



Schall und Schallschutz bei HVAC-Anlagen

Praxisleitfaden für Ingenieure

Kälteanlagen · Wärmepumpen · Rückkühler · VRF-Systeme

- Grundlagen der Raumakustik und Schallausbreitung
- Variable-Speed Drives – Akustische Auswirkungen
- Kompressorkapselungen und Schalldämpfer
- Absorptionsmaterialien (Stratocell Whisper)
- TA Lärm, DIN-Normen und Lärmprognose
- Fallstudien und Praxisbeispiele

Silent Engineering | Romolo Vicari

2026 | www.forcotech.com

Impressum

Herausgeber: Silent Engineering

Autor: Romolo Vicari

Webseite: www.forcotech.com

Ausgabe: 1. Auflage, 2026

Alle Angaben in diesem Werk wurden sorgfältig recherchiert und zusammengestellt. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Der Autor kann für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine Haftung übernehmen.

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Autors unzulässig und strafbar.

Referenznormen und Richtlinien: ISO 3744, ISO 9614, DIN 4109, DIN EN ISO 3744, VDI 2571, TA Lärm (26. August 1998, BAnz. Nr. 160), DIN EN 13501-1, DIN EN 13180.

Inhaltsverzeichnis

Kapitel 1: Grundlagen der Raumakustik und Schallausbreitung	5
Kapitel 2: Schallquellen bei HVAC-Systemen – Analyse und Vergleich	9
Kapitel 3: Variable-Speed Drives (VSD/VFD) – Akustische Auswirkungen	14
Kapitel 4: Kompressorkapselungen – Technik, Wirkungsgrade, Auswahlkriterien	18
Kapitel 5: Absorptions- und Reaktionsschalldämpfer – Auswahlhilfe	23
Kapitel 6: Moderne Absorptionsmaterialien – Fokus Stratocell® Whisper®	28
Kapitel 7: Akustische Auslegung für Neubauprojekte – TA Lärm und DIN-Normen	32
Kapitel 8: Rückkühler – Akustische Besonderheiten und Lösungen	38
Kapitel 9: Fallstudien und Praxisbeispiele	41
Kapitel 10: Checkliste und Planungsleitfaden	46
Normen & Literatur	50

KAPITEL 1**Grundlagen der Raumakustik und Schallausbreitung**

Die Akustik von HVAC-Anlagen (Heating, Ventilation and Air Conditioning) bildet eine der anspruchsvollsten Disziplinen im modernen Gebäude- und Anlagenbau. Ein fundiertes Verständnis der physikalischen Grundlagen ist unabdingbar, um wirksame Schallschutzmaßnahmen planen und dimensionieren zu können. Dieses Kapitel legt das theoretische Fundament für alle nachfolgenden technischen Analysen.

1.1 Schalldruckpegel (SPL) und Schalleistungspegel (SWL)

Schall ist eine mechanische Schwingung, die sich als Druckwelle durch elastische Medien – vornehmlich Luft – ausbreitet. Die Intensität von Schall wird logarithmisch in Dezibel (dB) ausgedrückt, da das menschliche Gehör ebenfalls auf einer logarithmischen Skala wahrnimmt.

Schalldruckpegel (SPL – Sound Pressure Level):**Formel 1.1: Schalldruckpegel**

$$L_p = 20 \cdot \log_{10}(p / p_0) \text{ [dB]}$$

Dabei ist **p** der gemessene Schalldruck [Pa] und **p₀ = 20 µPa** der Referenzschalldruck (Hörschwelle des Menschen bei 1 kHz). Der SPL ist ein messpunktabhängiger Wert und beschreibt, welchen Schallpegel ein Empfänger an einem bestimmten Ort wahrnimmt.

Schalleistungspegel (SWL – Sound Power Level):**Formel 1.2: Schalleistungspegel**

$$L_W = 10 \cdot \log_{10}(W / W_0) \text{ [dB]}$$

Dabei ist **W** die abgestrahlte Schalleistung [W] und **W₀ = 10⁻¹² W** die Referenzschalleistung. Der SWL ist eine geräteeigene Größe, die unabhängig vom Aufstellungsort ist und somit die Grundlage für jede akustische Auslegung bildet. HVAC-Hersteller geben in ihren technischen Dokumentationen üblicherweise den Schalleistungspegel L_{WA} in dB(A) an.

Wichtige Merkregel: SPL vs. SWL

- SPL (Schalldruckpegel): Messortabhängig – nimmt mit Entfernung ab
- SWL (Schallleistungspegel): Geräteinhärente Größe – konstant unabhängig vom Aufstellungsort
- Typische Differenz bei 1 m Abstand im Freifeld: $SWL \approx SPL + 11 \text{ dB}$
- Für HVAC-Auslegung immer SWL als Ausgangsgröße verwenden

1.2 A-Bewertungsfilter und Tonhaltigkeit

Das menschliche Gehör ist frequenzabhängig empfindlich. Bei mittleren Frequenzen (1–4 kHz) reagiert es deutlich sensibler als bei tiefen oder hohen Frequenzen. Der A-Bewertungsfilter (DIN EN 61672) berücksichtigt diese Frequenzabhängigkeit und gewichtet den Schalldruckpegel entsprechend.

Frequenz (Hz)	A-Bewertung (dB)	Wahrnehmung
63	-26,2	Sehr stark abgesenkt
125	-16,1	Stark abgesenkt
250	-8,6	Merklich abgesenkt
500	-3,2	Leicht abgesenkt
1.000	0,0	Referenz
2.000	+1,2	Leicht angehoben
4.000	+1,0	Leicht angehoben
8.000	-1,1	Etwa gleich

Tab. 1.1: A-Bewertungsfilter nach DIN EN 61672

Tonhaltigkeit entsteht, wenn bestimmte Frequenzen besonders dominant sind (z. B. die Grundfrequenz eines Kompressors). Tonhaltige Geräusche werden als störender empfunden als breitbandige Geräusche gleichen Pegels. Gemäß TA Lärm ist ein Tonzuschlag von bis zu 6 dB(A) zu berücksichtigen.

1.3 Frequenzspektrum: Tiefen, Mitten und Höhen

Das akustisch relevante Frequenzspektrum für HVAC-Anlagen erstreckt sich von ca. 63 Hz bis 8.000 Hz. Die Einteilung in Frequenzbereiche ist wichtig für die Auswahl geeigneter Schallschutzmaßnahmen, da unterschiedliche Technologien für unterschiedliche Frequenzen optimal wirken.

Bereich	Frequenz (Hz)	Typische HVAC-Quellen	Schwierigkeitsgrad Dämpfung
Tieftöne	63 – 250	Kolbenkompressoren, große Axialventilatoren, Rückkühler	Sehr hoch
Grundtöne	250 – 500	Schraubenkompressoren, Kühlturmgebläse	Hoch
Mitteltöne	500 – 2.000	Scroll-Kompressoren, EC-Lüfter, VRF-Außengeräte	Mittel
Hochtöne	2.000 – 4.000	Elektronische Bauteile, PWM-Frequenzen	Gering
Höhen	4.000 – 8.000	Frequenzumrichter, Strömungsgeräusche	Gering

Tab. 1.2: Frequenzspektrum und typische HVAC-Schallquellen

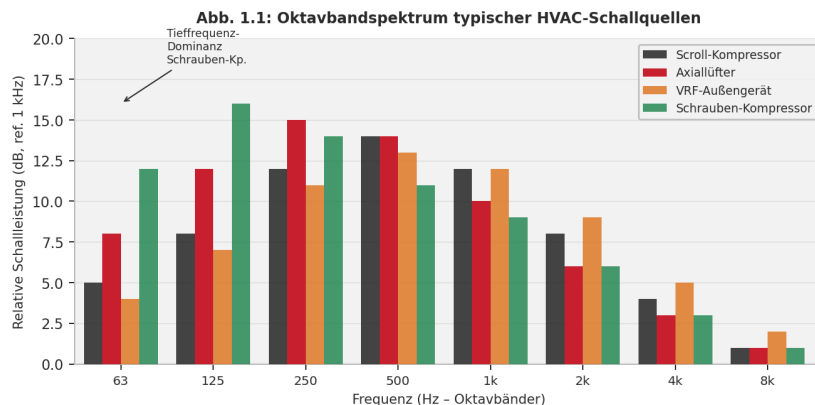


Abb. 1.1: Frequenzspektrum typischer HVAC-Schallquellen im Terzbanddiagramm

1.4 Nah- und Fernfeld, Reflexion, Beugung und Absorption

Die Schallausbreitung im Raum und im Freien wird durch verschiedene physikalische Phänomene beeinflusst:

- **Nahfeld:** Bereich direkt an der Schallquelle (typisch < 1m). Komplexe Schallfelder, nicht zur Messung geeignet.
- **Fernfeld:** Bereich, in dem sich Kugelwellen frei ausbreiten. Abstandsgesetz gilt: Verdoppelung des Abstands → -6 dB (Punktquelle).
- **Reflexion:** An harten Oberflächen (Wände, Böden) wird Schall reflektiert. +3 dB bei Reflexion an einer schallharten Fläche.
- **Beugung:** Schall beugt sich um Hindernisse herum – besonders ausgeprägt bei tiefen Frequenzen (lange Wellenlänge).
- **Absorption:** Poröse Materialien wandeln Schallenergie in Wärme um. Absorptionsgrad $\alpha = 0$ (keine Absorption) bis 1 (vollständige Absorption).

1.5 Messverfahren: ISO 3744 und ISO 9614

Für die Schalleistungsmessung von HVAC-Geräten sind international zwei Normen maßgebend:

Norm	Verfahren	Messgröße	Anwendungsbereich	Genauigkeit
ISO 3744	Hüllflächenverfahren mit Schalldruckmessungen	SWL (L _{WA})	Im Freien oder Halbfreifeld, stationäre Quellen	±1,5 dB
ISO 9614-1	Schallintensitätsverfahren (Scanning)	SWL (L _{WA})	In-situ an eingebauten Maschinen, auch bei Fremdgeräuschen	±1,0–2,0 dB
ISO 9614-2	Schallintensitätsverfahren (kontinuierlich)	SWL (L _{WA})	Komplexe Quellgeometrien, diskrete Teilquellen	±1,0–1,5 dB
DIN EN ISO 3741	Hallraumverfahren	SWL (L _{WA})	Laboratoriumsmessung kleiner Quellen	±0,5 dB

Tab. 1.3: Messverfahren für HVAC-Schalleistung nach ISO-Normen

Praxistipp: Messunsicherheiten

- Herstellerangaben nach ISO 3744: Messunsicherheit ±1,5 dB einplanen
- Bei Abnahmemessungen vor Ort (ISO 9614): Fremdgeräuschkorrektur K_2 beachten
- Mindest-Signal-zu-Rausch-Abstand: Prüfgeräusch ≥ 6 dB über Fremdgeräusch
- Halbkugelmessung im Freifeld: 6 Messpunkte auf Hüllfläche bei $r = 1$ m

KAPITEL 2

Schallquellen bei HVAC-Systemen – Analyse und Vergleich

HVAC-Anlagen bestehen aus einer Vielzahl mechanischer und elektrischer Komponenten, jede mit einer charakteristischen akustischen Signatur. Die präzise Kenntnis der Schallquellen, ihrer Pegel und Frequenzschwerpunkte ist Voraussetzung für eine zielgerichtete und wirtschaftlich optimale Schallschutzplanung.

2.1 Hauptschallquellen im Überblick

Schallquelle	Typ. L_{WA} (dB(A))	Hauptfrequenz (Hz)	Charakteristik
Scroll-Kompressor (Kältemaschine)	75 – 85	500 – 2.000	Tonal, harmonische Obertöne
Schraubenkompressor	80 – 92	125 – 500	Breitband + Grundfrequenz
Kolbenkompressor	82 – 95	63 – 250	Impulshaltig
Axiallüfter (Verflüssiger)	70 – 82	250 – 1.000	Breitband, Blatttonfrequenz
EC-Lüfter mit VSD	62 – 74	500 – 2.000	Reduziert durch Drehzahlregelung
Kühlturm (offener Kreislauf)	75 – 88	250 – 2.000	Spritzwasser + Gebläse
VRF/VRV Außengerät	63 – 72	500 – 4.000	Kompressor + Lüfter kombiniert
Wärmepumpe (Inverter)	55 – 68	250 – 1.000	VSD-geregelt, variabel
Pumpengruppe (Hydraulik)	60 – 75	125 – 1.000	Strukturschall dominant
Kühlwasserrohrleitung	45 – 60	63 – 500	Körperschall, Strömungsrauschen

Tab. 2.1: Schallleistungspegel und Charakteristik typischer HVAC-Komponenten (Herstellerangaben, ISO 3744, Praxismessungen Silent Engineering)

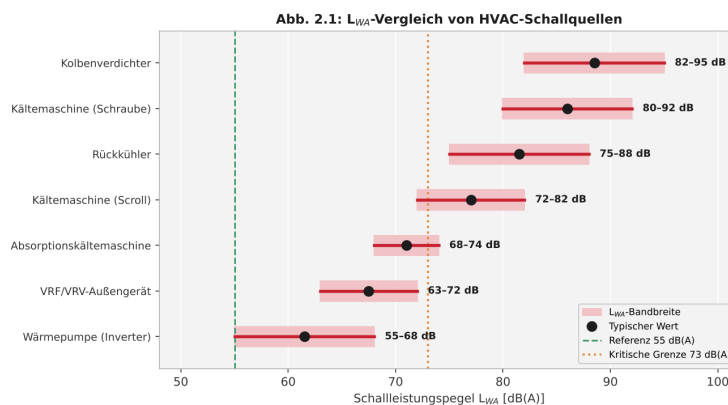


Abb. 2.1: L_WA-Vergleich der wichtigsten HVAC-Schallquellen (dB(A))

2.2 Terzbandspektrum typischer Gerätetypen

Die Terzbandddarstellung zeigt die Verteilung der Schalleistung über das Frequenzspektrum und ist unerlässlich für die Auswahl frequenzspezifischer Dämpfungsmaßnahmen. Die folgende Tabelle zeigt typische Terzbandspektren in dB(A) für ausgewählte Gerätetypen:

Frequenz (Hz)	Scroll-Komp.	Schrauben-Komp	Axial-Lüfter	VRF-Außengerät	Wärmepumpe
63	55	68	52	46	42
125	60	74	58	50	47
250	64	76	65	55	52
500	73	74	68	60	56
1.000	78	71	66	65	60
2.000	76	68	62	62	58
4.000	70	64	58	58	52
8.000	62	58	52	50	44
L_WA (ges.)	82	85	74	68	63

Tab. 2.2: Typische Terzbandspektren ausgewählter HVAC-Komponenten in dB(A) (Richtwerte; Herstellerangaben können abweichen)

2.3 Kompressortypen – Akustische Besonderheiten

Kompressoren sind in der Regel die dominante Schallquelle in Kälteanlagen und Wärmepumpen. Die akustischen Eigenschaften unterscheiden sich je nach Verdichtungsprinzip erheblich:

Scroll-Kompressor:

Scroll-Kompressoren erzeugen ein charakteristisches tonales Geräusch durch die spiralförmige Verdichtung. Die Grundfrequenz liegt typisch bei der zweifachen Netzfrequenz (100 Hz) mit deutlichen harmonischen Obertönen bis 2 kHz. Tonzuschlag nach TA Lärm: +3 bis +5 dB(A). Schallschutzmaßnahme: Schallhaube mit Absorber im Mittelfrequenzbereich.

Schraubenkompressor:

Schraubenkompressoren erzeugen ein charakteristisches Breitbandgeräusch mit einer ausgeprägten Grundfrequenz, die sich aus Drehzahl und Zähnezahl der

Schraubenrotoren ergibt (typisch 100–400 Hz). Bei großen Kältemaschinen (> 300 kW Kälteleistung) sind L_{WA} -Werte von 88–92 dB(A) üblich, was aufwändige Kapselungsmaßnahmen erforderlich macht.

2.4 Lüftergeräusche – Blatttonfrequenz und Breitbandanteil

Axialventilatoren in Verflüssigern und Rückkühlern erzeugen zwei charakteristische Geräuschanteile, die getrennt zu bewerten sind:

- **Blatttonfrequenz (BPF):** $f_{BPF} = \text{Drehzahl [U/min]} \times \text{Anzahl Schaufelblätter} / 60$. Bei 750 U/min und 8 Blättern: $f_{BPF} = 100$ Hz. Charakteristisch und tonhaltig.
- **Breitbandanteil:** Turbulente Strömungsgeräusche an Schaufelblattspitzen und im Einlaufbereich. Frequenzbereich 500–4.000 Hz. Proportional zu v^5 (Strömungsgeschwindigkeit).
- **Rotierender Strömungsabriss:** Bei falsch ausgelegten Lüftern (Betrieb fern vom Auslegungspunkt). Erzeugt breitbandiges Rauschen + tonale Komponenten.

Dimensionierungsregel für Lüftergeräusche

- Halbierung der Drehzahl → Pegelreduktion ca. 15 dB(A)
- 10% Drehzahlreduktion → ca. 4–5 dB(A) Pegelreduktion
- Schaufelblattanzahl erhöhen → BPF-Frequenz steigt, Pegel sinkt leicht
- Optimaler Betriebspunkt: $\eta_{\max}$ des Lüfterkennfelds anstreben
- Spitzengeschwindigkeit Lüfterschaukel: max. 50 m/s für Geräuschoptimierung

2.5 Strukturschall und Körperschallübertragung

Neben dem Luftschall erzeugen Kompressoren, Ventilatoren und Pumpen erhebliche Strukturschallimmissionen. Körperschall überträgt sich über Fundamente, Rohrverbindungen und Stahlkonstruktionen auf das Gebäude und wird dort als Luftschall abgestrahlt. Besonders problematisch: Strukturschall im Frequenzbereich 63–250 Hz, der durch konventionelle Absorptionsmaßnahmen kaum gedämpft wird.

Körperschall-Maßnahmen im Überblick

- Schwingungsisolatoren unter Aggregaten (Federelement, Gummipuffer)
- Flexible Rohrverbindungen (Kompensatoren) in Kältemittel- und Wasserleitungen
- Körperschalluntersuchung nach DIN 4109 bei sensiblen Nutzungen erforderlich
- Eigenfrequenz der Isolierung: $f_0 < 0,5 \times \text{Störfrequenz}$ (für 80% Isolation)

KAPITEL 3

Variable-Speed Drives (VSD/VFD) – Akustische Auswirkungen

Frequenzumrichter (Variable Speed Drives, VSD; Variable Frequency Drives, VFD) haben die HVAC-Branche revolutioniert. Neben der erheblichen Energieeinsparung bieten sie signifikante akustische Vorteile – aber auch spezifische neue Geräuschquellen, die bei der Planung zu berücksichtigen sind.

3.1 Funktionsprinzip des Frequenzumrichters

Ein Frequenzumrichter wandelt die Netzfrequenz (50 Hz) in eine variable Frequenz um. Dies erfolgt in drei Stufen:

- **Gleichrichter (AC → DC):** Dreiphasige Netzspannung wird gleichgerichtet.
- **Zwischenkreis (DC):** Glättung und Energiespeicherung durch Kondensatoren.
- **Wechselrichter (DC → AC):** Pulsweitenmodulation (PWM) erzeugt variable Frequenz/Spannung.

Die PWM-Trägerfrequenz (typisch 2–16 kHz) bestimmt maßgeblich das hochfrequente Geräuschprofil des Umrichters selbst. Moderne Umrichter erlauben eine Einstellung der Trägerfrequenz – höhere Trägerfrequenz ergibt glattere Motorkennlinie, aber erhöhte Eigenerwärmung des Umrichters.

3.2 Akustische Vorteile durch Drehzahlregelung

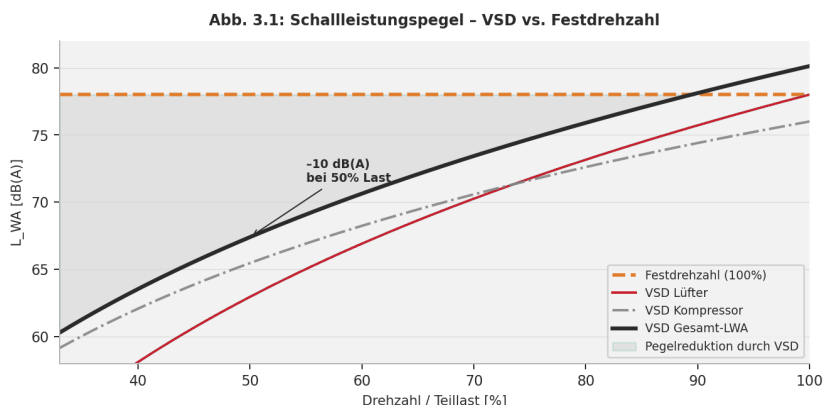
Der Schallleistungspegel eines Ventilators skaliert nach dem aerodynamischen Ähnlichkeitsgesetz proportional zur 5. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit. Dies ergibt eine erhebliche Geräuschreduktion bereits bei moderater Drehzahlabsenkung:

Formel 3.1: Schallpegeländerung bei Drehzahlregelung

$$L_{WA}(n_2) = L_{WA}(n_1) + 50 \cdot \log_{10}(n_2/n_1) \text{ [dB(A)]}$$

Lastpunkt	Drehzahl (%)	SWL Festdrehzahl (dB(A))	SWL mit VSD (dB(A))	Reduktion (dB(A))	Energieeinsparung (%)
Vollast (100%)	100	82	82	0	0
Teillast (75%)	75	82	77	5	42
Teillast (50%)	50	82	67	15 (ca.)	75
Minimallast (33%)	33	82	57 (ca.)	25 (ca.)	90

Tab. 3.1: Schallpegelreduktion durch Drehzahlregelung (theoretische Werte nach aerodynamischem Ähnlichkeitsgesetz; Wärmepumpen/VRF-Lüfter)

Abb. 3.1: Vergleich L_{WA} über Drehzahlbereich 33–100% für VSD und Festdrehzahl-Betrieb

3.3 Elektrische Geräusche: PWM-Frequenzen und Oberschwingungen

Frequenzumrichter erzeugen charakteristische elektrische Geräusche, die bei der Planung zu berücksichtigen sind:

- **Motorbrummen (2–10 kHz):** Das Magnetfeld des Motors wird durch die PWM-Trägerfrequenz gepulst. Dies erzeugt ein hochfrequentes, typischerweise als unangenehm empfundenes Brummen.
- **Oberschwingungen (Harmonische):** Die Netzspannung wird durch Rückspeiseeffekte verzerrt (THD: Total Harmonic Distortion). Oberschwingungen bei 5f, 7f, 11f, 13f (250, 350, 550, 650 Hz bei 50-Hz-Netz) können akustisch relevant sein.
- **Umrichtereigengeräusche:** Kühlgebläse des Umrichters (typisch 55–65 dB(A) bei 1 m), Drossel- und Kondensatorgeräusche. Umrichter in Schaltschränken im Innenbereich aufstellen.

3.4 EMV-Filterung und akustische Entkopplung

Maßnahme	Wirkung akustisch	Wirkung EMV	Kosten (relativ)
Sinusfilter am Umrichterausgang	PWM-Brummen -10 bis -15 dB	Sehr gut	Hoch
dU/dt-Filter	Motorgeräusch -5 bis -8 dB	Gut	Mittel
Erhöhung PWM-Trägerfrequenz (8→16 kHz)	Brummen aus hörbarem Bereich	Neutral	Gering
EMV-Kabelschirmung (Leitungsführung)	Reduziert Strahlung	Sehr gut	Gering

Maßnahme	Wirkung akustisch	Wirkung EMV	Kosten (relativ)
Akustische Umrichterkapelung (Schrack)	Umrichtereigengeräusch -15 bis -25 dB	Neutral	Mittel
Schwingungsentkopplung Motor-Fundament	Strukturschallreduktion -5 bis -10 dB	Neutral	Gering

Tab. 3.2: Maßnahmen zur EMV-Filterung und akustischen Entkopplung bei VSD-Betrieb

Praxisempfehlung: VSD-Auswahl für lärmsensible Standorte

- Sinusfilter wählen wenn: Wohngebiete, Anforderung Nachtbetrieb < 40 dB(A)
- Trägerfrequenz: 12–16 kHz einstellen → Brummen aus hörbarem Bereich verschoben
- Mindestdrehzahl: 30–35% zur Vermeidung von Instabilitäten und Resonanzen
- Umrichter im klimatisierten Innenraum aufstellen – nicht in lärmexponierten Bereichen
- Kälteleistungsregelung über Drehzahl bevorzugen ggü. Ein-/Ausschalten



Schallhaube Wärmepumpe auf Gründach – Silent Engineering

Silent Engineering | Modulares Aluminium-Profil-System

KAPITEL 4

Kompressorkapselungen – Technik, Wirkungsgrade, Auswahlkriterien

Schallhauben und Kapselungen sind eine der wirksamsten Einzelmaßnahmen zur Pegelminderung an HVAC-Aggregaten. Richtig dimensioniert und ausgeführt, können Einfügungsdämpfungen von 15–25 dB(A) erreicht werden. Die Herausforderung liegt in der Kombination von hoher akustischer Wirkung, ausreichender Belüftung und Wartungszugänglichkeit.

4.1 Grundprinzip der Kapselung

Eine Schallkapsel besteht grundsätzlich aus zwei Komponenten: einer schweren, schalldichten Außenhülle (Schalldämmung) und einem innenliegenden Absorber (Schallabsorption). Die erreichbare Einfügungsdämpfung D_E wird durch das Schalldämm-Maß R der Hülle und die Schallabsorption im Inneren bestimmt:

Formel 4.1: Einfügungsdämpfung einer Schallkapsel

$$D_E = R - 10 \cdot \log_{10}(S_H / (\alpha_i \cdot A_i)) \text{ [dB]}$$

Dabei: R = Schalldämm-Maß der Hülle [dB], S_H = Hüllfläche [m²], α_i = mittlerer Absorptionsgrad innen, A_i = äquivalente Absorptionsfläche innen [m²]. Eine hohe Innenabsorption ($\alpha \rightarrow 1$) ist entscheidend, um Pegelerhöhungen durch Schallreflexionen im Inneren der Kapsel zu vermeiden.

4.2 Vergleich verschiedener Kapselungstypen

Kapselungstyp	Einfügung s- dämpfung (dB)	Frequenz- bereich	Belüftung erforderlich	Typische Anwendung
Schwerfolie + Absorber (50 mm)	8 – 14	500 – 4.000 Hz	Ja (Zwangslüftung)	Scroll-Kompressor
Vollkapselung Stahl + Mineralwolle	15 – 25	250 – 4.000 Hz	Ja (Wärmetauscher)	Schrauben-Kompressor
Modulare Aluminium-Einhausung	10 – 18	315 – 2.000 Hz	Eingebaut	VRF/Wärmepumpe
Akustisch optimierter Lüftungskanal	6 – 12	500 – 2.000 Hz	Integriert	Axiallüfter-Auslässe
Metamaterial-Absorber-Panel	12 – 20	200 – 1.600 Hz	Passiv (offenporig)	Außenaufstellungen

Kapselungstyp	Einfügung s- dämpfung (dB)	Frequenz- bereich	Belüftung erforderlich	Typische Anwendung
Beton-/Mauerwerksgehäuse (Maschinenraum)	25 – 45	63 – 4.000 Hz	Lüftungsanlage	Zentrale Kältemaschinen

Tab. 4.1: Vergleich Kapselungstypen für HVAC-Aggregate (typische Werte, Einbausituation und Ausführungsqualität beeinflussen Ergebnis erheblich)

Abb. 4.1: Schnittzeichnung Modulare Schallhaube (Silent Engineering Prinzip)

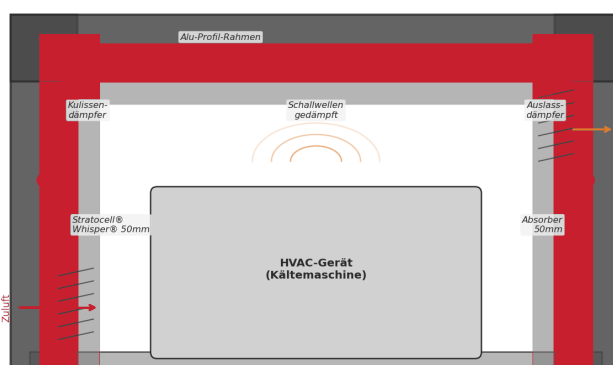


Abb. 4.1: Aufbau einer modularen Aluminium-Schallhaube für VRF-Außengeräte (schematisch)

4.3 Belüftungskonzepte für Kapselungen

Thermisches Management ist bei Kapselungen kritisch: Kompressoren und Motoren erzeugen erhebliche Abwärme, die abgeführt werden muss, ohne die Schalldämmwirkung zu kompromittieren. Folgende Konzepte werden eingesetzt:

- **Zwangsbelüftung mit Kulissendämpfer:** Zuluft und Abluft über akustisch gedämpfte Öffnungen. Schalldämpfer dimensionieren für $\geq$ Kapselungsdämpfung.
- **Wärmetauscher-Konzept (geschlossen):** Vollständig geschlossene Kapsel, Wärmeabfuhr über Luft/Wasser-Wärmetauscher. Maximale Schalldämmwirkung, hoher Aufwand.
- **Labyrinth-Zuluft:** Mäanderförmige Zuluftkanäle ohne Dämpfer – kostengünstig aber nur für Einfügungsdämpfungen bis ca. 10 dB geeignet.
- **VRF/Wärmepumpen-Haube:** Speziell entwickelt für Außengeräte mit integrierter Zu-/Abluftführung über das Gerät selbst. Modulare Befestigung ohne Fundament.

4.4 Auswahlkriterien und Normen

Kriterium	Anforderung / Empfehlung
Wärmeeintrag	Thermisches Konzept vor Dimensionierung ausarbeiten; max. Innentemperatur +15°C über Umgebung

Kriterium	Anforderung / Empfehlung
Wartungszugang	Großflächige, akustisch gedichtete Revisionsöffnungen; Scharnierrahmen für schnellen Zugang
Außenbewitterung	Materialien für Außenklima: verzinkter Stahl, Aluminium, geschlossenzellige Absorber
Frequenzprofil	Kapselungstyp auf Hauptfrequenzbereich der Quelle abstimmen (Tab. 4.1)
Flanking-Pfade	Körperschallübertragung über Fundament ausschalten (Schwingungsisolatoren)
Brandschutz	Absorber Brandklasse $\geq$ B2 (außen); Halon-/Sprinklerkompatibilität prüfen
Norm-Referenz	DIN EN 13180 (Lüftungskanäle), VDI 2081 (Geräusche in Raumluftechnik)

Tab. 4.2: Auswahlkriterien für Kompressorkapselungen

4.5 Flanking-Pfade und Schwachstellen

Eine häufige Ursache für unbefriedigende Kapselungsergebnisse sind sogenannte Flanking-Pfade (Nebenwegübertragung). Diese entstehen durch:

- **Undichte Fugen:** Selbst kleine Öffnungen reduzieren die Einfügungsdämpfung erheblich. Faustformel: 1% undichte Fläche $\rightarrow$ max. 20 dB Dämpfung erreichbar.
- **Körperschallbrücken:** Starre Verbindungen zwischen Quelle und Kapsel übertragen Schwingungen.
- **Unterdimensionierte Belüftungsdämpfer:** Absorptionsdämpfer an Zu-/Abluft müssen mindestens die gleiche Einfügungsdämpfung aufweisen wie die Kapsel selbst.
- **Resonanzeffekte:** Hohlraumresonanzen im Inneren erhöhen den Pegel bei bestimmten Frequenzen. Absorber im Inneren großflächig anbringen.

Planungsregel: Gesamtdämpfung einer gekapselten Anlage

- $D_E(\text{gesamt}) = \min(D_E(\text{Kapsel}), D_E(\text{Lüftungsdämpfer}), 20 \cdot \log_{10}(1/\text{Undichtheitsanteil}))$
- Zielwert D_E planen: Anforderungspegel + Sicherheitszuschlag 3–5 dB
- Prototyp-Test nach ISO 15667 vor Serieneinsatz empfohlen
- Abnahmemessung nach ISO 9614-2 (Intensimetrie) für exakte In-situ-Prüfung



Louvre-Einhausung für Wärmepumpe auf Flachdach – Silent Engineering

Silent Engineering | Einbaufertige Gitterkassette Aluminium

KAPITEL 5**Absorptions- und Reaktionsschalldämpfer – Auswahlhilfe**

Schalldämpfer sind unverzichtbare Bauelemente in HVAC-Systemen. Sie werden in Luftleitungsnetzen, Kanaleinbauten und an Öffnungen von Kapselungen eingesetzt. Die Auswahl des richtigen Dämpfertyps ist entscheidend für Wirkung, Druckverlust und Wirtschaftlichkeit.

5.1 Absorptionsschalldämpfer

Absorptionsschalldämpfer basieren auf dem Prinzip der Schallabsorption in porösen Materialien. Der Schall dringt in die Absorberstruktur ein und wird durch Reibungsverluste in Wärme umgewandelt. Die Wirkung ist im mittleren und hohen Frequenzbereich (> 500 Hz) am größten.

Kulissendämpfer:

Kulissendämpfer bestehen aus parallel angeordneten Absorberkulissen im Luftkanal. Die Einfügungsdämpfung D in dB/m wird durch Kulissendicke, -abstand und -länge bestimmt. Standardisierte Kulissenbreiten: 100 mm, 150 mm, 200 mm. Druckverlust Δp steigt mit der Strömungsgeschwindigkeit quadratisch an.

Formel 5.1: Einfügungsdämpfung Kulissendämpfer (vereinfacht)

$$D = k \cdot (l \cdot b) / (a \cdot h) \text{ [dB]}$$

Dabei: k = materialabhängiger Faktor (Mineralwolle: $k \approx 1,5-2,5$), l = Kulissenlänge [m], b = Kulissenbreite [m], a = Spaltbreite [m], h = Kanalhöhe [m].

5.2 Reaktionsschalldämpfer

Reaktionsschalldämpfer nutzen destruktive Interferenz oder Reflexionseffekte zur Schallminderung. Sie sind besonders für tiefe Frequenzen geeignet, bei denen Absorptionsdämpfer wenig wirksam sind.

$\lambda/4$ -Resonator:

Ein Seitenrohreinsatz mit einer Länge von $\lambda/4$ (Viertelwellenlänge) der Zielfrequenz erzeugt eine 180°-Phasenverschiebung und damit destruktive Interferenz. Sehr effektiv bei einer definierten Frequenz, schmalbandig.

Formel 5.2: Rohrlänge $\lambda/4$ -Resonator für Frequenz f

$$l = c / (4 \cdot f) \text{ [m]} \rightarrow \text{z.B. } 100 \text{ Hz: } l = 343 / (4 \cdot 100) = 0,86 \text{ m}$$

5.3 Vergleichstabelle Dämpfertypen

Dämpfertyp	Frequenzbereich	Druckverlust	Einfügungs-dämpfung	Reinigungsfähigkeit	Anwendung
Kulissendämpfer (Absorber)	500 – 8.000 Hz	Mittel	8 – 20 dB/m	Möglich	Zuluft/Abluft Kanal
Tellerresonator	63 – 250 Hz	Gering	10 – 15 dB (Schmalband)	Ja	Tieffrequenzprobleme
Expansionskammer	125 – 500 Hz	Mittel	8 – 12 dB	Ja	Kanaleinbau, Kompressor
Splitter-Dämpfer (Breitband)	200 – 4.000 Hz	Mittel-hoch	12 – 25 dB/m	Eingeschränkt	Maschinenhallen
Kulissen-Resonator (kombiniert)	125 – 2.000 Hz	Mittel	15 – 30 dB/m	Eingeschränkt	Komplexe Spektren
Metamaterial-Lüftungsgitter	200 – 1.600 Hz	Sehr gering	10 – 18 dB	Ja	Kapselungsöffnungen
Aktiver Schalldämpfer (ANC)	63 – 500 Hz	Sehr gering	10 – 25 dB	Ja	Tieftonprobleme Lüftung

Tab. 5.1: Vergleich Schalldämpfertypen für HVAC-Anwendungen

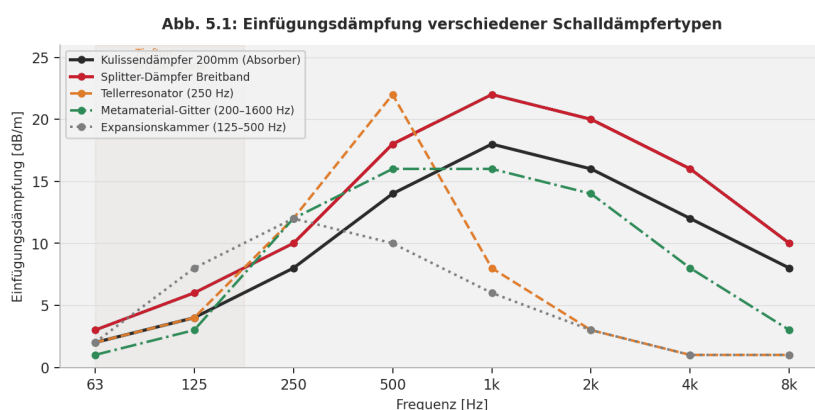


Abb. 5.1: Einfügungsdämpfung über Frequenz für Kulissen-, Resonator- und Splitter-Dämpfer

5.4 Auswahlkriterien und Berechnungsformeln

Die Auswahl des optimalen Schalldämpfers erfolgt anhand folgender Kriterien:

- **Zielfrequenzbereich:** Aus Spektrumsmessung oder Terzbandanalyse ermitteln. Problembereiche identifizieren (> 5 dB über Anforderung).
- **Erforderliche Einfügungsdämpfung:** $D_{\text{erf}} = L_{\text{WA}}(\text{Quelle}) - L_{\text{max}}(\text{Immissionsort}) - \text{Übertragungsmaß}(\text{Ausbreitung}) + \text{Sicherheitszuschlag (3–5 dB)}$.

- **Druckverlust-Budget:** Maximal zulässiger Druckverlust aus Anlagenkennlinie. Faustregel: $\Delta p \leq 20 \text{ Pa}$ für Wohnlüftung, $\leq 100 \text{ Pa}$ für Industrieanlagen.
- **Strömungsgeschwindigkeit:** Max. 4 m/s für Absorber in Wohngebäuden, max. 8 m/s in Industrieanlagen (Eigengeräusch des Dämpfers beachten!).
- **Bauraum:** Länge L_D (typisch 0,5–2,0 m) und Querschnitt aus Luftmenge berechnen.

Formel 5.3: Druckverlust Schalldämpfer

$$\Delta p = \zeta \cdot (\rho/2) \cdot v^2 [\text{Pa}] \rightarrow \zeta = \text{Widerstandsbeiwert (0,5-3,0 typisch)}$$

Auswahlentscheidungsbaum: Welcher Dämpfertyp?

1. Tieftonproblem ($< 250 \text{ Hz}$) → Resonator, Expansionskammer, ANC
2. Breitbandproblem ($250\text{--}4000 \text{ Hz}$) → Kulissendämpfer oder Splitter
3. Sehr kleiner Druckabfall gefordert → Metamaterial-Gitter
4. Hohe Einfügungsdämpfung $> 20 \text{ dB/m}$ → Kombinationsdämpfer (Absorber + Resonator)
5. Hygienebereich / Reinraumlüftung → Kulissendämpfer mit glattem Inliner, reinigbar
6. Außeneinsatz (Kapselung) → Metamaterial-Panel oder Außenausführung Absorber

KAPITEL 6**Moderne Absorptionsmaterialien – Fokus Stratocell® Whisper®**

Die Wahl des Absorptionsmaterials hat maßgeblichen Einfluss auf die erreichbare akustische Wirksamkeit, die Dauerhaftigkeit und den Wartungsaufwand einer Schallschutzlösung. Während klassische Mineralwolle lange Standard war, bieten moderne Polymerschaumstoffe wie Stratocell® Whisper® erhebliche Vorteile – besonders bei Außenanwendungen.

6.1 Polyethylen-Schaumstoff-Technologie vs. Mineralwolle

Eigenschaft	Stratocell® Whisper® (PE)	Mineralwolle (Basalt)	Melaminsch aum	Offenzell. PU-Schaum
Dichte (kg/m³)	33	40 – 80	8 – 11	20 – 30
Absorptionsgrad alpha_w (50 mm)	0,80	0,90 – 0,95	0,85 – 0,95	0,60 – 0,75
Wasseraufnahme	< 1% (sehr gut)	Hoch (problematisch)	Mittel	Hoch
Temperaturbeständi gkeit	–40°C bis +70°C	bis +400°C	bis +150°C	bis +80°C
Brandklasse (EN 13501)	E	A1 (nicht brennbar)	B	E
Außentauglichkeit	Sehr gut	Schlecht (Feuchte)	Gut	Schlecht
Montage	Einfach (Kleben/Klipsen)	Komplex (Drahtgitter)	Einfach	Einfach
Fasereintrag in Luft	Nein (geschlossen zellig)	Möglich	Nein	Nein
Recyclingfähigkeit	Gut (PE)	Eingeschränkt	Gering	Gering
Relative Kosten	Mittel	Gering	Hoch	Gering

Tab. 6.1: Materialvergleich Absorptionsstoffe für HVAC-Schallschutzanwendungen

6.2 Stratocell® Whisper® – Technische Eigenschaften

Stratocell® Whisper® ist ein speziell für akustische Anwendungen entwickelter offenzelliger Polyethylenschaum mit hervorragenden Absorptionseigenschaften. Die offene Zellenstruktur ermöglicht die Schallabsorption, während die PE-Matrix eine hohe Beständigkeit gegen Feuchtigkeit und UV-Strahlung gewährleistet.

Frequenz (Hz)	alpha_s (25 mm)	alpha_s (50 mm)	alpha_s (75 mm)	alpha_s (100 mm)
125	0,05	0,10	0,18	0,28
250	0,15	0,30	0,48	0,65
500	0,38	0,62	0,80	0,90
1.000	0,68	0,85	0,92	0,95
2.000	0,80	0,90	0,95	0,97
4.000	0,85	0,92	0,96	0,98
alpha_w (gewichtet)	0,55	0,80	0,90	0,95

Tab. 6.2: Schallabsorptionsgrad alpha_s von Stratocell® Whisper® nach Stärke und Frequenz (Messung nach ISO 354 im Hallraum)

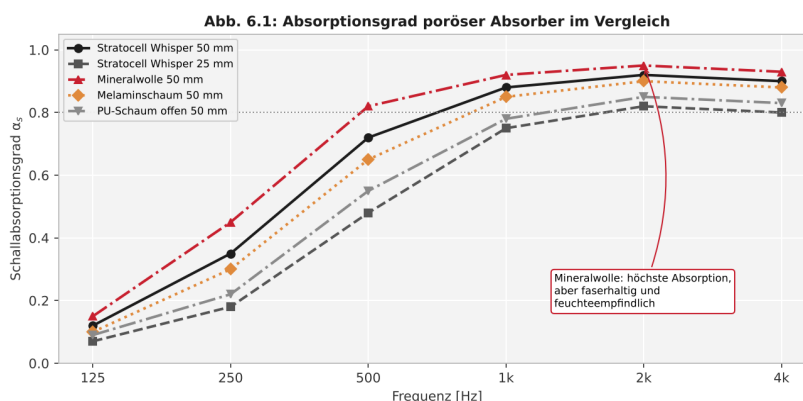


Abb. 6.1: Absorptionsgrad Stratocell Whisper (50mm) im Vergleich zu Alternativmaterialien

6.3 Anwendungsbeispiele in der HVAC-Praxis

Schallhauben für Wärmepumpen und VRF-Außengeräte:

Stratocell® Whisper® wird als Innenauskleidung in Aluminium-Schallhauben eingesetzt. Die Vorteile gegenüber Mineralwolle: Keine Feuchtaufnahme bei Kondenswasser und Regenwasser, keine Faserimmissionen, einfache Befestigung mit Kontaktkleber oder mechanischen Klemmleisten. Typische Einbaudicke: 50 mm (Schallhauben Kompaktgeräte) bis 100 mm (großflächige Industriekapselungen).

Kulissendämpfer für Außenanlagen:

In Kulissendämpfern für Freiluftaufstellung (Rückkühler, Kältemaschinen) ersetzt Stratocell® Whisper® Mineralwolle vollständig. Die geschlossenzellige PE-Matrix verhindert das Durchtränken mit Regenwasser und den damit verbundenen Pegelanstieg durch Dämmkraftabnahme bei feuchter Mineralwolle (Verlust bis zu 5 dB(A) bei voller Sättigung).

6.4 Befestigung und Details für Außenanwendungen

- **Kleben:** Kontaktkleber auf PE-Basis (UV-beständig). Vollflächiger Auftrag empfohlen.
- **Mechanisch:** Aluminium-Klemmleisten oder Edelstahl-Winkel, Schraubenabstand ≤ 300 mm.
- **Fugen:** Zwischen Zuschnittteilen ≤ 2 mm Fuge, mit PE-Schaumband abdichten.
- **Schutzabdeckung:** Perforiertes Aluminiumblech (Lochanteil $\geq 25\%$) als mechanischer Schutz.
- **UV-Schutz:** Bei direkter Sonneneinstrahlung: Aluminiumfolie-kaschierte Version verwenden.
- **Entwässerung:** Kapsel-Unterseite mit Entwässerungsöffnungen (> 5 mm $\varnothing$) versehen.

Spezifikation Stratocell® Whisper® – Außenanwendung HVAC

- Dichte: 33 kg/m^3 ($\pm 15\%$)
- Zellstruktur: Offen, gleichförmig, Porengröße 0,3–0,8 mm
- Temperaturbeständigkeit: -40°C bis $+70^\circ\text{C}$ (kurzzeitig bis $+90^\circ\text{C}$)
- Wasseraufnahme: $< 1 \text{ Vol.}\%$ nach 24h Eintauchen (EN 12431)
- Brandklasse: E nach DIN EN 13501-1
- Farbe: Grau (Standard), andere Farben auf Anfrage
- Zuschnitt: Wasserstrahl- oder Bandsägeschnitt empfohlen

KAPITEL 7**Akustische Auslegung für Neubauprojekte – TA Lärm und DIN-Normen**

Die akustische Auslegung von HVAC-Anlagen in Deutschland wird durch ein umfassendes Regelwerk aus Gesetzen, Verwaltungsvorschriften und Normen bestimmt. Die Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA Lärm) ist dabei das zentrale Instrument für den Immissionsschutz. Eine frühzeitige Integration der Schallschutzplanung in den Planungsprozess spart erhebliche Kosten gegenüber nachträglichen Maßnahmen.

7.1 TA Lärm – Immissionsrichtwerte

Die TA Lärm (Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm vom 26. August 1998, BAnz. Nr. 160) legt Immissionsrichtwerte für Gebiete unterschiedlicher Nutzungsintensität fest. Für HVAC-Anlagen gelten typischerweise die Außenrichtwerte:

Gebietstyp	Immissionsrichtwert Tag (06–22 Uhr) dB(A)	Immissionsrichtwert Nacht (22–06 Uhr) dB(A)	Besonderheiten
Kurgebiet, Krankenhäuser, Pflegeanstalten	45	35	Besonderer Schutz
Reines Wohngebiet (WR)	50	35	Sehr hoher Schutz
Allgemeines Wohngebiet (WA), Kleinsiedlungsgebiet	55	40	Standard Wohngebiet
Mischgebiet (MI), Dorfgebiet (MD)	60	45	Gemischte Nutzung
Kerngebiet (MK), Gewerbegebiet (GE)	65	50	Gewerblich geprägt
Industriegebiet (GI)	70	70	Nur Tagwert relevant

Tab. 7.1: Immissionsrichtwerte nach TA Lärm (§ 6) für verschiedene Gebietstypen

Besondere Regelungen der TA Lärm für HVAC-Anlagen

- Spitzenpegel: Nachts max. 25 dB(A) über Richtwert, tags max. 30 dB(A)
- Tonzuschlag: +3 bis +6 dB(A) bei tonhaltigen Geräuschen (Kompressorton)
- Impulzzuschlag: +3 bis +6 dB(A) bei impulshaltigem Schall (Kolbenkompressor)
- Zwischenwertregelung: Bei Mischgebiet zwischen WA und GE interpolieren
- Ruhezeitenregelung: 06:00–07:00 und 20:00–22:00 Uhr wie Nacht behandeln (Bundesländer!)
- Seltene Ereignisse: Bis zu 10 Tage/Jahr Überschreitung zulässig (§ 7 TA Lärm)

7.2 Relevante Normen im Überblick

Norm	Titel	Relevanz für HVAC
TA Lärm (1998)	Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm	Immissionsrichtwerte, Beurteilungsverfahren
DIN 4109:2018	Schallschutz im Hochbau	Anforderungen an Raumakustik, Körperschall
DIN EN ISO 3744	Schallleistungsmessung – Hüllflächenverfahren	Geräte Zertifizierung, Ausschreibung
VDI 2571:2018	Schallabstrahlung von Industriegebäuden	Prognose bei Maschinen in Gebäuden
VDI 2081:2019	Geräuschemission und Minderung RLT-Anlagen	Kanalsysteme, Lüftungsgeräte
DIN EN 13180	Lüftung von Gebäuden – Kennwerte	Schalldämpfer in Lüftungsanlagen
ISO 15667:2000	Schallkapselungen für Maschinen	Kapselungsplanung und -prüfung
DIN EN 61672-1	Schallpegelmesser – Anforderungen	Messtechnik, Kalibrierung

Tab. 7.2: Normative Grundlagen für die akustische HVAC-Planung in Deutschland

7.3 Lärmprognose-Methodik

Die Schallimmissionsprognose für HVAC-Anlagen erfolgt nach dem Schallausbreitungsmodell der TA Lärm (Anhang A) in Verbindung mit ISO 9613-2 (Schallausbreitung im Freien). Grundlegend gilt für Punktquellen:

Formel 7.1: Schalldruckpegel in Abhängigkeit vom Abstand r (Punktquelle, Freifeld)

$$L_p(r) = L_{WA} - 20 \cdot \log_{10}(r) - 11 + C_1 + C_2 \text{ [dB(A)]}$$

Dabei: L_{WA} = Schallleistungspegel [dB(A)], r = Abstand [m], C_1 = Zuschlag für Reflexionen an Boden/Wänden (+3 bis +6 dB), C_2 = Meteorologische Korrekturgröße (0 bis +3 dB). Bei Linienschallquellen (z.B. langer Kanalabschnitt) gilt: $-10 \cdot \log_{10}(r)$ statt $-20 \cdot \log_{10}(r)$.

7.4 Berechnungsbeispiel

Praxisbeispiel: Wärmepumpenanlage auf Flachdach Allgemeines Wohngebiet (WA)

Berechnungsbeispiel – Wärmepumpe im Wohngebiet

Gegeben:

- Schallleistungspegel Wärmepumpe: $L_{WA} = 73$ dB(A)
- Messabstand: $r = 10$ m zum nächsten Immissionsort (Nachbarfenster OG)
- Reflexion an Hauswand: $C_1 = +3$ dB
- Meteorologischer Zuschlag: $C_2 = +2$ dB

Berechnung (nach Formel 7.1):

$$L_p = 73 - 20 \cdot \log_{10}(10) - 11 + 3 + 2$$

$$L_p = 73 - 20 - 11 + 5 = 47 \text{ dB(A)}$$

Anforderung: $L_{p, \text{night}} \leq 40$ dB(A) (WA, Nacht)

Überschreitung: +7 dB(A) → Maßnahmen erforderlich

Maßnahme: Schallhaube Silent Engineering ($D_E = 10$ dB(A))

Ergebnis: $L_p = 47 - 10 = 37$ dB(A) → Anforderung WA-Nacht erfüllt (< 40 dB(A))

Abb. 7.1: Lageplan - Wärmepumpe, Schallausbreitung und Immissionsorte

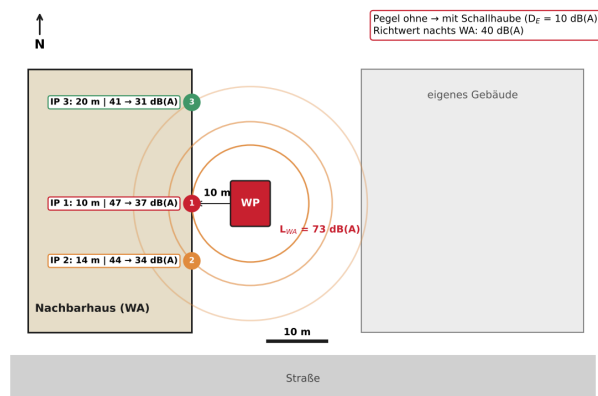
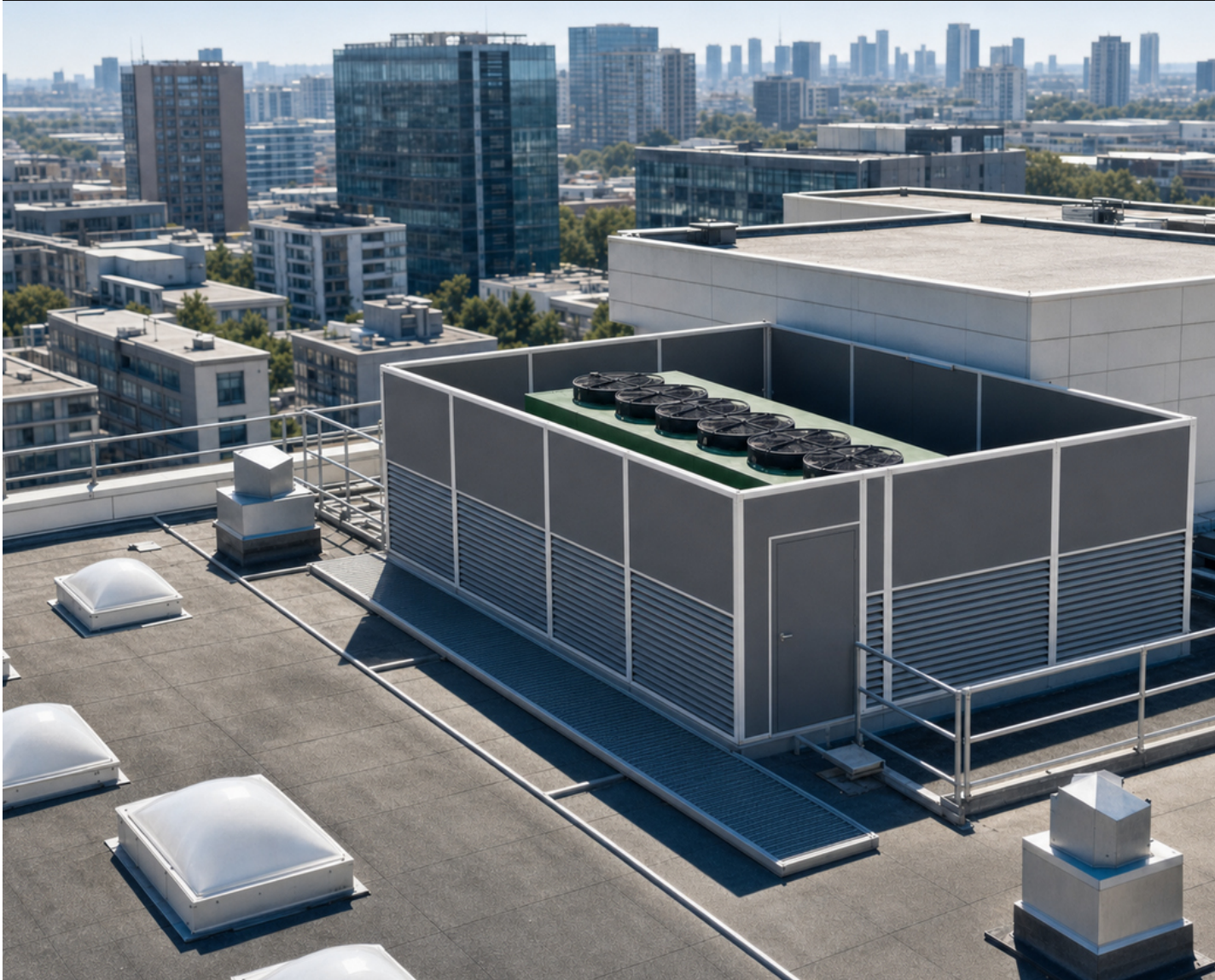


Abb. 7.1: Schematischer Lageplan mit Wärmepumpe, Schallausbreitung und Immissionsorten

7.5 Schallschutzkonzept für Neubauprojekte

Die effizienteste Schallschutzplanung beginnt in der Entwurfsphase. Folgende Maßnahmen sollten bereits im Vorentwurf berücksichtigt werden:

- **Standortoptimierung:** HVAC-Aggregate auf der dem Immissionsort abgewandten Gebäudeseite aufstellen. Maximale Entfernung ausschöpfen.
- **Baukörperabschirmung:** Attika, Technikzentralen und Aufbauten als natürliche Schallabschirmung nutzen. Wirkung: 5–10 dB je nach Geometrie.
- **Ausrichtung der Schallquellen:** Lüfterauslass nicht in Richtung schutzbedürftiger Nutzungen orientieren.
- **Frühzeitige Schallprognose:** Im Leistungsbild HOAI ab LPH 2 (Vorplanung) erste Abschätzung erstellen. Optimierungsreserven nutzen.
- **Abstimmung Behörde:** Bei WA und sensibleren Gebieten: Vorabklärung mit zuständiger Immissionsschutzbehörde empfohlen.



Schallschutz-Umhausung für Rückkühler auf Flachdach – Vogelperspektive

Silent Engineering | Romolo Vicari | www.forcotech.com



Schallhaube am Klinikum – Rückkühler und VRF-Aussengeräte

Silent Engineering | Romolo Vicari | www.forcotech.com

KAPITEL 8

Rückkühler – Akustische Besonderheiten und Lösungen

Rückkühler stellen eine besondere akustische Herausforderung dar: Sie vereinen mehrere Schallquellen in einer Komponente – große Axialventilatoren, Pumpen und bei offenen Systemen das charakteristische Geräusch von Sprühwasser und Tropfenabscheidern. Der tieffrequente Charakter der großen Ventilatorgeräusche erschwert die Dämpfung erheblich.

8.1 Offene vs. geschlossene Kühlkreisläufe

Merkmal	Offener Kreislauf (Nasskühlturm)	Geschlossener Kreislauf (Rückkühler/Freikühler)
Schallquellen	Ventilatoren + Sprühwasser + Pumpen	Ventilatoren + Pumpen
Typ. L _{WA}	78 – 90 dB(A)	68 – 82 dB(A)
Schallcharakter	Breitband + Tiefton + Plätschergeräusch	Breitband + Tiefton
Hauptfrequenzbereich	125 – 2.000 Hz	63 – 1.000 Hz
Tieftonanteil	Erheblich (125–250 Hz)	Sehr ausgeprägt (63–250 Hz)
Schallschutz-Schwierigkeit	Hoch (Feuchte + Tiefton)	Hoch (Tiefton)
Typ. Maßnahmen	Schallschutzwand, Absorber-Füllkörper	Schalldämpferaufsatz, EC-Lüfter

Tab. 8.1: Vergleich offene vs. geschlossene Kühlkreisläufe – Akustik

8.2 Dominante Schallquellen beim Rückkühler

Große Axialventilatoren in Rückkühlern (Durchmesser 1–3 m, Drehzahlen 150–750 U/min) erzeugen erhebliche Tieftonpegel bei 63–250 Hz. Diese tiefen Frequenzen sind schwer zu dämpfen und können über weite Strecken ausbreiten sowie Gebäude penetrieren.

- **Blatttonfrequenz (BPF):** Bei 4 Blättern und 300 U/min: $f_{BPF} = 4 \times 300/60 = 20$ Hz (Infraschall). Harmonische bei 40, 60, 80 Hz.
- **Pumpengeräusch:** Kavitation und Strömungsgeräusche im Rohrnetz. Frequenzbereich 125–2.000 Hz, abhängig von Durchfluss und Pumpentyp.
- **Wassergeräusche (offen):** Aufprall des abgekühlten Wassers im Einlaufbecken. Breitband, besonders bei 500–2.000 Hz. Füllkörper reduzieren Fallhöhe und dämpfen Geräusch deutlich.

8.3 Schallschutzmaßnahmen für Rückkühler

Maßnahme	Wirkungsbereich	Typische Wirkung	Investitionskosten
EC-Ventilatoren + VSD	Alle Frequenzen	6 – 15 dB(A) bei Teillast	Hoch
Schalldämpferaufsatz (Kulisse)	500 – 4.000 Hz	6 – 12 dB(A)	Mittel
Schallschutzwand (Beton/Metall)	Alle Frequenzen	5 – 15 dB (Abschirmung)	Hoch
Antivibrationshalterungen	Strukturschall	5 – 10 dB Körperschall	Gering
Absorber-Füllkörper (Nasskühlturm)	500 – 2.000 Hz (Wasser)	3 – 6 dB(A)	Gering
Resonator-Seitenrohre (Tiefton)	63 – 250 Hz	5 – 10 dB (selektiv)	Mittel
Aktive Lärminderung (ANC)	63 – 250 Hz	10 – 20 dB	Sehr hoch

Tab. 8.2: Schallschutzmaßnahmen für Rückkühler und Kühltürme

Besondere Herausforderung: Tieffrequenzschall bei Rückkühlern

- $\lambda/4$ bei 63 Hz = 1,36 m → Absorber müssten 1,4 m dick sein für effektive Dämpfung
- Lösung: Resonatoren auf kritische Frequenzen abstimmen
- Alternative: EC-Lüfter mit reduzierter Drehzahl → BPF-Frequenz verschieben
- Nachtbetrieb: Drehzahlreduktion auf 50–70% oft ausreichend zur TA-Lärm-Erfüllung
- Gebäudedurchdringung Tiefton: Auch bei erfüllten Außenrichtwerten kann innen störend sein



12-Meter-Großeinhausung für eine Kälteanlage

Silent Engineering | Corten-Optik RAL 8004

KAPITEL 9**Fallstudien und Praxisbeispiele**

Die folgenden drei Auslegungsbeispiele zeigen typische Situationen aus der Praxis: eine Wärmepumpen-Kaskade an einem Verwaltungsgebäude, eine VRF-Anlage auf einem Bürodach und eine Industriekältemaschine. Die Beispiele sind anonymisiert und vereinfacht. Gerechnet wird mit dem Näherungsverfahren aus Kapitel 7 – $L_p = L_{WA} - 20 \cdot \lg(r) - 11 \text{ dB}$, zuzüglich 3 dB bei Aufstellung vor einer reflektierenden Fläche – und beurteilt nach TA Lärm.

Fallstudie 1: Wärmepumpen-Kaskade an einem Verwaltungsgebäude

Parameter	Ausgangssituation	Nach Maßnahmen
Anlage	2 × Luft/Wasser-Wärmepumpe (je 60 kW), Kaskade	gleiche Anlage in gemeinsamer Schallhaube
Schalleistungspegel L_{WA}	je 78 dB(A), zusammen 81 dB(A)	66 dB(A) (Einfügungsdämpfung 15 dB(A))
Immissionsort	Wohnhaus im allgemeinen Wohngebiet (WA), 25 m	unverändert, 25 m
Pegel am Immissionsort	45 dB(A) + 3 dB Tonzuschlag = 48 dB(A)	30 dB(A), kein Tonzuschlag
Richtwert nachts (WA)	40 dB(A)	40 dB(A)
Ergebnis	Überschreitung um 8 dB(A)	eingehalten, 10 dB(A) Reserve

Tab. 9.1: Fallstudie 1 – Wärmepumpen-Kaskade, Kennwerte vorher und nachher

Ausgangssituation: Zwei Wärmepumpen (Luft/Wasser) versorgen ein Verwaltungsgebäude und laufen im Winter auch nachts. Sie stehen ebenerdig vor einer Fassade (+3 dB). Das nächste Wohnhaus liegt 25 m entfernt. Prognose am Fenster: $81 - 28 - 11 + 3 = 45 \text{ dB(A)}$. Der Verdichterton bei 100 Hz ist deutlich heraushörbar, deshalb kommt ein Tonzuschlag von 3 dB hinzu: Beurteilungspegel nachts 48 dB(A), also 8 dB(A) über dem Richtwert.

Maßnahmen:

- Gemeinsame Schallhaube für beide Geräte in Aluminium-Profilbauweise, Innenverkleidung aus HSA3 (A1, nicht brennbar): Einfügungsdämpfung 15 dB(A)
- Ausblas nach oben über HSA3-Röhrenschalldämpfer, Ansaugung über Schallschutzlamellen; zusätzlicher Druckverlust 25 Pa bei 35 Pa Pressungsreserve der Ventilatoren
- Lufttrennung zwischen Ansaugung und Ausblas gegen Luftkurzschluss, Schwingungsdämpfer unter den Geräten

Ergebnis: Mit Haube $66 - 28 - 11 + 3 = 30$ dB(A). Der Verdichterton tritt nicht mehr hervor, ein Tonzuschlag entfällt. Der Richtwert von 40 dB(A) wird nachts mit 10 dB(A) Reserve eingehalten; die Anlage kann ohne Nachtabenkung laufen.

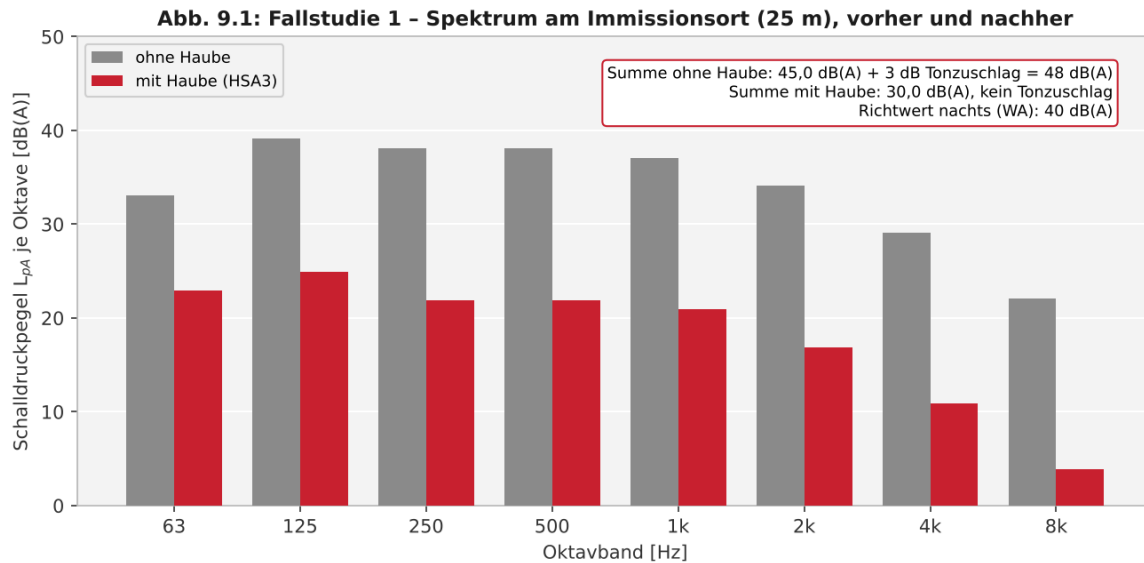


Abb. 9.1: Fallstudie 1 – Oktavspektrum am Immissionsort vor und nach dem Einbau der Schallhaube

Fallstudie 2: VRF-Anlage auf dem Dach eines Bürogebäudes

Projektbeschreibung: Sechs VRF-Außengeräte mit je $L_{WA} = 68$ dB(A) stehen auf dem Flachdach eines fünfgeschossigen Bürogebäudes im Mischgebiet (MI). Sechs gleich laute Quellen ergeben $68 + 10 \cdot \lg 6 = 76$ dB(A). Nächster Immissionsort ist das Fenster einer Wohnung im 4. OG des Nachbarhauses in 8 m Abstand. Prognose bei Volllast: $76 - 18 - 11 + 3 = 50$ dB(A). Tagsüber (Richtwert 60 dB(A)) unkritisch, nachts (45 dB(A)) 5 dB(A) zu laut.

Randbedingungen: beengtes Dach, Wartungszugang zu allen sechs Geräten, Dachlast höchstens 200 kg/m^2 .

Lösungskonzept:

- Gemeinsame Einhausung aller sechs Geräte ($L \times B \times H = 12 \times 4 \times 2,5$ m) in Aluminium-Profilbauweise mit Servicetüren zu jedem Gerät, Innenverkleidung HSA3: Einfügungsdämpfung 12 dB(A)
- Ausblas über HSA3-Röhrenschalldämpfer im Dach, Ansaugung über Schallschutzlamellen in den Wänden
- Nachts reduzierte Ventilatorumdrehzahl (EC-Lüfter auf 65 %): weitere $50 \cdot \lg(0,65) \approx 9$ dB(A)

Ergebnis: Tag (Volllast): $76 - 12 = 64$ dB(A) Schallleistung, am Fenster $64 - 18 - 11 + 3 = 38$ dB(A) bei einem Richtwert von 60 dB(A). Nacht: 55 dB(A) Schallleistung, am Fenster 29 dB(A) – der Richtwert von 45 dB(A) wird mit 16 dB(A) Reserve eingehalten. Durch die Aluminiumbauweise bleibt die Flächenlast unter der zulässigen Dachlast.

Fallstudie 3: Industriekältemaschine mit Schraubenverdichter

Projektbeschreibung: Eine luftgekühlte Kältemaschine mit Schraubenverdichtern (500 kW Kälteleistung) steht frei hinter einer Produktionshalle der Lebensmittelindustrie und läuft rund um die Uhr. Ohne Kapselung: $L_{WA} = 90$ dB(A), stark tonal bei 250 Hz. Nächster Immissionsort ist ein Wohnhaus im angrenzenden Mischgebiet in 60 m Abstand, Richtwert nachts 45 dB(A). Prognose: $90 - 36 - 11 + 3 = 46$ dB(A); mit 6 dB Tonzuschlag ergibt sich ein Beurteilungspegel von 52 dB(A), also 7 dB(A) über dem Richtwert.

Maßnahme	Dämpfung	Frequenzbereich	Anmerkung
Einhausung Aluminium, Innenverkleidung HSA3	18 – 22 dB(A)	63 – 4.000 Hz	Wartungstüren, Lufttrennung
HSA3-Röhrenschalldämpfer Abluft	12 – 15 dB	63 – 2.000 Hz	geringer Druckverlust
Schallschutzlamellen Zuluft	10 – 12 dB	250 – 4.000 Hz	Luftgeschwindigkeit begrenzt
Lambda/4-Resonator 250 Hz (343 mm)	8 dB (schmalbandig)	250 Hz	gegen den Schraubenton
Schwingungsdämpfer	Körperschall	–	Entkopplung von Fundament und Rohrleitungen
Gesamtwirkung	ca. 22 dB(A)	breitbandig	L_{WA} danach 68 dB(A)

Tab. 9.2: Fallstudie 3 – Maßnahmenpaket Industriekältemaschine

Ergebnis: Mit Einhausung $L_{WA} = 68$ dB(A), am Immissionsort $68 - 36 - 11 + 3 = 24$ dB(A). Der 250-Hz-Ton tritt nicht mehr hervor, ein Tonzuschlag entfällt. Der Richtwert von 45 dB(A) wird nachts mit über 20 dB(A) Reserve eingehalten. Die Wirkung sollte mit einer Abnahmemessung am Gerät (z. B. nach DIN EN ISO 9614-2) und am Immissionsort belegt werden.

Merke: In allen drei Fällen entscheiden Nachtbetrieb, Tonzuschlag und Reflexion über die Einhaltung – nicht der Tageswert. Eine Schallhaube muss deshalb vor allem die tiefen, tonalen Anteile dämpfen und darf die Luftführung der Anlage nicht verschlechtern.

KAPITEL 10**Checkliste und Planungsleitfaden**

Dieser Planungsleitfaden bietet eine systematische Vorgehensweise für die akustische Auslegung von HVAC-Projekten – von der ersten Anforderungsermittlung bis zur Abnahme. Die Checkliste dient als Arbeitsdokument für Planer, Projektsteuerer und ausführende Betriebe.

10.1 Schritt-für-Schritt-Planungsablauf**Schritt 1: Projekterfassung und Anforderungsermittlung**

- Gebietstyp ermitteln (WA, MI, GE...) → TA-Lärm-Richtwerte festlegen
- Immissionsorte identifizieren: Nächste schutzbedürftige Fenster, Außenbereiche
- Betriebszeiten HVAC-Anlage: 24/7? Nachtbetrieb? Saisonale Abschaltung?
- Gerätedaten sammeln: L_{WA} , Terzbandspektrum, Aufstellungsort, Abstände

Schritt 2: Erste Schallprognose (Grob)

- Immission berechnen: $L_p = L_{WA} - 20 \cdot \log(r) - 11 + C_1$
- Überschreitung identifizieren: Welche Frequenzen, welcher Immissionsort?
- Reduktionsbedarf ermitteln: $\Delta L = L_p(\text{ist}) - L_p(\text{soll}) + \text{Sicherheitszuschlag}$
- Bei $\Delta L > 5 \text{ dB}$: Akustikfachplaner hinzuziehen

Schritt 3: Maßnahmenplanung

- Hierarchie prüfen: Primär → Quellenreduzierung (EC-Lüfter, VSD)
- Sekundär → Kapselung, Einhausung, Schallhaube
- Tertiär → Schalldämpfer, Schallschutzwände, Abschirmungen
- Mehrere Maßnahmen kombinieren: Synergieeffekte beachten

Schritt 4: Detailplanung und Ausschreibung

- Schalldämpfer dimensionieren: Typ, Länge, Druckverlust, Eigengeräusch
- Kapselung ausschreiben: Einfügungsdämpfung, Belüftungskonzept, Material
- Schwingungsisolatoren spezifizieren: f_0 , Belastung, Außeneinsatz
- Normen in Leistungsverzeichnis aufnehmen: ISO 3744, DIN 4109, TA Lärm

Schritt 5: Ausführung und Qualitätssicherung

- Erstmontage mit Fachkraft: Dichte Fugenstellen, Körperschallbrücken vermeiden
- Zwischenabnahme Kapselung: Sichtprüfung Dichtheit, Belüftung

- Schallpegelmessung nach Inbetriebnahme: ISO 3744 oder DIN EN 61672
- Abnahmeprotokoll erstellen: Messwerte, Geräteparameter, Witterungsbedingungen

10.2 Wichtige Fragen beim Projektstart

Frage	Warum wichtig?	Konsequenz bei Nichtklärung
Welcher Gebietstyp liegt vor?	Bestimmt TA-Lärm-Richtwerte (± 15 dB Unterschied WR vs. GE)	Falsche Anforderungen → teure Nachbesserung
Gibt es Nachtbetrieb?	Nachtrichtwerte sind 10–15 dB strenger als Tagwerte	Anlage ggf. nicht betreibbar
Sind tonhaltige Komponenten vorhanden?	Tonzuschlag +3 bis +6 dB(A) reduziert Spielraum	Unterschätzter Lärmpegel
Wie ist die Reflexionssituation?	Gebäuderückwürfe können +3 bis +6 dB addieren	Prognose zu optimistisch
Gibt es Nachbarbeschwerden oder Vorgeschichte?	Behördliche Auflagen möglich	Rechtliche Probleme
Welche Normen fordert der Auftraggeber?	ISO 3744? DIN 4109? TA Lärm? EU-Maschinenrichtlinie?	Falsche Ausführung/Messung

Tab. 10.1: Checkliste Projektstart – Kritische Fragen

10.3 Häufige Fehler und wie man sie vermeidet

Häufiger Fehler	Folge	Vermeidung
Nur L_{WA} (gesamt) betrachten, kein Spektrum	Tieftonprobleme übersehen	Immer Terzbandspektrum anfordern
Belüftungsöffnungen in Kapselung vergessen oder zu klein	Kapselung unwirksam durch Kurzschluss	Dämpfer = Kapsel dimensionieren
Körperschallbrücken in Kapselung	Kapsel bringt nur 5 statt 15 dB	Schwingungsisolatoren standardmäßig
TA Lärm Nacht-Anforderung ignoriert	Betriebsgenehmigung gefährdet	Nachtbetrieb von Anfang an einplanen
Zu späte Einbindung Akustikplaner	Architektonische Änderungen teuer	HOAI LPH 2 Vorentwurf: Erste Prognose
Herstellerangaben L_{WA} unkritisch übernehmen	Messunsicherheit ± 2 –3 dB ignoriert	Sicherheitszuschlag +3 dB einplanen

Häufiger Fehler	Folge	Vermeidung
Reflexionen an Nachbargebäuden ignoriert	Immission um 3–6 dB unterschätzt	Reflexionskoeffizient C_1 immer addieren
Eigenlärm Schalldämpfer nicht berücksichtigt	Regeneriertes Geräusch durch Strömung	$v_{\text{Kanal}} < 4 \text{ m/s}$ (Wohngebäude) sicherstellen

Tab. 10.2: Häufige Planungsfehler im HVAC-Schallschutz und ihre Vermeidung

Zusammenfassung: Die 5 wichtigsten Grundregeln

1. FRÜH planen: Schallschutz in LPH 2 beginnen – nicht erst nach Montage
2. SPEKTRUM kennen: Immer Terzbandspektrum anfordern und auswerten
3. NACHT einplanen: TA-Lärm-Nachrichtwert ist maßgebend für HVAC-Betrieb
4. SICHERHEIT einkalkulieren: +3 bis +5 dB Sicherheitszuschlag bei Prognose
5. MESSEN und PRÜFEN: Abnahmemessung nach Inbetriebnahme ist Pflicht

Normen, Richtlinien und weiterführende Literatur

Gesetze und Verwaltungsvorschriften

- TA Lärm: Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm vom 26. August 1998 (BAnz. Nr. 160a vom 28. August 1998), zuletzt geändert 2017. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit.
- Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG): Gesetz zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge. Stand: 2021.

DIN-Normen

- DIN 4109:2018-01 – Schallschutz im Hochbau. Anforderungen und Nachweise. Beuth Verlag, Berlin.
- DIN EN ISO 3744:2011 – Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiegröße von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen. Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2.
- DIN EN ISO 9614-1:2009 – Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen mittels Schallintensität.
- DIN EN 61672-1:2014 – Schallpegelmesser, Teil 1: Anforderungen.
- DIN EN 13180:2003 – Lüftung von Gebäuden. Kennwerte und Anforderungen an Lüftungsanlagen in Wohngebäuden.
- DIN EN 13501-1:2019 – Klassifizierung von Bauprodukten und Bauarten zu ihrem Brandverhalten. Teil 1: Klassifizierung mit den Ergebnissen aus den Prüfungen zum Brandverhalten von Bauprodukten.

VDI-Richtlinien

- VDI 2081:2019 – Geräuscherzeugung und Lärminderung in raumlufttechnischen Anlagen.
- VDI 2571:2018 – Schallabstrahlung von Industriegebäuden.
- VDI 3731:2016 – Emissionskennwerte technischer Schallquellen – Kälteanlagen.

ISO-Normen (Auswahl)

- ISO 9613-2:1996 – Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2: General method of calculation.
- ISO 15667:2000 – Acoustics – Guidelines for noise control by enclosures and cabins.
- ISO 354:2003 – Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room.
- ISO 10140-2:2021 – Acoustics – Laboratory measurement of sound insulation of building elements. Part 2: Measurement of airborne sound insulation.

Weiterführende Fachliteratur

- Möser, M. (2015): Technische Akustik. 10. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg. ISBN 978-3-662-47703-5.
- Müller, G.; Möser, M. (Hrsg.) (2013): Handbook of Engineering Acoustics. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg. ISBN 978-3-540-69460-1.
- Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E.-R. (2022): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 81. Auflage. DIV Deutscher Industrieverlag. ISBN 978-3-835671-87-3.
- Heckl, M.; Müller, H. A. (1994): Taschenbuch der Technischen Akustik. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik (2020): HVAC-Systeme – Grundlagen, Auslegung, Betrieb. VDI-Verlag, Düsseldorf.

Kontakt und Beratung:

Silent Engineering

www.forcotech.com

E-Mail: info@forcotech.com

Für projektspezifische Schallschutzberatung, Schallprognosen (TA Lärm), Kapselungskonzepte und Produktanfragen stehen unsere Akustikingenieure gerne zur Verfügung.

© 2026 Silent Engineering | Autor: Romolo Vicari | www.forcotech.com | Die Weitergabe des unveränderten Dokuments ist ausdrücklich erlaubt; Änderungen und Auszüge nur mit schriftlicher Genehmigung.

KAPITEL A

Anhang A: Produktübersicht ForCoTech

Silent Engineering entwickelt die Schallhauben der Marken ForCoTech und Silent-Mode; gefertigt und montiert werden sie in Allianz mit der ABSORA GmbH, Berlin. Jede Haube wird auf Gerät, Aufstellort und den geforderten Immissionsrichtwert ausgelegt. Alle Werte sind Richtwerte; verbindlich ist das projektbezogene Angebot. Maße und Richtpreise liefert der Online-Konfigurator unter www.forcotech.com/konfigurator.

A.1 Baureihen

Serie	Einsatz	Pegelminderung	Bauweise / Besonderheit
H-Serie (H1–H12)	Wärmepumpen und Klimageräte in Wohngebäuden, Geräte bis ca. 1.150 × 1.650 mm	–10 / –18 / –25 dB(A)	Standardgrößen oder nach Maß, Doppelhaube für zwei Geräte
CM-Serie	Kaltwassersätze, Großwärmepumpen, Kaskaden, Verflüssiger	ca. –15 / –20 dB(A), projektbezogen mehr	Röhrenschalldämpfer im Ausblas, CFD-Auslegung, auch für R290
V-Serie	VRF/VRV-Außengeräte, bis zu vier Module	ca. –15 / –20 dB(A)	Standardhaube je Gerätemodell, ab ca. 15.500 EUR netto
PV / BESS	PV-Wechselrichter (1 bis 5 Geräte), Batteriespeicher	ca. –15 / –20 dB(A)	Wandmontage oder freistehend, ab ca. 4.400 EUR netto
Wall-Serie	Schallschutzwände, wenn keine Haube möglich ist	6 – 10 dB(A) zur abgeschirmten Seite	absorbierend mit HSA3, kein Druckverlust
Acoustic Packs	Kaltwassersätze und Rückkühler an Rechenzentren	z. B. –18 dB(A) bei ca. 21 Pa	Helmholtz-Röhrenschalldämpfer über den Ventilatoren, A1

Tab. A.1: Baureihen ForCoTech / Silent-Mode (Richtwerte; Preise ohne Montage, zzgl. MwSt. und Fracht)

A.2 Bauweise

- **Tragwerk:** eloxierte Aluminium-Systemprofile 45 × 45 mm, verschraubt statt geschweißt, freitragend über 12 m, Montage auch ohne Kran
- **Paneele:** pulverbeschichtetes Aluminium in RAL nach Wahl, Servicetüren für die Wartung
- **Innenverkleidung:** Meta-Akustik-Metall HSA3, auf Wunsch Stratocell® Whisper® 50 mm FR

- **Luftführung:** Luftgeschwindigkeit begrenzt, Lufttrennung gegen Kurzschluss, Leistungseinbuße höchstens 3–5 %
- **R290:** bodenoffene Bauweise mit Schutzbereich, keine Zündquellen in der Haube, bei Bedarf Gaswarnanlage

A.3 HSA3 – Kennwerte

Eigenschaft	Wert
Werkstoff	Meta-Akustik-Metall, gewellt und mikroperforiert, mit Resonanzhohlraum; Entwickler und Patentinhaber: ABSORA GmbH
Schallabsorption 125–250 Hz	ca. +30 % (Hallraumprüfung nach DIN EN ISO 354)
Druckverlust in Kulissen	bis zu 40 % geringer: 12 statt 20 Pa bei 73,9 statt 74,9 dB(A) gegenüber Mineralwolle-Kulisse
Brandverhalten	A1, nicht brennbar (EN 13501-1), ohne Fasern
Röhrenschalldämpfer Ø 200 mm	abgestimmt auf 63–250 Hz, Widerstandsbeiwert ca. 0,3 je Reihe, ca. 1,6 kg/m
Witterung, Rückbau	feuchte- und witterungsbeständig, verschraubt und sortenrein rückbaubar

Tab. A.2: Kennwerte HSA3

Planung und Angebot: info@forcotech.com · Konfigurator mit Auslegungsblatt, Ausschreibungstext und BIM-Modell (IFC) unter www.forcotech.com/konfigurator · Ein verbindliches Angebot für komplexe Projekte erhalten Sie in der Regel in 2–3 Tagen.

KAPITEL B**Anhang B: Berechnungsbeispiele und Formeln****B.1 Vollständige Schallprognose:
Schraubenkompressor-Kältemaschine**

Ausgangssituation: Schraubenkompressor-Kältemaschine ($L_{WA} = 88 \text{ dB(A)}$) auf Flachdach eines Gewäudes in einem allgemeinen Wohngebiet (WA). Nächster Immissionsort: Wohnzimmerfenster EG des Nachbargebäudes, Abstand $r = 15 \text{ m}$, Reflexion an Hauswand (+3 dB). Nachtbetrieb erforderlich.

Berechnungsbeispiel B.1 – Schritt-für-Schritt

Schritt 1: Grundpegel (Freifeld, Punktquelle):

$$L_p = L_{WA} - 20 \cdot \log_{10}(r) - 11$$

$$L_p = 88 - 20 \cdot \log_{10}(15) - 11 = 88 - 23,5 - 11 = 53,5 \text{ dB(A)}$$

Schritt 2: Korrekturen:

$$+ \text{Wandreflexion } C_1 = +3 \text{ dB}$$

$$+ \text{Meteorologie } C_2 = +2 \text{ dB}$$

$$+ \text{Tonzuschlag } K_T = +5 \text{ dB (Schraubenton bei 250 Hz)}$$

$$= L_r = 53,5 + 3 + 2 + 5 = 63,5 \text{ dB(A)}$$

Schritt 3: Vergleich mit TA-Lärm WA Nacht = 40 dB(A):

Überschreitung: +23,5 dB(A) → Maßnahmen dringend erforderlich

Schritt 4: Erforderliche Einfügungsdämpfung:

$$D_{\text{erf}} = 23,5 + 5 \text{ (Sicherheit)} = 28,5 \text{ dB(A)}$$

Maßnahme: Vollkapselung (20 dB) + Kühltäpfer (10 dB) = 30 dB(A) > 28,5 dB(A) OK

B.2 Dimensionierung eines Kulissendämpfers

Aufgabe: Dimensionierung eines Kulissendämpfers für eine Zuluftöffnung einer Kompressorkapselung. Erforderliche Einfügungsdämpfung: $D = 12 \text{ dB(A)}$. Luftvolumenstrom: $V_{\text{dot}} = 2.500 \text{ m}^3/\text{h}$. Maximale Strömungsgeschwindigkeit: 4 m/s.

Dimensionierung Kulissendämpfer – Schritt-für-Schritt

Schritt 1: Freier Querschnitt:

$$A_{\text{frei}} = V_{\text{dot}} / v_{\text{max}} = 2.500 / (4 \times 3.600) = 0,174 \text{ m}^2$$

Schritt 2: Kulissee wählen (150 mm Kulissee, 100 mm Spalt):

Freier Querschnitt je Spalt: 100 mm breit

$$\text{Anzahl Spalte: } n = A_{\text{frei}} / (b_{\text{Spalt}} \times h) = 0,174 / (0,1 \times 0,5) \approx 3,5 \rightarrow 4 \text{ Spalte}$$

Schritt 3: Länge für Zieldämpfung:

$$\text{Bei } 150/100 \text{ mm: } D = 10 \text{ dB/m} \rightarrow L_D = 12/10 = 1,2 \text{ m} \rightarrow \text{Wähle } L = 1,2 \text{ m}$$

Schritt 4: Druckverlust:

$$\Delta p = \zeta \times (\rho/2) \times v^2 = 1,5 \times 0,6 \times 16 = 14,4 \text{ Pa} (< 20 \text{ Pa: OK})$$

Ergebnis: 4 Kulissen 150/100 mm, L = 1,2 m, D = 12 dB(A), $\Delta p = 14 \text{ Pa}$

B.3 Schwingungsisolator-Dimensionierung

Schwingungsisolatoren unter Kompressoren und Aggregaten sind für die Körperschallentkopplung unabdingbar. Die Eigenfrequenz f_0 des Isoliersystems muss deutlich unterhalb der Anregungsfrequenz liegen:

Formel B.1: Eigenfrequenz Schwingungsisolator

$$f_0 = (1/2\pi) \times \sqrt{k/m} \text{ [Hz]} \rightarrow f_0 < 0,45 \times f_{\text{Anregung}}$$

Dabei: k = Federsteifigkeit [N/m], m = Masse des Aggregats [kg]. Für eine Wärmepumpe ($m = 120 \text{ kg}$, 4 Isolatoren, Anregungsfrequenz 25 Hz): $k = m \times g / (\text{stat. Einfederung}) = 120 \times 9,81 / 0,015 = 78.480 \text{ N/m} \div 4 = 19.620 \text{ N/m}$ je Isolator. $f_0 = (1/2\pi) \times \sqrt{19.620/30} = 4,1 \text{ Hz}$. Einfügungsdämpfung bei 25 Hz: $IL = 20 \times \log((f/f_0)^2 - 1) = 20 \times \log(36) = 31 \text{ dB}$.

f_Anregung (Hz)	Ziel f₀ (Hz)	Typ. stat. Einfed. (mm)	Empfohlener Isolatorotyp
25 (Scroll-Komp.)	< 11	2 – 5	Stahlschraubenfeder
50 (Netzfrequenz)	< 22	1 – 3	Gummimetall-Puffer
100 (Gehäusevibrationen)	< 45	0,5 – 2	Gummipuffer D30
250 (Schraubenkomp.)	< 112	0,2 – 0,5	Gummipuffer D60

Tab. B.1: Schwingungsisolator-Auswahl nach Anregungsfrequenz

KAPITEL C

Anhang C: Glossar der Fachbegriffe

Dieses Glossar erläutert die wichtigsten Fachbegriffe aus der Akustik und dem HVAC-Schallschutz in kompakter Form. Es dient als schnelle Referenz beim Umgang mit technischen Dokumenten, Normen und Herstellerangaben.

Begriff	Abk.	Erklärung
Absorptionsgrad	alpha	Verhältnis absorbierter zu auftreffender Schallenergie (0...1)
A-Bewertung	dB(A)	Frequenzbewertete Schallpegelangabe nach menschlicher Empfindung
Beurteilungspegel	L _r	Mittlungspegel + Zu-/Abschläge (TA Lärm)
Blattonfrequenz	BPF	Primäre Schallfrequenz eines Lüfters (Drehzahl x Schaufelzahl)
Einfügungsdämpfung	D _E	Pegelunterschied mit/ohne Schallschutzmaßnahme
EC-Motor	—	Electronically Commutated Motor: Permanentmagnet-Synchronmotor mit VSD
Frequenzumrichter	VSD/VFD	Leistungselektronisches Gerät zur Motordrehzahlregelung
Immissionsrichtwert	IRW	Max. zulässiger Schallpegel am Empfängerort (TA Lärm)
Insertion Loss	IL	Einfügungsdämpfung (engl.)
Kapselung	—	Schalldichte Einhausung einer Geräuschemissionsquelle
Körperschall	—	Schallausbreitung als Struktur-/Biegeschwingung in festen Körpern
Kulissendämpfer	—	Absorptionsdämpfer mit parallelen Absorberlamellen im Kanal
Lüfter-BEP	BEP	Best Efficiency Point: Optimaler Betriebspunkt des Lüfters
Metamaterial	—	Künstlich strukturiertes Material mit Resonanzeigenschaften
Nachhallzeit	T ₁₆	Zeit bis Pegelabfall um 60 dB nach Abschalten der Quelle
Oktavband	OB	Frequenzband mit Faktor 2 zwischen Grenzfrequenzen
PWM	—	Pulsweitenmodulation: Steuerprinzip von Frequenzumrichtern
Schallabsorption	—	Umwandlung von Schallenergie in Wärme in porösem Material
Schalldämmung	—	Blockierung der Schallausbreitung durch schwere, dichte Bauteile

Begriff	Abk.	Erklärung
Schalldruckpegel	SPL	Messpunkt-abhängiger Schallpegel in dB
Schalleistungspegel	SWL	Geräte-inhärenter Gesamtschallpegel in dB
Terzbandanalyse	—	Spektralanalyse in 1/3-Oktavbänder aufgeteilt
Tonhaltigkeit	—	Dominant tonal wahrnehmbare Frequenzanteile im Geräusch
VRF/VRV	—	Variable Refrigerant Flow/Volume: Mehrzonige Klimaanlage

Tab. C.1: Glossar der wichtigsten Fachbegriffe

KAPITEL D**Anhang D: Schnellreferenz-Karten**

Die folgenden Schnellreferenz-Karten fassen die wichtigsten Formeln, Richtwerte und Entscheidungshilfen kompakt zusammen. Sie eignen sich als Taschenreferenz für Planer, die schnell auf Standardwerte zugreifen müssen.

D.1 Wichtigste Formeln auf einen Blick

Formel	Anwendung	Hinweise
$L_p = L_{WA} - 20 \log(r) - 11 + C_1$	Schallpegel Immissionsort (Punktquelle)	C_1 : Reflexionszuschlag 0-6 dB
$L_{WA(VSD)} = L_{WA}(n_1) + 50 \log(n_2/n_1)$	Pegeländerung durch Drehzahl	50er-Exponent für Lüfter
$D_E = R - 10 \log(S_H / (\alpha_i A_i))$	Einfügungsdämpfung Kapselung	Innenabsorption kritisch
$T_{16} = 0,163 V / A$	Nachhallzeit (Sabine)	V = Raumvolumen, A = Absorptionsfl.
$f_{BPF} = n [U/min] \times z / 60$	Blatttonfrequenz Lüfter	z = Anzahl Schaufeln
$l = c / (4 f)$	Rohrlänge Lambda/4-Resonator	$c = 343 \text{ m/s}$ (Luft, 20C)
$f_0 = (1/2\pi) \sqrt{k/m}$	Eigenfrequenz Schwingungsisolator	Ziel: $f_0 < 0,45 f_{\text{Anregung}}$
$L_{\text{gesamt}} = 10 \log(\sum 10^{(L_i/10)})$	Energetische Addition	N gleiche Quellen: $+10 \log N$

Tab. D.1: Schnellreferenz der wichtigsten Berechnungsformeln

D.2 TA-Lärm-Anforderungen nach Gebietstyp

Gebiet	Tag (dB(A))	Nacht (dB(A))	Tonzuschlag	Impulzzuschlag
Kurgebiet, Krankenhäuser	45	35	bis +6	bis +6
WR (Reines Wohngebiet)	50	35	bis +6	bis +6
WA (Allg. Wohngebiet)	55	40	bis +6	bis +6
MI / MD (Mischgebiet)	60	45	bis +6	bis +6
MK / GE (Kerngebiet)	65	50	bis +6	bis +6
GI (Industriegebiet)	70	70	bis +6	bis +6

Tab. D.2: TA Lärm Immissionsrichtwerte Schnellübersicht

D.3 Typische Schallpegelwerte im Alltag und HVAC-Vergleich

Schallquelle / Situation	Typischer Schallpegel	Wahrnehmung
Hörschwelle	0 dB(A)	Gerade wahrnehmbar
Blätterrascheln, ruhige Natur	20 dB(A)	Sehr leise
Ruhiges Zimmer (nachts)	30 dB(A)	Leise
Leiseste Wärmepumpe (Inverter)	35 dB(A) bei 5m	Sehr leise (HVAC)
Normales Gespräch (1m)	60 dB(A)	Mittel
Staubsauger (1m)	70 dB(A)	Laut
Schraubenkompressor unkapselt	90 dB(A)	Sehr laut
Pressluftbohrer (1m)	100 dB(A)	Sehr laut
Düsenflugzeug (100m)	120 dB(A)	Schmerzgrenze

Tab. D.3: Orientierungswerte Schallpegel im Alltagsvergleich

D.4 Entscheidungsmatrix: Welche Maßnahme für welches Problem?

Problem	Primärmaßnahme	Sekundärmaßnahme	Letzte Instanz
L_WA zu hoch (alle Freq.)	VSD / EC-Lüfter	Schallhaube	Standortverlegung
Tiefton < 250 Hz	Resonator / ANC	VSD (Drehzahl senken)	Maschinenraum im Geb.
Mittelton 250-2000 Hz	Kulissendämpfer	Kapselung	Schallschutzwand
Körperschall	Schwingungsisolatoren	Flexible Rohranschlüsse	Fundament entkoppeln
Tonhaltigkeit	Quellreduktion	Tonzuschlag-Maßnahme	Kapselung
Nachtüberschreitung	VSD Drehzahlreduktion	Nacht-Schallhaube	Nachtabuschaltung

Tab. D.4: Entscheidungsmatrix Schallschutzmaßnahmen

KAPITEL E

Anhang E: Aktive Lärminderung (ANC) bei HVAC-Anlagen

Aktive Lärminderung (Active Noise Control, ANC) ist eine Technologie, die besonders für tieffrequente Schallprobleme interessant ist, bei denen passive Maßnahmen (Absorber, Resonatoren) an ihre physikalischen Grenzen stoßen oder unvehältismäßig große Abmessungen erfordern. Im HVAC-Bereich wird ANC vor allem in Luftkanälen und an Ventilatoren eingesetzt.

E.1 Funktionsprinzip der Aktiven Lärminderung

ANC basiert auf dem Prinzip der destruktiven Interferenz: Ein Mikrofon erfasst den primären Geräuschanteil, ein Algorithmus (typisch: Least Mean Squares, LMS) berechnet ein Gegensignal mit umgekehrter Phase, und ein Lautsprecher strahlt dieses Gegensignal ab. Am Auslöschungspunkt heben sich Primär- und Sekundärschall auf.

- **Feedforward-ANC:** Referenz-Mikrofon erfasst Geräusch vor der Quelle. Beste Wirkung bei periodischen Geräuschen (Kompressor, Lüfter).
- **Feedback-ANC:** Nur Fehler-Mikrofon am Immissionsort. Flexibler, aber geringere Bandbreite.
- **Hybrid-ANC:** Kombination beider Prinzipien für beste Breitbandwirkung.

E.2 Anwendungsgebiete und Leistungsgrenzen

Anwendung	Wirkfrequenz	Typ. Reduktion	Systemaufwand	Eignung
Luftkanal-ANC (Rohr)	63 – 250 Hz	10 – 25 dB	Mittel	Sehr gut
Raumakustik-ANC (Zone)	100 – 500 Hz	10 – 20 dB	Hoch	Gut
Maschinen-Nahfeld-ANC	63 – 500 Hz	5 – 15 dB	Hoch	Eingeschränkt
Kopfhörer-ANC (persönlich)	50 – 1.000 Hz	15 – 30 dB	Gering	Sehr gut
Gebäudeakustik-ANC	63 – 125 Hz	5 – 12 dB	Sehr hoch	Forschungsphase

Tab. E.1: ANC-Anwendungsgebiete und erreichbare Pegelreduktionen

E.3 ANC vs. Passive Maßnahmen: Wirtschaftlichkeitsvergleich

Die Entscheidung zwischen aktiver und passiver Schallminderung hängt von Frequenzbereich, verfügbarem Bauraum und Betriebskosten ab. ANC ist wirtschaftlich sinnvoll bei tieffrequenten Problemen (< 250 Hz), wenn passive Lösungen große Abmessungen erfordern würden:

Parameter	Passive Lösung	Aktive Lösung (ANC)
Investitionskosten	Niedrig – Mittel	Hoch
Betriebskosten	Sehr gering	Mittel (Energie, Wartung)
Wirkung bei 63–125 Hz	Sehr begrenzt	10–20 dB
Wirkung bei 250–1.000 Hz	8–20 dB/m	Begrenzt
Bauraum	Groß bei Tiefton	Klein
Zuverlässigkeit	Sehr hoch	Hoch (mit Redundanz)
Empfehlung	Standard für > 250 Hz	Tiefton-Sonderproblem

Tab. E.2: Wirtschaftlichkeitsvergleich Passive vs. Aktive Lärminderung

ANC-Einsatzempfehlung für HVAC

Geeignet wenn:

- Tieffrequente Probleme < 250 Hz nicht passiv lösbar
- Bauraum für passive Lösung nicht vorhanden
- Periodisches Geräusch (bekannte Frequenz/Phase)
- Budget für höhere Investition und regelmäßige Wartung vorhanden

Nicht geeignet wenn:

- Breitband-Rauschproblem (> 250 Hz dominant)
- Sehr unregelmäßige, transiente Geräusche
- Einfache passive Lösung ausreichend und wirtschaftlicher

KAPITEL F**Anhang F: Nachhaltige Schallschutzplanung und Zukunftstrends**

Die HVAC-Branche befindet sich in einem tiefgreifenden Wandel: Steigende Energieeffizienzanforderungen, die Energiewende und digitale Vernetzung verändern die Technologiebasis. Für den Schallschutz ergeben sich dadurch neue Chancen aber auch neue Herausforderungen.

F.1 Wärmepumpen-Boom und akustische Herausforderungen

Der Boom der Wärmepumpen in deutschen Wohngebieten führt zu einer dramatischen Zunahme von HVAC-Schallimmissionskonflikten. Besonders in dichter Bebauung sind die TA-Lärm-Nachrichtwerte von 40 dB(A) (WA) oder gar 35 dB(A) (WR) eine erhebliche Herausforderung für Gerätehersteller und Betreiber:

- **Schalldruck vs. Effizienz:** Hocheffiziente Wärmepumpen ($COP > 4$) benötigen große Verdampfer-Flächen mit großen Axialventilatoren. Diese erzeugen tieffrequente Geräusche, die schwer zu dämpfen sind.
- **Inverter-Betrieb:** Die variable Betriebsdrehzahl von Inverter-Wärmepumpen führt zu frequenzvariablen Geräuschen. Besonders kritisch: Betrieb im tiefen Teillastbereich mit sehr niedrigen Drehzahlen erzeugt oft tieffrequente Tonkomponenten.
- **Kältemittelumstellung:** Der Wechsel zu natürlichen Kältemitteln ($CO_2/R744$, R290/Propan) beeinflusst auch den Verdichtertyp und damit das akustische Profil.

F.2 Digitalisierung und Predictive Acoustic Monitoring

Moderne HVAC-Anlagen sind zunehmend mit IoT-Sensorik ausgestattet. Dies ermöglicht nicht nur Energieoptimierung, sondern auch akustisches Monitoring:

- **Permanente Schallpegelüberwachung:** Mikrofone am Aggregat oder am Immissionsort zeichnen Schallpegel kontinuierlich auf. Bei Grenzwertüberschreitung automatische Drehzahlreduzierung.
- **Predictive Maintenance:** Veränderungen im Geräuschspektrum (z.B. neue Tonkomponenten, Pegelanstieg) können frühzeitig auf Verschleiß, Kavitation oder Lageranschäden hinweisen.
- **Zeitgesteuerte Drehzahlprofile:** Automatische Reduktion der Betriebsdrehzahl in definierten Nacht-/Ruhezeitfenstern gewährleistet TA-Lärm-Konformität ohne manuelle Eingriffe.

F.3 Neue Materialien und Technologien

Technologie	Status	Akustischer Vorteil	Einsatzgebiet
Metamaterial-Absorber	Kommerziell	Tiefton-Absorption bei kleinen Abmessungen	Kapselungen, Kanäle
Aerogel-Absorber	Kommerziell	Ultraleicht, hoch absorptiv, temperaturbeständig	Hochtemperatur-Anl.
3D-gedruckte Resonatoren	Pilot	Maßgeschneiderte Resonanzfrequenzen	Speziell. Tieftonproblem
Machine Learning ANC	Forschung	Adaptives Gegensignal f. variabel. Quellen	VSD-ger. Systeme
Piezoelektrische Tilger	Kommerziell	Körperschallreduktion ohne Einfl. auf Stabilität	Rohrleitung
Biobasierte Absorber	Pilot	Nachhaltig, kreislauffähig, ähnliche Leistung	Innenanlagen

Tab. F.1: Zukunftstechnologien im HVAC-Schallschutz

F.4 Schallschutz in der nachhaltigen Stadtentwicklung

Nachhaltige Stadtentwicklung (Stichwort: Schwammstadt, 15-Minuten-Stadt) stellt besondere Anforderungen an HVAC-Schallschutz. Energiezentren rücken näher an Wohngebiete heran; Fernwärmepumpen, Großkältemaschinen und thermische Speicher entstehen in dichtem urbanem Umfeld. Schallschutzplanung muss daher frühzeitig und integriert in Städtebau und Architektur eingebunden werden.

Vision 2030+: Anforderungen an Schallschutz im urbanen HVAC

Anforderungen:

- L_{WA} -Zielwerte < 55 dB(A) für Wohngebiet-Aufstellung (Tag)
- L_{WA} < 45 dB(A) für Nachtbetrieb ohne Kapselung bei $r = 5$ m
- Keine tonhaltigen Anteile > 35 dB(A) am Immissionsort

Lösungsansätze:

- Serienmäßige Schallhauben als Standard (nicht Option)
- Herstellerseitige akustische Produktzertifizierung (Umweltzeichen Blauer Engel)
- Bauliche Integration: HVAC hinter Attikas, in Technikgehäusen, im UG
- VSD als Pflichtausstattung für alle Neuanlagen > 10 kW

Nachwort

Dieser Praxisleitfaden wurde mit dem Ziel erstellt, Planungsingenieure, Techniker und Entscheider im HVAC-Bereich mit dem notwendigen Wissen auszustatten, um Schallschutzprobleme systematisch zu identifizieren, zu bewerten und zu lösen. Die Kombination aus technischen Grundlagen, normativen Anforderungen, Produktkenntnissen und Praxisbeispielen soll den Weg von der Problemdefinition zur wirksamen Maßnahme verkürzen.

Schallschutz ist keine nachträgliche Korrektur, sondern ein integraler Bestandteil jeder hochwertigen HVAC-Planung. Die frühzeitige Einbindung akustischer Fachkompetenz spart Kosten, vermeidet Rechtskonflikte und sichert den einwandfreien Betrieb der Anlage über ihre gesamte Lebensdauer.

Wir von Silent Engineering freuen uns, Sie bei Ihren Projekten zu unterstützen – von der ersten Schallprognose bis zur Abnahme. Sprechen Sie uns an:
www.forcotech.com

Silent Engineering | Romolo Vicari
Fachbereich Schall und Schwingungen
2026