwandlung erreicht man durch Änderungen an der Materialstruktur von Maschinen- und Leitungselementen. Zum Beispiel werden geringelastische Materialien – unter Berücksichtigung der geforderten Festigkeit – durch elastischere Materialien ersetzt oder, wenn dies nicht möglich ist, werden geringelastische Materialien mit elastischen Stoffen beschichtet.

Schalldämpfer vermindern gezielt die Schallausbreitung in Leitungssystemen und Auslässen für strömende Medien. Absorptions-Schalldämpfer bestehen in der Regel aus einer mit Schallschluckstoffen ausgekleideten Leitung auf seiner mediumführenden Seite. Dabei wird durch Reibungsverlust Schall in Wärme umgewandelt. Reflexions-Schalldämpfer bedienen sich der Reflexion von Schallwellen zur Schallquelle zurück. Erreicht wird dies durch Einbauten ins Rohr, an denen die Schallwellen zurückgeworfen werden und sich teilweise gegenseitig auslöschen. Anwendung findet diese Methode unter anderem bei Auspuffanlagen. Beim Auftreffen von Schall auf eine Fläche wird ihm Energie entzogen, der Schall wird absorbiert.

Unter Schalldämmung versteht man die Fähigkeit von bestimmten Materialien, Schall zurückzuhalten. Dies ist die Behinderung der Schallausbreitung, also eine akustische Isolation beziehungsweise ein Hindernis bezüglich des Schalldurchgangs. Eine Größe hierfür ist das Schalldämm-Maß, angegeben in dB. Eine leichte Zimmertür hat ein Schalldämm-Maß von 10-20 dB, ein doppelt verglastes Fenster von 20-30 dB und eine speziell angefertigte Tür zur Schalldämmung – zum Beispiel für Sprecherkabinen – von 30-40 dB. Die Dämmwirkung erhöht sich mit der Masse der Trennwand beziehungsweise mit der Dichte des Materials sowie durch die Anzahl der Grenzschichten (Mehrschichtaufbau).

6.4.1 Geräuschkämpfung in Leitungssystemen

Ein an einen Ventilator angeschlossenes Leitungssystem wirkt sich geräuschkämpfend aus. Dabei ist der schalldämpfende Effekt der einzelnen Elemente des Leitungssystems sehr unterschiedlich.

Gerade Leitungsstrecken erbringen nur geringe Dämpfungswerte, die jedoch bei sehr langen Leitungssystemen nicht vernachlässigt werden dürfen. Besonders bei tiefen Frequenzen treten durch Schwingungen der Leitungswandungen deutliche Dämpfungen auf, wobei Rechteckleitungen eine größere Längsdämpfung besitzen als runde Leitungen. Wenn eine bessere Schalldämpfung erreicht werden soll, muss die Leitung von innen mit Dämpfungstoffen wie etwa Mineralfasermatten ausgekleidet werden.

An Umlenkungen des Leitungssystems – wie zum Beispiel Rohrkrümmern – wird ein großer Anteil der Schallenergie zur Schallquelle hin reflektiert. Bei rechteckigen Leitungsquerschnitten sind die Reflexionen größer als bei runden Querschnitten. Besonders hohe Dämpfungswerte werden für den Fall erreicht, dass die Wellenlänge der Breite des rechteckigen Leitungsquerschnitts entspricht. Bei den Umlenkungen werden jedoch hauptsächlich die hohen Frequenzen gedämpft, während die niedrigen Frequenzen nahezu unbeeinflusst bleiben. An einem Leitungsbogen lassen sich die Dämpfungswerte durch eine absorbierende Wandauskleidung der Leitungs-Innenwände hinter dem Bogen deutlich erhöhen. An rechteckigen Umlenkungen lässt sich die Dämpfung durch eine absorbierende Wandauskleidung der Leitungs-Innenwände entweder vor oder hinter der Umlenkung oder auch auf beiden Seiten der Umlenkung deutlich erhöhen.

In Abzweigungen des Leitungssystems wird die Schallenergie im Verhältnis der Kanalquerschnitte energetisch aufgeteilt. Die Dämpfung ist dabei frequenzunabhängig.

Die Dämpfung bei einer un stetigen Querschnittserweiterung ist ebenfalls frequenzunabhängig und wird vom Flächenverhältnis bestimmt.

Beim Austritt des Schalls in den Raum wird ein Teil der Schallwellen in den Kanal zurückreflektiert. Diesen Dämpfungseffekt nennt man Auslassreflexion, sie wirkt sich besonders auf niedrige Frequenzen aus und ist abhängig von der freien Auslass- bzw. Einlassfläche. Man unterscheidet im wesentlichen vier Positionen von Luftauslässen. Wird der Luftauslass mit seiner Leitung bis in die Raummitte geführt, verteilt sich die Schallenergie kugelförmig im Raum. Befindet sich der Luftauslass in der Wand, verteilt sich die Schallenergie halbkugelförmig. Dadurch ist die Schallleistung doppelt so groß wie bei einer Anordnung in Raummitte, das heißt, der Schallpegel steigt theoretisch um 3dB gegenüber der Anordnung in Raummitte an. Befindet sich der Luftauslass an einer Kante eines Raumes, erhöht sich der Schallpegel durch die vierfache Schallintensität um 6 dB. Für den Fall, dass der Luftauslass in einer Raumecke angeordnet ist, steht der Schallenergie nur ein Achtel des Kugelraumes zur Ausbreitung zur Verfügung. Das hat eine Zunahme des Schallpegels um 9 dB zur Folge.

6.4.2 Geräushmindernde Maßnahmen an Haupt-Ventilatoranlagen

Üblicherweise setzen Schallschutzmaßnahmen dort an, wo der Schall entsteht. So sollten etwa Ventilatoranlagen möglichst im Bereich ihrer günstigsten Wirkungsgrade betrieben werden. Aber auch ein größerer Abstand zwischen Lauf- und Leitrad-Schaufeln – soweit dies strömungstechnisch vertretbar ist – bewirkt eine Absenkung der Schalleistungspegel. Eine Vielzahl weiterer möglicher maschinentechnischer Maßnahmen, die eine Verminderung der Schallentstehung zur Folge hätten, sind allerdings mit einer Verschlechterung des Ventilator-Wirkungsgrades verbunden. Dies würde zu einer nicht zu akzeptierenden Erhöhung der Betriebskosten führen.

Gegen die Ausbreitung des Luftschalls, der von den zu Körperschall angeregten Bauteilen an Ventilatoren abgestrahlt wird, dienen schalldämmende Maßnahmen wie zum Beispiel Schallhauben, die eine weitgehende Abschirmung der Ventilator-Umgebung bewirken. Als bauliche Maßnahme für eine Hauptventilatoranlage hat sich die immissionsmindernde Aufstellung unter Flur oder in einem Maschinenhaus sehr gut bewährt. Dadurch wird erreicht, dass normalerweise nur noch der Diffusorauslass, die Diffusor-Außenhaut sowie der Wetterschieber-Kasten an der Schallausbreitung beteiligt sind.

Bei horizontal angeordneten Hauptventilatoren wird zuweilen die Nachstrecke, das sind in der Regel die Abströmhaube und das Ventilatorgehäuse, schalldämpfend ausgekleidet. Dazu dient eine Lochblechhülle mit einer Mineralfaser-Hinterfüllung. Das ganze wird in der Regel noch mit einer dünnen, akustisch annähernd transparenten Folie umschlossen (Bild 136). In einem Frequenzbereich zwischen 200 und 800 Hz kann die somit zu erreichende zusätzliche Schalldämpfung 6 bis 10 dB betragen.

Außerdem bietet sich die Möglichkeit an, die Umlenkschaufeln schalldämpfend auszubilden. Sie werden mit Mineralfasern gefüllt, die mit einer dünnen Folie und einem Lochblechmantel umschlossen sind (Bild 137). In einem Frequenzbereich zwischen 200 und 800 Hz kann die somit zu erreichende zusätzliche Schalldämpfung 3 bis 5 dB betragen.

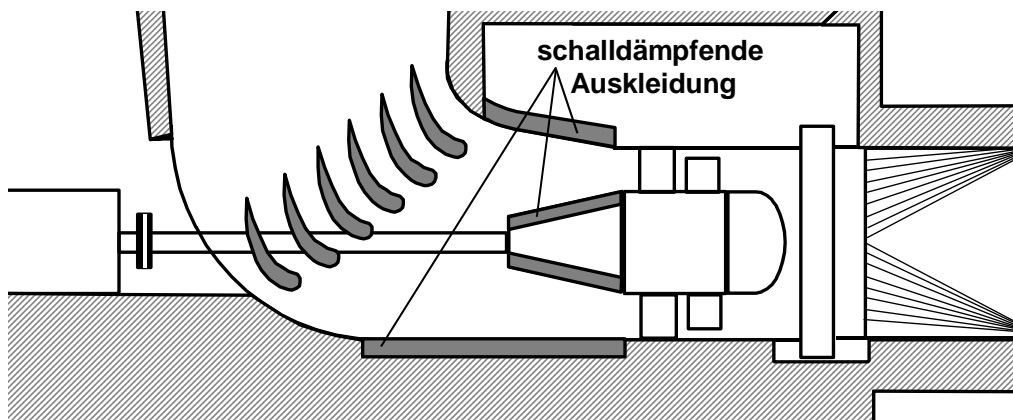


Bild 136: Hauptventilator mit schalldämpfender Auskleidung der Nachstrecke

Bei diesen genannten Maßnahmen sind fast keine zusätzlichen Druckverluste und keine Verminderung des Wirkungsgrades der Ventilatoranlage zu erwarten, da die Strömungsquerschnitte nicht verengt werden und die Wandrauigkeit nur unwesentlich erhöht wird.

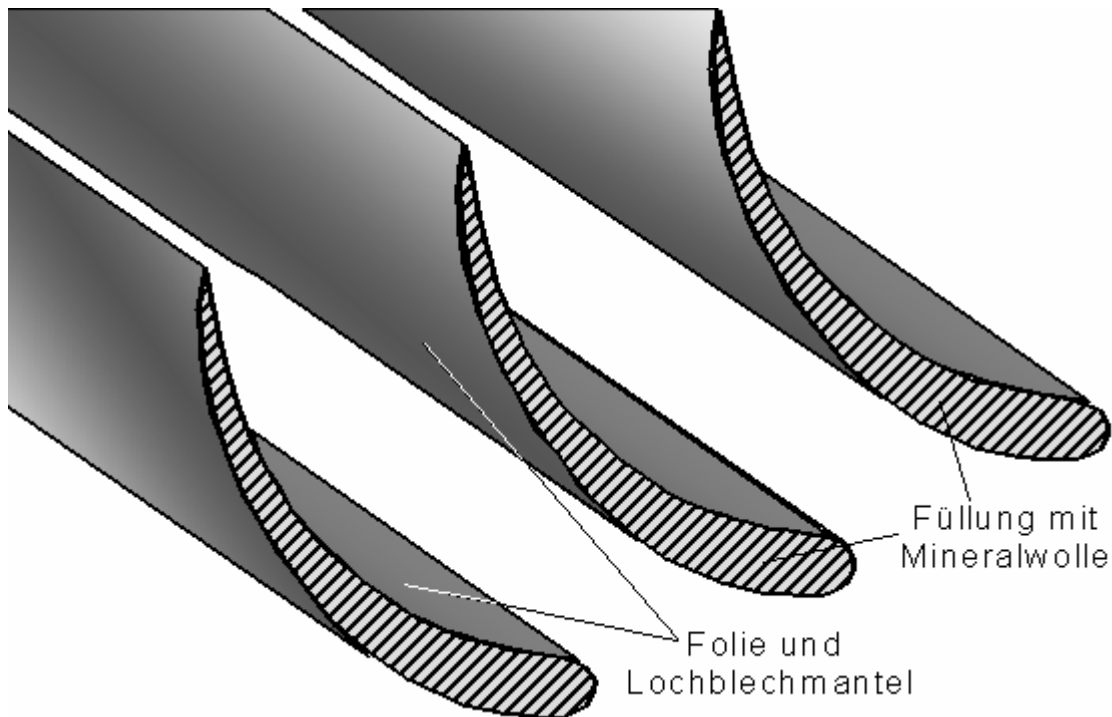


Bild 137: Schalldämpfend gestaltete Umlenkschaufeln

Ferner hat sich die Errichtung des Diffusors in Betonbauweise gegenüber einem Stahlblechdiffusor sowohl als schalldämpfende als auch als schalldämmende Maßnahme bewährt. Die zusätzliche Ausmauerung der Diffusor-Innenseite mit porösen Steinen und einer Hinterfüllung mit Mineralfasern (Bild 138) hat zwei voneinander unabhängige Wirkungsweisen. Einerseits wird durch die Ausmauerung das Schalldämm-Maß der Wandung verbessert, weil weniger Schallenergie an die Diffusor-Außenhaut gelangt, andererseits wird eine günstigere Abnahme der Schalleistung innerhalb des Diffusors erreicht.

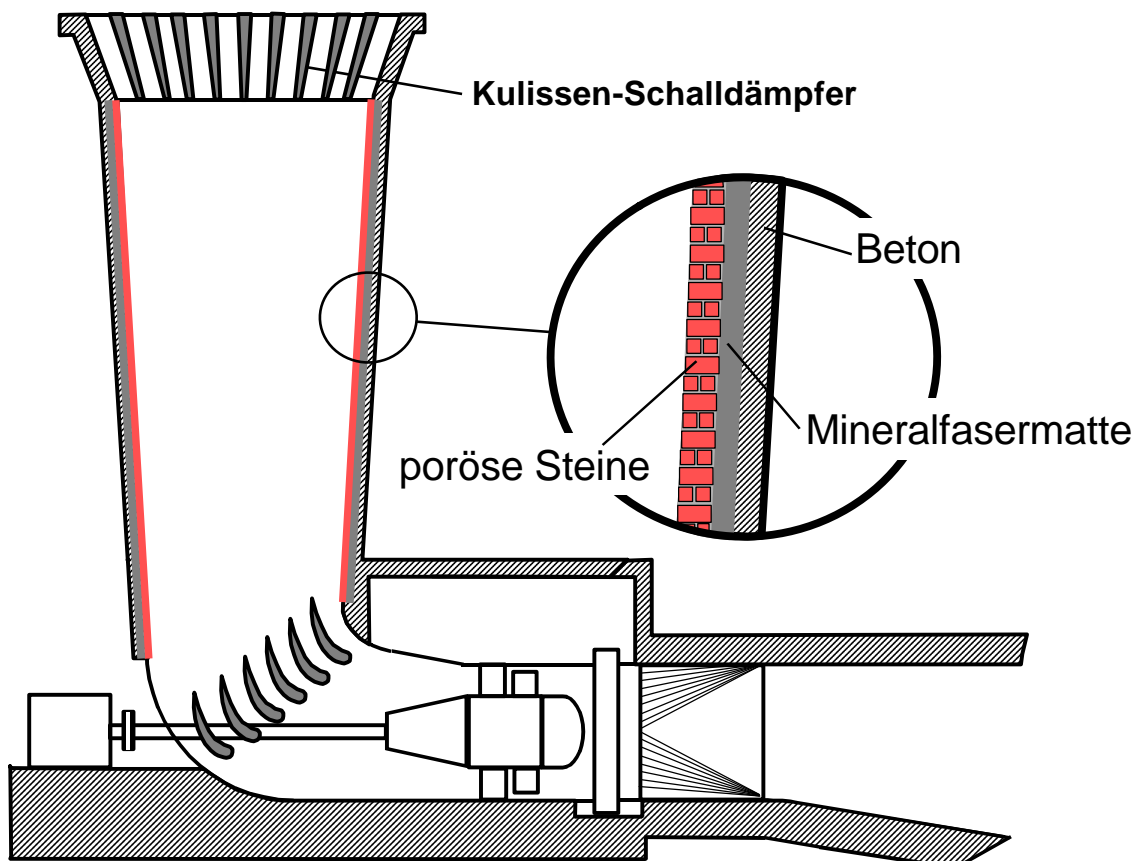


Bild 138: Geräuschkindernde Maßnahmen an Diffusoren

Muss die Geräuscheinwirkung noch weiter herabgesetzt werden, dann wird ein Schalldämpfer auf den Diffusor aufgesetzt. Für die Schalldämpfung auf Diffusoren werden entweder nicht abgestimmte Absorptions-Schalldämpfer oder auf besondere Frequenzen abgestimmte Kammer-Schalldämpfer – oder auch $\lambda/4$ -Schalldämpfer genannt – eingesetzt. Bei beiden Bauarten sind mehrere Kulissen parallel zur Richtung des Medienstromes angeordnet (Bild 138).

Durch Stoß- und Reibungsverluste, jedoch insbesondere durch Querschnittseinengungen und somit durch Erhöhung der nicht nutzbaren Ausströmgeschwindigkeit der Wetter aus dem Diffusor könnte durch den Einsatz von Kulissen-Schalldämpfern ein Druckabfall entstehen, der zu Leistungseinbußen führt. Der Wirkungsgrad der Ventilatoranlage würde auf diese Weise reduziert. Es ist deshalb durchaus lohnenswert, die Bemessung und Anordnung der Kulissen-Schalldämpfer auch in strömungstechnischer Hinsicht zu gestalten, so dass die Verluste möglichst niedrig gehalten oder sogar eliminiert werden.

Beim Absorptions-Schalldämpfer ist der Raum zwischen den aus Lochblechen bestehenden Kulissenwänden mit schallschluckenden Mineralfaserstoffen ausgekleidet. Die Schallschwingungen des Wetterstromes werden durch die Mineralfaserstoff-Packungen gedämpft, so dass die durch die Löcher in den Kulissenwänden durchstrahlende Schallenergie infolge der Reibung in Wärmeenergie umgewandelt wird. Der Absorptions-Schalldämpfer ist in der Lage, ein breitbandiges Geräuschspektrum abzdämpfen. In einem Frequenzbereich zwischen 200 und 800 Hz kann die somit zu erreichende zusätzliche Schalldämpfung bis zu 20 dB betragen.

Ein Kammer-Schalldämpfer ($\lambda/4$ -Schalldämpfer) dämpft dagegen in erster Linie hervorstechende Einzelfrequenzen, auf die er abgestimmt sein muss. Auf der Unterseite der Schottbleche, welche die Kulissen-Kammern bilden, werden schallschluckenden Mineralfaser-Matten angebracht. Zusätzlich zur Einzelfrequenz-Dämpfung wird dadurch auch eine gewisse Breitband-Dämpfung erreicht (Bild 139). Die Einzelton-Dämpfung erfolgt nach dem Prinzip der Reflexion und Interferenz. Bei der Konstruktion eines Kammer-Schalldämpfers ist die Kammertiefe t das wichtigste Maß. Die Kammertiefe t muss etwa $1/4$ der Wellenlänge der zu bekämpfenden Einzelfrequenz betragen ($t = \lambda/4$).

λ_1 : Wellenlänge des Grundtons

$\lambda_2 = \lambda_1 / 2$: Wellenlänge des ersten Obertons

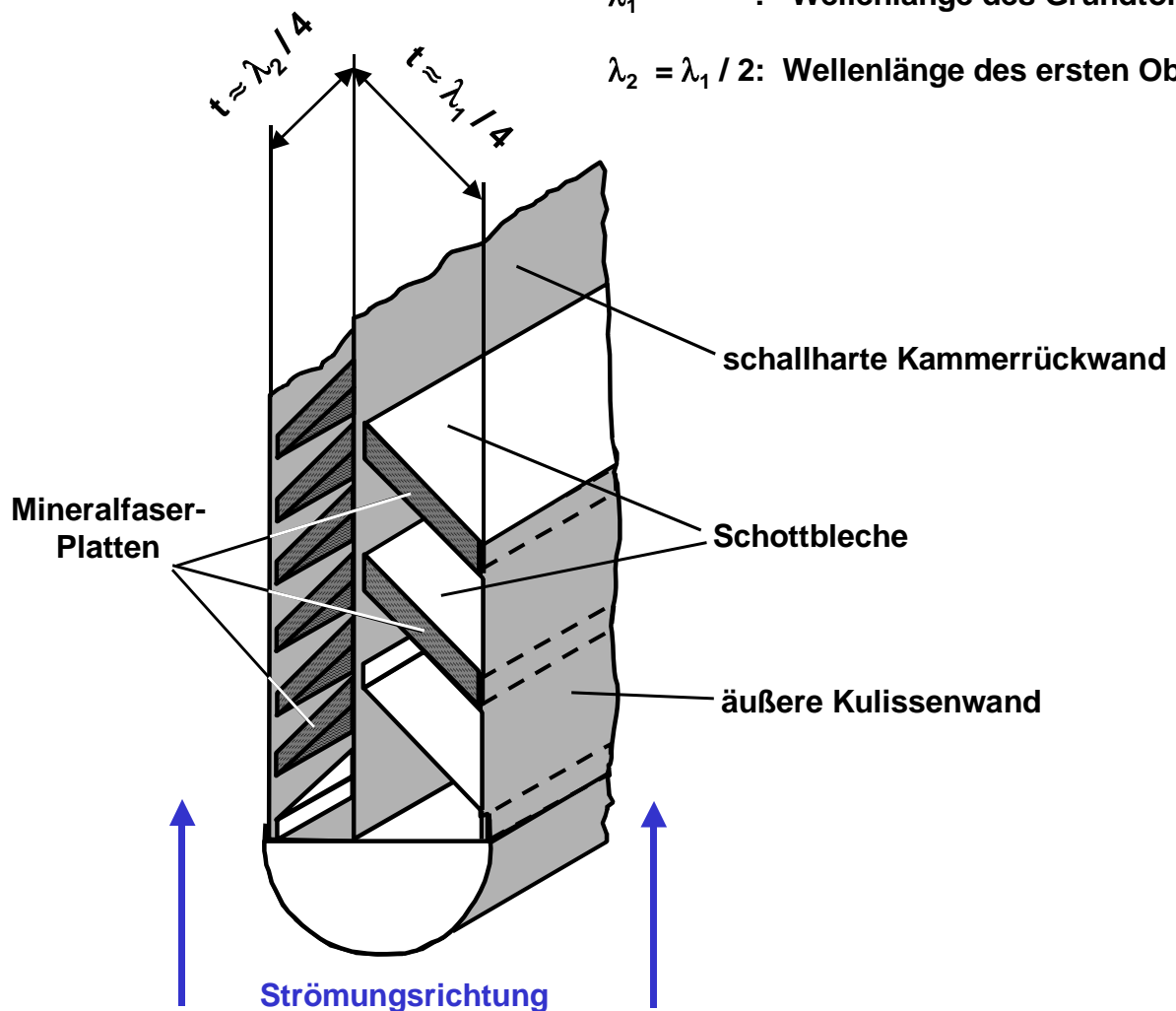


Bild 139: Kulisserie eines „λ/4-Schalldämpfers“

Dadurch geschieht Folgendes: Im Abstand von $\lambda/4$ von der äußeren Kulissenwand trifft die Schallwelle auf die schallharte Kammer-Rückwand. Dort wird die Schallwelle reflektiert und legt auf dem Rückweg bis zur äußeren Kulissenwand eine weitere Strecke von $\lambda/4$ zurück. Dort kommt sie bezüglich der nachfolgenden Schallwelle um $\lambda/2$ oder 180° phasenverschoben an. Eine solche Phasenverschiebung bewirkt Interferenz, das bedeutet in diesem Fall Tonauslöschung (Bild 140).

Durch Verschmutzung kann die schalldämpfende Wirkung stark beeinträchtigt werden. Schalldämpfer müssen in regelmäßigen Abständen gereinigt werden. Je nach der Beschaffenheit der ausziehenden Wetter können die erforderlichen Reinigungsintervalle monatlich, halbjährlich oder jährlich sein. Bei der Reinigung mit Druckluft oder Wasser besteht die Gefahr der zusätzlichen Verschmutzung der Mineralfasern. Schmutz sollte deshalb mechanisch gelöst oder abgesaugt werden.

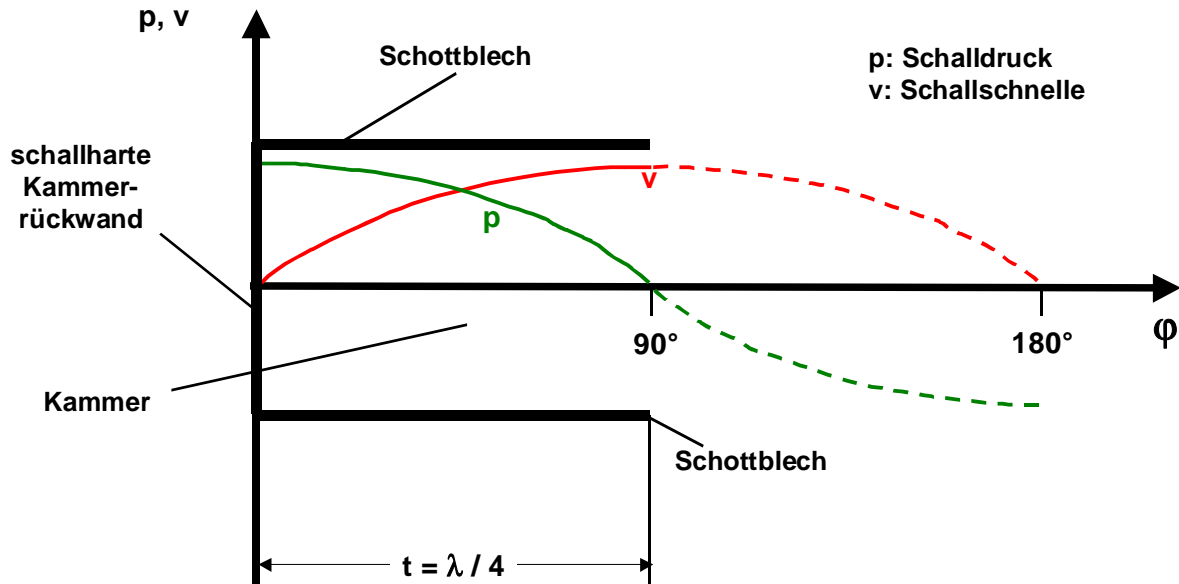


Bild 140: Schallfeldverteilung bei einem $\lambda/4$ -Schalldämpfer

6.4.3 Lärminderung an Ventilatoren von Sonderbewetterungsanlagen

Ungedämpfte Ventilatoren von Sonderbewetterungsanlagen emittieren Schalldruckpegel, die nahe an der Schmerzschwelle liegen. Zur Dämpfung werden an den Saug- und Druckseiten der Ventilatoren Absorptions-Rohr-Schalldämpfer angeschlossen. Ein solcher Rohr-Schalldämpfer ist auf seiner Innenseite mit einem Lochblech-Mantel ausgekleidet, dessen Innendurchmesser etwa dem des Ventilators entspricht. Um den Lochblech-Mantel ist eine Mineralfaserschicht gelegt. Außen ist der Absorptions-Rohr-Schalldämpfer durch einen Blechmantel umgeben. Bei Ventilatoren mit größeren Laufraddurchmessern ist es zweckmäßig, sogenannte Ring-Schalldämpfer einzusetzen. Dabei wird im Rohr-Schalldämpfer zusätzlich ein Innenkern mit Lochblechmantel und Mineralfaserfüllung angeordnet. Der Durchmesser des Innenkerns entspricht etwa dem Nabendurchmesser des Ventilators.

Aus Transportgründen werden die einzelnen Elemente der Rohr- oder Ring-Schalldämpfer in kürzeren Längen von beispielsweise 0,5 m bis 1,0 m gefertigt. Es ist daher erforderlich, saug- und druckseitig eines Ventilators jeweils mehrere Schalldämpferelemente hintereinander anzuordnen, um einen Schalldruckpegel unter 90 dB(A) zu erreichen. Erfahrungen zeigen, dass hierfür bei einstufigen Ventilatoren bis 0,7 m Durchmesser eine jeweilige Schalldämpferlänge von 1,2 m ausreichend sein kann. Größere einstufige Ventilatoren erfordern mindestens eine Schalldämpferlänge von jeweils 1,8 m. Bei einer Hintereinanderschaltung mehrerer einstufiger Ventilatoren ist es zweckmäßig, jeweils ein Schalldämpferelement zwischen den einzelnen Ventilatoren anzuordnen. Bei mehrstufigen oder gegenläufigen Bauarten von Ventilatoren ist die jeweilige Schalldämpferlänge zu erhöhen, um Schalldruckpegel unter 90 dB(A) zu erzielen.

Verschmutzungen der Dämpferelemente führen zu einer deutlichen Abnahme der schalldämpfenden Wirkung. Daher ist auch hierbei eine regelmäßige Reinigung der Dämpferelemente vonnöten.

6.5 Einsatz von Gehörschutzmitteln

Gehörschützer sind in der Entscheidung über mögliche Lärmschutzmaßnahmen nachrangig zu bewerten, obwohl sie in ihrer Schutzwirkung nicht schlechter als technische oder organisatorische Maßnahmen sind, sofern sie denn auch konsequent angewendet werden.

Für den Berg- und Tunnelbau kommen zwei Arten von Gehörschützern in Betracht nämlich Kapselgehörschützer (Bild 141) und halbelastische Ohrstöpsel aus polymerem Schaumstoff. Kapselgehörschützer unterscheiden sich im wesentlichen in ihrer Form, in der Gestalt des Bügels und in ihrem Gewicht. Im Hinblick auf ihre Dämmwirkung und auf den Tragekomfort ist ein allseits dichtes Anliegen am Kopf wichtig. Ihre Dichtungen sind deshalb in der Regel mit Schaumstoff gefüllt.



Bild 141: Kapselgehörschützer

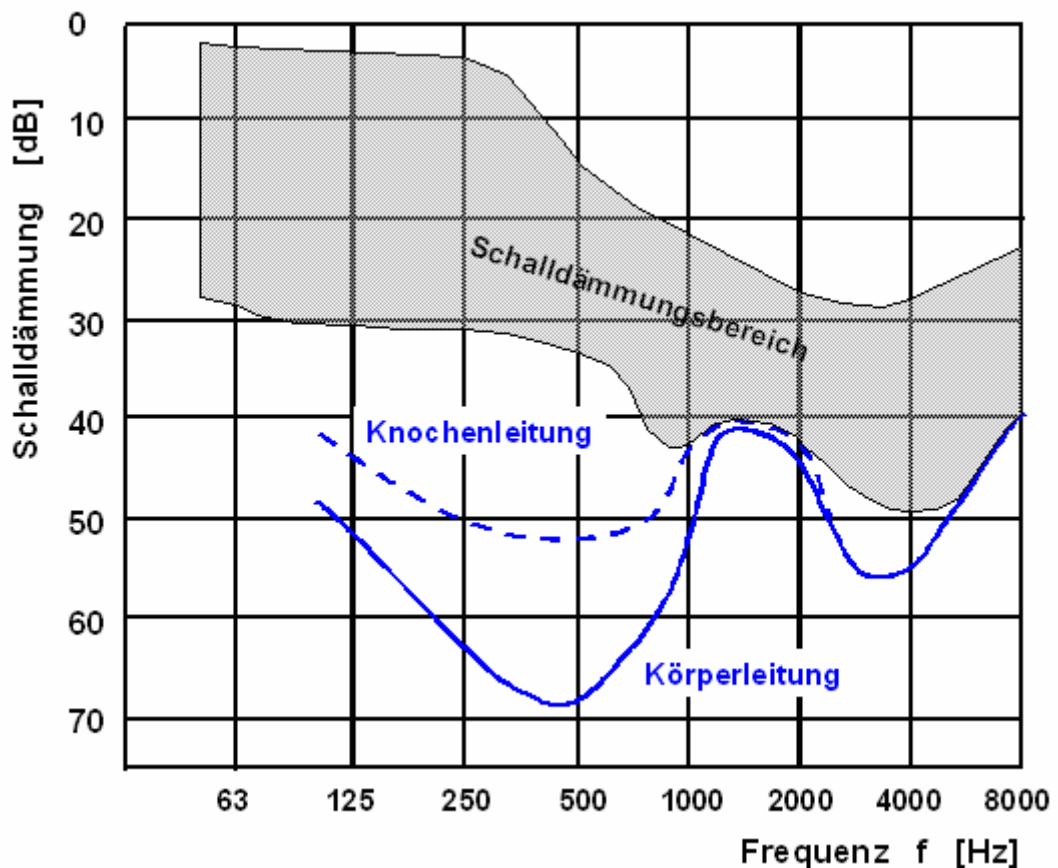


Bild 142: Schalldämmung von Gehörschützern

Die Bandbreite der ermittelten Schutzwirkung von Gehörschützern ist im Bild 142 dargestellt. Ebenfalls erkennbar sind im Bild 142 die Grenzkurven, bis zu denen ein Gehörschützer auf Grund der physiologischen Gegebenheiten (Knochen- und Körperleitung) überhaupt noch wirksam sein kann. Allen Gehörschützern gemeinsam ist, dass sie zu höheren Frequenzen hin stärker dämmen. Kapselgehörschützer bieten bei tiefen Frequenzen einen geringeren Schutz als Ohrstöpsel, während bei mittleren und hohen Frequenzen ihre Dämmwirkung allgemein günstiger ist. Bei etwa 100 bis 200 Hz besitzen Kapselgehörschützer eine mechanische Resonanz; unterhalb dieses Frequenzbereiches ist daher eine Dämmung von mehr als 20 dB nicht möglich. Gehörstöpsel dämmen bis etwa 1000 Hz frequenzunabhängig 20 bis 30 dB. Bei höheren Frequenzen steigen die Dämmwerte bis zur Grenze der Knochenleitung.

6.6 Literaturverzeichnis

- [113] Brockmeyer, H.: *Zur Geräuscentwicklung in Kanälen von Lüftungs- und Klimaanlage*. Gesundheits-Ingenieur 91 (1970), H. 10, S. 278 – 286.
- [114] Brockmeyer, H., W. Finkelstein, H. Koop: *Zur akustischen Berechnung lufttechnischer Anlagen*. Heizung – Lüftung – Haustechnik Bd. 23 (1972), Nr. 7, S. 201/204 – 237.
- Köhler, Reinhard: *Fragen der Geräuschemessung an über Tage aufgestellten Grubenlüftern*. Bergfreiheit Nr.11, 1961.
- [115] Levin, Günter: *Erfahrungen beim Einsatz von Gehörschutzmitteln*. Fachtagung „Lärm“, Sonderdruck aus Glückauf 114 (1978), Nr. 24, S. 1075 – 94.
- [116] Meyer, Fritz: *Die Hörweitenprüfung in der Allgemeinpraxis*. www.aerztekammer-bw.de/25/10praxis/90allgemeinmedizin/0303.pdf - 118k.
- [117] Peters, Theodor: *Wirkung des Lärms auf den Menschen*. Fachtagung „Lärm“, Sonderdruck aus Glückauf 114 (1978), Nr. 24, S. 1075 – 94.
- [118] Ratmer, Ludwig: *Maßnahmen zur Lärminderung an Sonderbewetterungsanlagen*. Bergbau 7, S. 328 – 330, 1984.
- [119] Reiser, Peter: *Geräuschemission und –immission von Grubenlüfteranlagen*. Glückauf 117 (1981), Nr. 7, S. 377 – 86.
- [120] Renner, Kurt: *Lärmentwicklung und Lärmbekämpfung bei Sonderlüftern*. Unveröffentlichtes Manuskript, November 1969.
- [121] Rüter, Horst: *Entstehung, Ausbreitung und Messung von Lärm*. Fachtagung „Lärm“, Sonderdruck aus Glückauf 114 (1978), Nr. 24, S. 1075 – 94.
- [122] Schliesing, Günter: *Lärminderung beim Streckenvortrieb*. Fachtagung „Lärm“, Sonderdruck aus Glückauf 114 (1978), Nr. 24, S. 1075 – 94.
- [123] Schönholtz, Friedrich: *Schalltechnische Grundlagen*. Turbo-Lufttechnik. <http://www.tlt.de/dateien/71.pdf>.
- [124] Schubert, Eduard: *Beurteilung und Verminderung der Geräusche von Hauptgrubenlüftern*. Glückauf 102 (1966), H. 18, S. 941 – 952.
- [125] Wellmer, Hermann: *Geräuscentstehung und Maßnahmen zur Geräuschminderung*. Turbo-Lufttechnik. <http://www.tlt.de/dateien/83.pdf>.
- [126]