

# Grundlagen und praxisnahe Vorgehensweise zur Minderung von Schallemissionen an einer Schraubenverdichteranlage

Dr.-Ing. Johann Lenz

In vielen Bereichen der Industrie wird der Reduktion von Schallemissionen von Maschinen und Anlagen immer mehr Bedeutung zugesprochen. Einer gezielten Schalloptimierung an bestehenden Anlagen geht in der Regel eine messtechnische Bestimmung der vorhandenen Schallsituation voraus. Je nach Art der Schallquelle, der Schallübertragung und der Schallabstrahlung wird der Luft-, Körper- und/oder Fluidschall erfasst, beurteilt und analysiert. Die Identifizierung der maßgeblichen Geräuschquelle sowie die Kenntnis über Schallausbreitung, -übertragung und -abstrahlung ermöglicht dann erst die Ermittlung der für eine bemängelte Situation verantwortlichen Wirkungsmechanismen. Sofern diese Parameter und ihr Einfluss bekannt sind, kann darauf aufbauend eine effektive Auslegung von Minderungsmaßnahmen erfolgen.

Nachfolgend werden im ersten Abschnitt grundlegende Zusammenhänge erklärt, um dann im zweiten Teil deren Anwendung anhand eines Praxisbeispiels zu verdeutlichen.

## Grundlagen zu schalltechnischen Betrachtungen

Unter Luft- oder Fluidschall versteht man im Allgemeinen schwache Druckschwankungen. Diese werden durch die Bewegung einzelner Teilchen zueinander hervorgerufen. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Schalls wird in Form der Schallgeschwindigkeit  $\alpha$  angegeben, welche gemäß nachfolgendem Zusammenhang von den Stoffdaten (Isentropenexponent  $\kappa$  und spez. Gaskonstante  $R_s$ ) und der Temperatur  $T$  abhängig ist:

$$\alpha = \sqrt{\kappa \cdot R_s \cdot T}$$

Die Bewegung der Teilchen findet dabei stets in Ausbreitungsrichtung statt; man spricht von so genannten Longitudinalwellen (Abb. 1).

Neben der stoffabhängigen Schallgeschwindigkeit sind die Amplituden und die Frequenzen die wesentlichen Charakterisierungsmerkmale von Schalldruckschwankungen. Für das menschliche Gehör ist Schall in einem Bereich von ca. 16 bis 20.000 Hz wahrnehmbar.

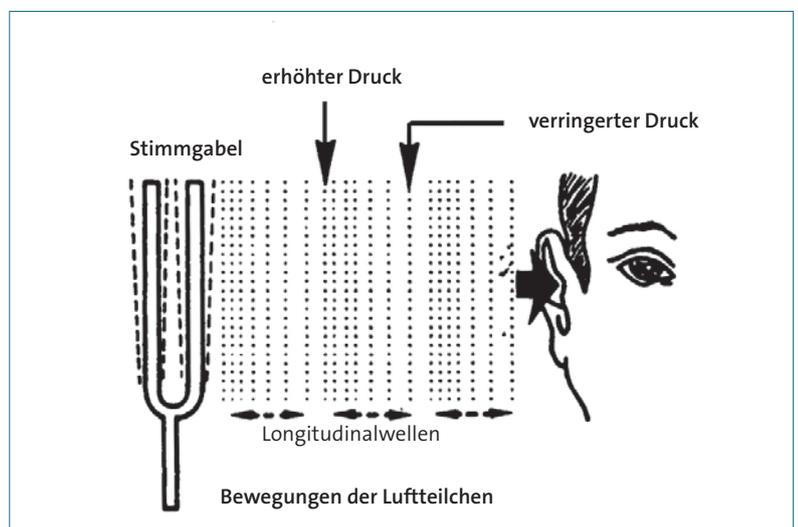


Abb. 1: Ausbreitung von Schallwellen

Mechanische Schwingungen, welche sich in festen Stoffen ausbreiten, werden als Körperschall bezeichnet. Körperschall wird durch Abstrahlung von Oberflächen in Luftschall umgewandelt, den das Ohr wahrnimmt. Hierbei verhält sich die Oberfläche wie die bewegliche Membran eines Lautsprechers und versetzt dadurch die Luft in Schwingung. Zur Quantifizierung von Luftschall wird der so genannte Schalldruck verwendet. Dieser entspricht der dynamischen Schwankung des Schalldrucks um einen statischen Mittelwert. Mithilfe unseres Hörorgans sind wir in der Lage, sehr schwache und auch sehr große Druckschwankungen wahrzunehmen. Um diesen großen Hörbereich in eine möglichst handliche Skalierung einzuteilen, wird der so genannte Schalldruckpegel  $L_p$  verwendet, welcher in Dezibel (dB) angegeben wird. Dieser bezieht den tatsächlichen, effektiven Schalldruck  $p_{eff}$  auf einen Referenzschalldruck  $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ :

$$L_p = 10 \cdot \lg \left( \frac{p_{eff}^2}{p_0^2} \right) = 20 \cdot \lg \left( \frac{p_{eff}}{p_0} \right)$$

Gemäß dieser Einteilung des Schalldrucks in einen Schalldruckpegel beträgt der Hörbereich des menschlichen Ohres in etwa 0 bis 140 dB. Um die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres bzgl. unterschiedlicher Frequenzbereiche in den Schalldruckpegel miteinfließen zu lassen, besteht die Möglichkeit, den Schalldruckpegel frequenzbewertet zu betrachten. Die hierfür am häufigsten verwendete Bewertungskurve ist die A-Bewertung (Abb. 2). Die Bewertungskurven verdeutlichen, dass tieffrequenter Lärm unterhalb von ca. 500 Hz vom Menschen deutlich weniger störend wahrgenommen wird als Lärm im mittleren Frequenzbereich bei ca. 2 kHz.

Eine weitere, wichtige Kenngröße im Rahmen der Akustik ist die Schallintensität  $I$ . Sie beschreibt die Schallenergie, die je Sekunde durch eine Flächeneinheit senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Schallwellen hindurchtritt. Analog zum Schalldruckpegel lässt sich auch die Intensität in einem Schallintensitätspegel  $L_I$  ausdrücken.

$$I = \overline{p \cdot \vec{v}} \rightarrow L_I = 10 \cdot \lg \frac{I}{I_0}$$

Die Referenzschallintensität beträgt dabei  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ .

Des Weiteren ist die Schalleistung eine wichtige Kennzahl zur Bewertung einer Schallquelle, da die Schalleistung einer Schallquelle, im Gegensatz zum Schalldruck, der Schallschnelle und der Schallintensität, unabhängig vom Ort der Quelle bzw. des Empfängers ist. Um einen Schalleistungspegel zu ermitteln, wird in der Regel der Schalldruck oder die Schallintensität gemessen.

Bei der Schalldruckmessung erfolgt nach der Messung eine Fremd- und eine Umgebungsgeräuschkorrektur. Mit dem Fremdgeräusch werden alle Geräusche bezeichnet, die nicht von der zu untersuchenden Maschine erzeugt oder abgestrahlt werden. Durch die Umgebungsgeräuschkorrektur werden die akustischen Rückwirkungen des Raumes auf den Messwert berücksichtigt.

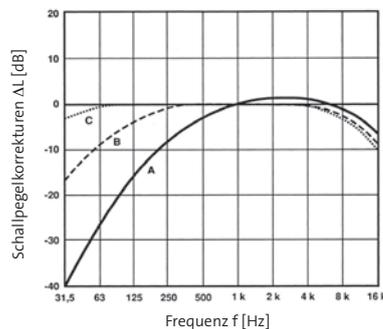


Abb. 2: Bewertungskurven

Demgegenüber ist die Schalleistungsbestimmung mit der Intensitätstechnik vorteilhaft, da Messungen selbst bei starken Fremdgeräuschen noch stattfinden können. Geräuschanteile, die von außen in die Messfläche eindringen, verlassen diese auf der gegenüberliegenden Seite und heben sich durch räumliche Mittelung der Intensitätswerte auf. Dies erlaubt die Schalleistungsbestimmung unter realen Betriebs- und Aufstellungsbedingungen, selbst wenn in unmittelbarer Nähe andere Maschinen betrieben werden. Die Schalleistung wird dementsprechend durch Integration der Schallintensität über die Oberfläche  $A$  des betrachteten Körpers mithilfe der Referenzleistung  $P_0 = 10^{-13} \text{ W}$  bestimmt:

$$P = \oint_A p \cdot \vec{v} \cdot \vec{dA} = \oint_A \vec{I} \cdot \vec{dA} \rightarrow L_W = 10 \cdot \lg \frac{P}{P_0}$$

Der Schalleistungspegel dient insbesondere zur aufstellungsunabhängigen Beschreibung einer Schallquelle und kann zur Berechnung des Schalldruckpegels in Abhängigkeit vom Abstand zur Lärmquelle herangezogen werden.

Anhand von Abb. 3 sind exemplarisch die Schalleistung und die Schallintensität dargestellt. Während die Schallintensität mit zunehmendem Abstand von der Schallquelle abnimmt, bleibt die Schalleistung als Produkt aus der betrachteten Fläche und der durch diese senkrecht strömenden Schallintensität konstant.

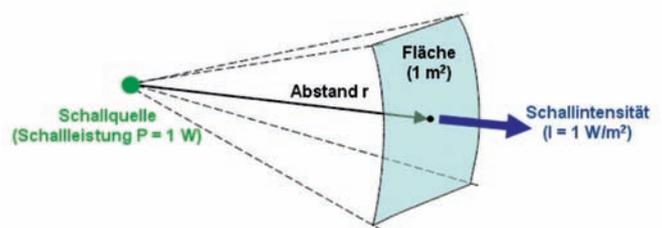


Abb. 3: Darstellung der Schalleistung und der -intensität einer idealisierten Punktquelle

### Beispiel zur einer schalltechnischen Untersuchung einer Schraubenverdichteranlage

Im Rahmen der hier beschriebenen schalltechnischen Optimierung eines Schraubenverdichters zur Druckluft-erzeugung werden die maßgeblichen Zusammenhänge der akustischen Grundlagen verdeutlicht.

Auf Basis der aufgezeichneten Messergebnisse werden abschließend anwendungsbezogene Lärmminde-rungsmaßnahmen aufgezeigt.

#### Ausgangssituation

Der Schraubenverdichter befindet sich zusammen mit dem Elektromotor auf einem elastisch gelagerten Grundrahmen in einer dafür konstruierten Schallschutzkapsel (Abb. 4). Diese wird mit einem Axialventilator belüftet. Anhand von messtechnischen Untersuchungen sollte die unter akustischen Gesichtspunkten konzipierte Konstruktion bewertet und gegebenenfalls weiter optimiert werden.

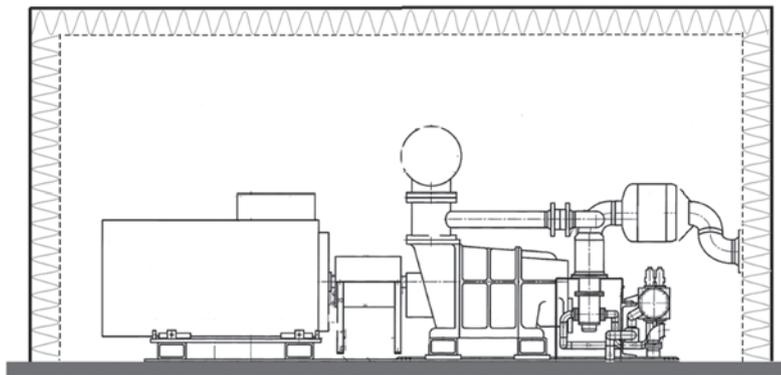


Abb. 4: Verdichteranlage mit Schallschutzkapsel (Prinzipieller Aufbau)

### Vorgehensweise

Die Schraubenverdichteranlage wurde in einem Prüfstand untersucht, der durch absorbierende Stellwände akustisch von benachbarten Hallenbereichen abgeteilt war. Der energetisch gemittelte Schalldruckpegel wurde an insgesamt 12 um die Verdichteranlage angeordneten Messpunkten (Höhe 1,6 m; Abstand 1 m) erfasst. Abbildung 5 zeigt das A-bewertete Terz-

spektrum des berechneten Schalleistungspegels der Gesamtanlage. Der Einfluss der Fremd- und Umgebungsgeräusche wurde hierbei berücksichtigt.

Neben einem „Pfeifgeräusch“ bei der Terzmittenfrequenz von 5.000 Hz, das an einem Flansch der Druckleitung abgestrahlt wurde, wurde die Schallemission der Anlage von einem tieffrequenten Ton von ca. 125 Hz dominiert.

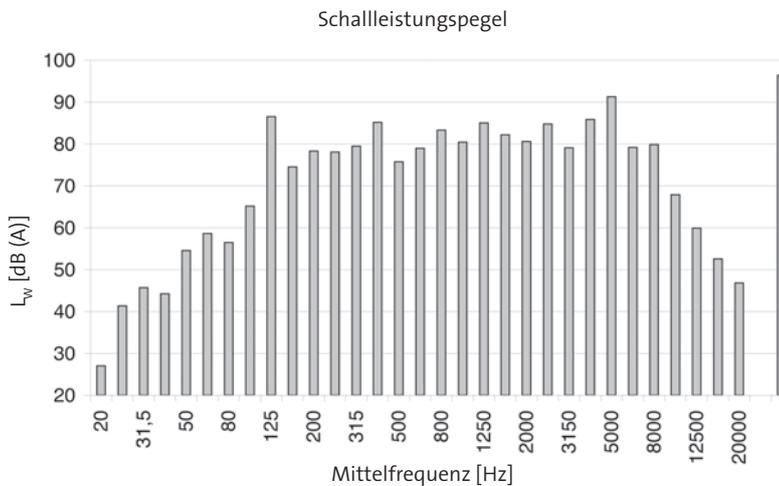


Abb. 5: A-bewertetes Terzspektrum des Schalleistungspegels (Ausgangszustand)

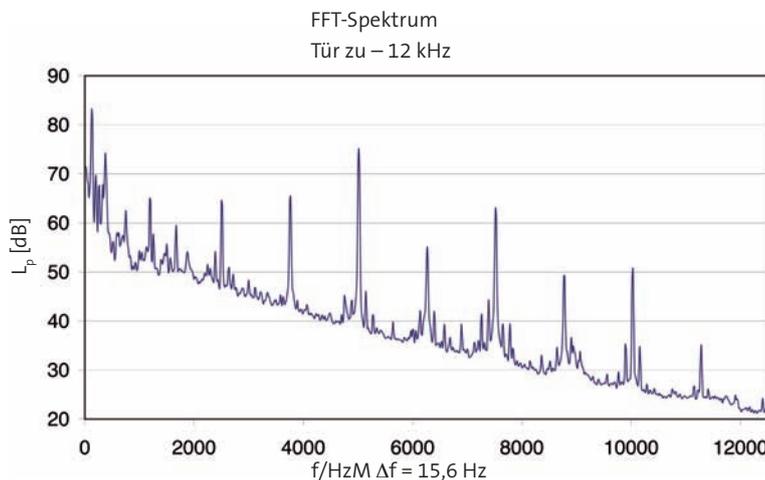


Abb. 6: FFT-Schmalbandfrequenzspektrum

Sowohl der tieffrequente Ton als auch die Ausstoßfrequenzen der beiden Schraubenverdichterstufen (Grundfrequenz ca. 1.200 Hz) und deren Harmonische sind im unbewerteten Schmalbandspektrum des Schalldrucks ausgeprägt zu erkennen (Abb. 6).

Es zeigte sich, dass der tieffrequente Ton bei ca. 125 Hz der Drehfrequenz der Keilriemenscheiben der beiden Verdichterstufen entspricht und anhand einer Körperschallanalyse auf eine unzureichende Ausrichtung bzw. eine Restunwucht der Läufer zurückgeführt werden konnte. Eine weitere tonale Komponente bei  $f = 375$  Hz wurde vom Axialventilator der Schallschutzkapsel abgestrahlt.

Um den Einfluss der Schallschutzkapsel auf die Geräuschemissionen (Abstrahlung) zu untersuchen, wurden in Teilbereichen akustische Messungen bei Betrieb des Verdichters mit geöffneten und geschlossenen Türen am Messpunkt vor der Bedienerseite im Abstand von einem Meter durchgeführt. Das folgende Terzbandspektrum zeigt das frequenzabhängig berechnete Einfügungsdämmmaß  $D_e$  der Schallschutzkapsel (Abb. 7).

Die ermittelte Pegeldifferenz mit Betrieb des Verdichters beträgt  $D_e = 16,1$  dB. Bei der Terzmittenfrequenz von  $f = 125$  Hz beträgt der Unterschied zwischen geöffneter und geschlossener Tür lediglich 4,5 dB.

Um die Ursache hierfür zu analysieren, wurde in einem weiteren Versuch das Einfügungsdämmmaß der Schallschutzkapsel bei abgeschaltetem Kompressor mit externer Lautsprecheranregung ermittelt (Abb. 8).

Die ermittelte Pegeldifferenz beträgt  $D_e = 19,1$  dB. Im Terzband von  $f = 125$  Hz ist die ermittelte Pegeldifferenz von ca. 4,5 dB auf 9,5 dB angestiegen. Der Unterschied zeigt, dass die Schallschutzkapsel im Bereich von 125 Hz direkt zu Körperschall angeregt wird und diesen als Luftschall abstrahlt.

In der weiteren schalltechnischen Analyse wurden neben dem Gesamtschalleistungspegel die Teilschalleistungspegel einzelner luftschallabstrahlender Bauteile der Schallschutzkabine ermittelt. Die Analyse wurde mit dem Intensitätsmessverfahren in Anlehnung an die DIN

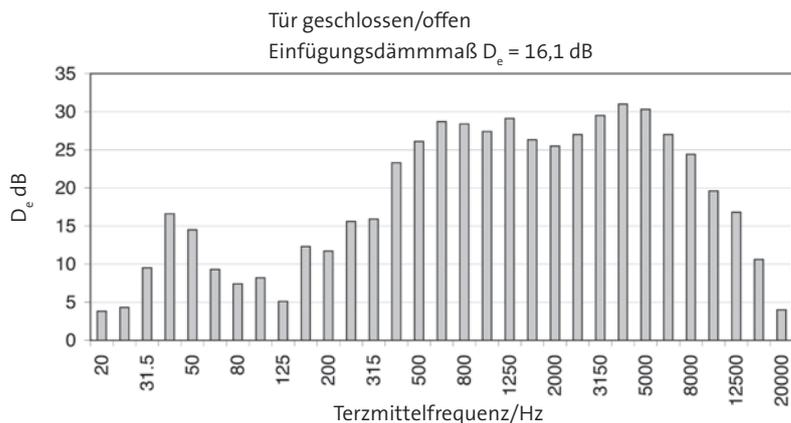


Abb. 7: Einfügungsdämmmaß der Schallschutzkapsel

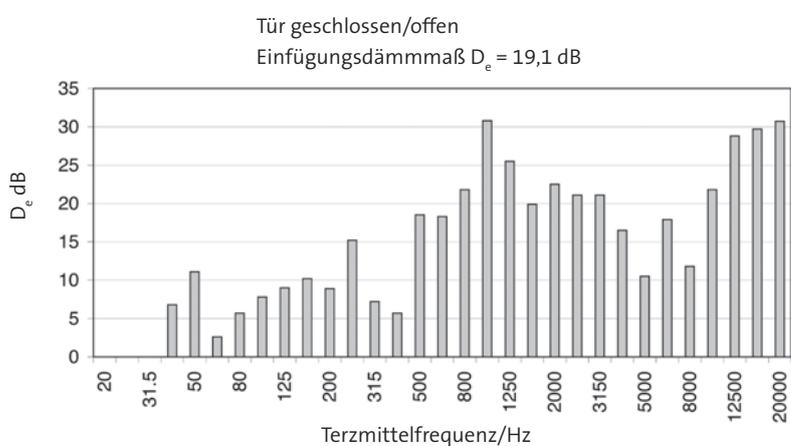


Abb. 8: Einfügungsdämmmaß der Schallschutzkapsel bei Lautsprecheranregung

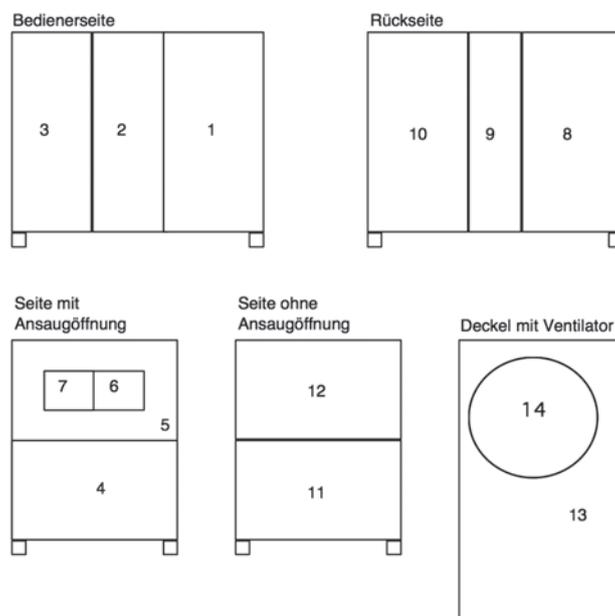


Abb. 9: Untersuchte Teilflächen (Skizzen)

ISO 9614-2 für einzelne Teilflächen bei geschlossener Schallschutzkapsel durchgeführt.

Mit der Bilanzierung der Schallleistungspegel können für einzelne Bauteile Lärminderungsmaßnahmen simuliert und die Auswirkung auf den Gesamtschallleistungspegel gezielt untersucht werden.

# Keine heiße Luft.

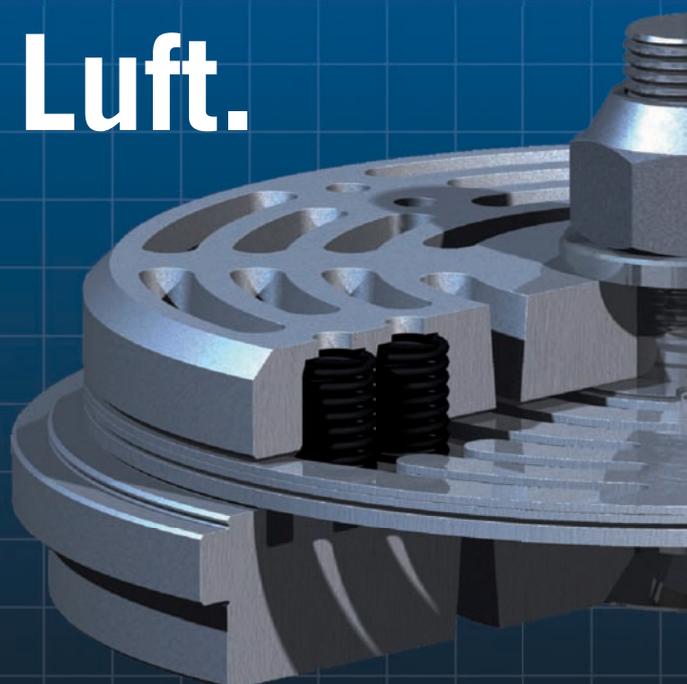
Das neue RN Ventil wurde speziell für die Anforderungen an Kompressoren im Bereich Air & Industrial entwickelt. Mit seinem erprobten und zuverlässigen Design bietet es das beste Preis-Leistungs-Verhältnis für geschmierten und ungeschmierten Betrieb Ihres Kompressors - auch bei hohen Drehzahlen, Temperaturen und Druckbereichen.

## Die Vorteile des RN Ventils auf einen Blick:

- Hohe Lebensdauer und Effizienz
- Zuverlässiges, kompaktes und robustes Design
- Geringer Wartungsaufwand
- Flexible Betriebszeiten (oftmaliges Ein- und Ausschalten)

Mehr Informationen erhalten Sie unter:  
christian.leitner@hoerbiger.com

[www.hoerbiger.com](http://www.hoerbiger.com)



  
**HOERBIGER**  
because performance counts

Teilfläche	$I_{eq}$ [dB(A)]	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$L_w$ [dB(A)]
1	78,1	2,0	81,1
2	74,7	1,5	76,5
3	79,4	1,6	81,4
8	75,1	2,0	78,1
9	78,4	1,1	78,7
10	80,7	2,0	83,7
11–12	81,7	3,3	86,9
13	75,2	4,2	81,4
Bodenspalt 10 cm	81,7	0,8	80,7
4–5	75,1	2,9	79,7
6–7	80,2	0,4	76,2
14	95,9	1,2	96,7
<b>Summe:</b>			<b>97,9</b>

Tabelle 1: Schalleistungspegel der Teilflächen

### Ergebnis

Die Teilfläche 14 (Axialventilator) bestimmt mit 96,7 dB(A) den Gesamtschalleistungspegel von 97,9 dB(A) entscheidend und konnte somit als dominanter Schwerpunkt der Schallschutzkapsel lokalisiert werden.

Die nachfolgende Prinzipskizze (Abb. 10) zeigt die Anordnung des Axialventilators an der Schallschutzkap-

sel. Der Ventilator strahlt Luftschall frei nach außen ab.

Eine für die Luftführung vergleichbare Situation kann hergestellt werden, wenn der Axialventilator auf der Innenseite der Schallschutzkapsel angebaut wird und die verbleibende Blechkanalstrecke mit Absorptionsmaterial ausgekleidet wird (siehe Abb. 11). So entsteht eine hochwirksame Schalldämpferstrecke, die so-

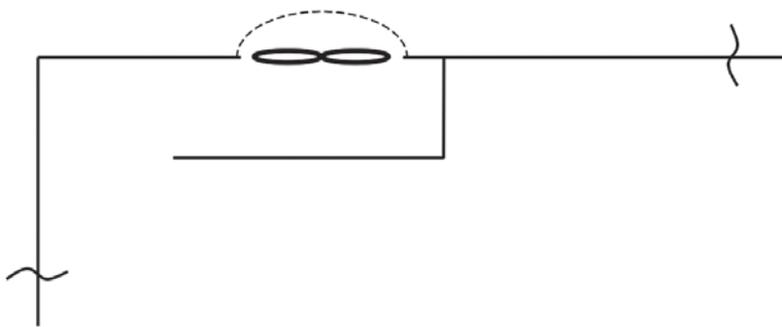


Abb. 10: Prinzipskizze der bestehenden Situation mit schallhartem Blechkanal.

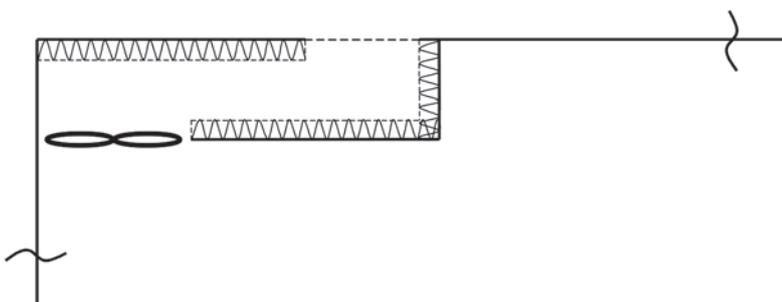


Abb. 11: Prinzipskizze einer Situation mit Schalldämpfer

wohl das Ventilatorgeräusch als auch das Verdichtergeräusch dämpft.

Unter der Maßgabe, dass der Axialventilator z.B. nach innen verlegt und der vorhandene Kanal mit Absorptionsmaterial zu einer Schalldämpferstrecke umgestaltet wird, kann von einer Lärminderung des Ventilgeräusches um ca. 10 dB ausgegangen werden.

Durch die Realisierung dieser Minderungsmaßnahme reduziert sich der so berechnete Gesamtschalleistungspegel der Verdichteranlage auf  $L_w = 93,4$  dB(A). Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt darin, dass der Effekt verschiedener Lärminderungsvarianten mit einem einfachen Berechnungsmodell im Vorfeld gezielt ermittelt werden kann.

### Fazit

Auch bei der Lärminderung von Maschinen und Anlagen gilt: „Wer die Ursache kennt, wird der Wirkung Herr.“ Auf Grundlage einer schalltechnischen Untersuchung kann die Lärmemission von relevanten Teilschallquellen frequenzselektiv ermittelt werden. Durch die Kenntnis der Schallübertragung, -ausbreitung und -abstrahlung können somit lärmintensive Bereiche gezielt im Hinblick auf eine schalltechnische Optimierung bewertet werden.

### Literatur

Werner Schirmer (Hrsg.): Lärmbekämpfung. Maßnahmen an Maschinen und in Produktionsstätten zum Schutz des Menschen vor Lärm und Schwingungen. Verlag Tribüne, Berlin, 1989.

Autor:  
Dr.-Ing. Johann Lenz,  
KÖTTER Consulting Engineers  
GmbH & Co. KG, Rheine