

Diese Druckschrift der Fa. Danfoss Bauer GmbH darf ohne vorherige Genehmigung des Herausgebers weder auszugsweise noch vollständig nachgedruckt werden. Alle Rechte vorbehalten.

Die Angaben wurden nach dem derzeitigen Stand der Normen und Vorschriften sorgfältig zusammengestellt und geprüft. Verbindlich ist der jeweilige Stand der technischen und gesetzlichen Regeln sowie der Stand der Konstruktion und Fertigung bei Danfoss Bauer.

Für Schäden, die sich aus der Verwendung dieser Angaben ergeben könnten, wird keine Haftung übernommen.

Obering. H. Greiner

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung
2	Physikalische Grundlagen
3	Subjektive Bewertung der Frequenz
4	Schalldruckpegel und Frequenzbewertung
5	Frequenzanalyse und objektive Frequenzbewertung
6	Bezugsquader einer elektrischen Maschine
7	Schalleistungspegel
8	Anordnung der Messpunkte
9	Betriebszustand der Maschine
10	Beurteilung von Arbeitslärm
11	Einfluss von Abstand und Reflexion
12	Addition von Schalldruckpegeln
13	Geräusch-Grenzwerte nach Normen
14	Emissionskennwerte (ETS) von Normmotoren
15	Emissionskennwerte (ETS) von Getrieben
16	Geräuschursachen bei Elektromotoren
17	Geräuschursachen bei Getrieben
18	Einzeltöne und Schaltgeräusche
19	Richtwerte für den Schallpegel von Getriebemotoren
20	Anteil der Antriebe am Gesamtgeräusch
21	Zusammenfassung
22	Stichwortverzeichnis
23	Literaturverzeichnis

1 Einführung

Geräuscheinwirkungen als schädliche oder lästige Umwelteinflüsse haben in den letzten Jahrzehnten eine zunehmende Beachtung gefunden.

Das Wort **Schall** beschreibt rein objektiv einen physikalischen Vorgang; die Bezeichnung **Lärm** hingegen enthält eine zusätzliche subjektive Wertung der Belästigung, ggf. der Schädigung.

Hörbarer Schall wird als **Geräusch** bezeichnet, wenn er nicht zweckbestimmt erzeugt wird (z. B. als Musik). Mit der Bezeichnung Geräusch ist keine Wertung verbunden. Während man in gewissen Bereichen – z. B. beim Verkehrslärm durch Autos oder Düsenflugzeuge – die ständig ansteigende Lärmbelastigung nur in vergleichsweise kleinen Schritten bekämpft, findet der Lärm am Arbeitsplatz in Gesetzen, Richtlinien und Tarifabkommen schon weitgehende Beachtung. Nicht zuletzt aus diesen Gründen ist das Problem bei den Herstellern, Erstausrüstern und Betreibern von elektrischen Antrieben in den letzten Jahrzehnten immer stärker in den Vordergrund gerückt. Es ist als Erfolg dieser Bemühungen zu werten, dass die von Industrie und Gewerbe ausgehende Lärmbelastigung nur von etwa einem Fünftel der Bevölkerung als störend empfunden wird, während sich rund zwei Drittel durch den Straßenverkehr und die Hälfte durch den Flugverkehr belästigt fühlen (nach einer 1994 in den westlichen Bundesländern durchgeführten Umfrage [2.3], **Bild 1**).

Für die Grenzwerte der maximal zulässigen Maschinen-Geräuschstärken sollte ein Kompromiss zwischen der zumutbaren Belästigung und den technischen sowie wirtschaftlichen Möglichkeiten angestrebt werden.

Aufwendige Sondermaßnahmen am Antrieb allein führen nicht zum gewünschten Erfolg, wenn nicht gleichzeitig auch die angetriebene Maschine entstört oder abgeschirmt wird.

Mit den folgenden Ausführungen wird versucht, die physikalischen und technischen Grundlagen für die Messung und Beurteilung von Maschinengeräuschen unter Beachtung der einschlägigen Normen zu erläutern.

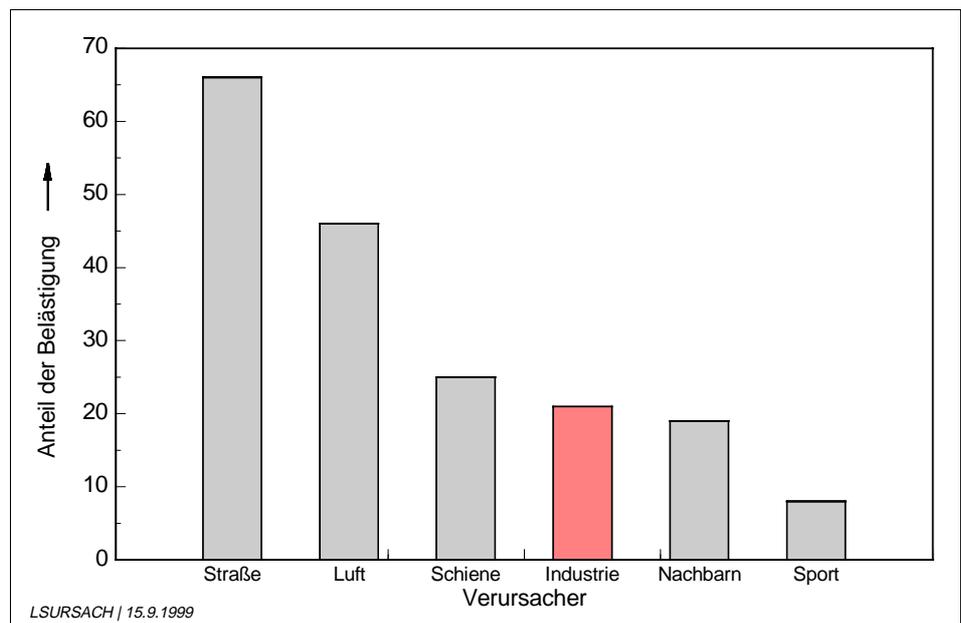


Bild 1 Empfundene Lärmbelastigung der Bevölkerung in den alten Bundesländern und die Verursacher [2.3]

2 Physikalische Grundlagen

2.1 Entstehung von Schall

Ohne Anspruch auf Vollständigkeit werden in diesem Abschnitt einige Grundlagen der **Akustik** beschrieben [2].

Schall entsteht überall dort, wo hinreichend starke Druckschwankungen eines elastischen Mediums vorkommen, die in den Frequenzbereich des menschlichen Hörens fallen ($f = 16 \dots 20\,000$ Hz).

Je nach dem **Medium**, in dem sich der Schall ausbreitet, sprechen wir von
Luftschall (Medium Luft),
Körperschall (Medium fester Körper),
Wasserschall (Medium Flüssigkeiten).

Der eigentliche Lärm wird unmittelbar vom Luftschall verursacht. Körper- und Wasserschall werden i. allg. nur wahrgenommen, wenn sie einen Luftschall anregen. Die Anregung erfolgt meist durch schwingende Körper, wie Saiten, Membranen, Platten und Stäbe, oder durch Reibung, Schlag und Stoß. Schall kann aber auch durch bewegte Luft bei turbulenten Strömungen entstehen, z. B. bei Lüftern. Je nach Art der Anregung und Abstrahlung treten entweder Geräusche verschiedenster Zusammensetzung oder reine Töne auf.

2.2 Kennzeichnende Größen, Darstellungsarten

Der **reine Ton** besitzt einen sinusförmigen Schwingungsverlauf, der durch Schalldruck und Frequenz gekennzeichnet ist. In der Zeitfunktion (**Bild 2.2.a**) ist der Schalldruck in Abhängigkeit von der Zeit, in b) in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt.

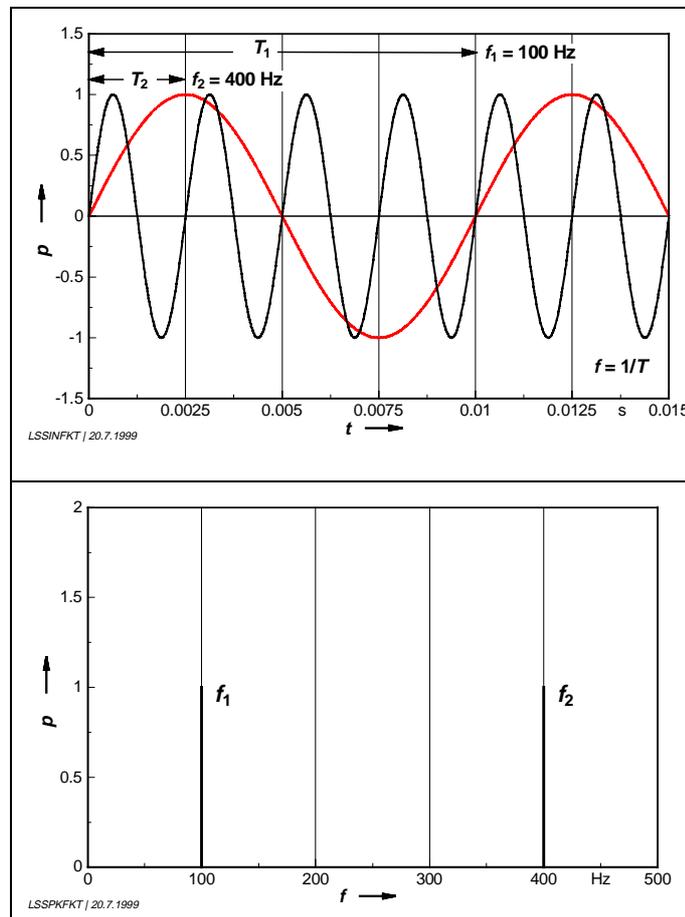


Bild 2.2
Schalldrucks p
zweier
sinusförmiger Töne
mit
 $f_1 = 100$ Hz,
 $f_2 = 400$ Hz

a) Funktion der
Zeit t

b) Funktion der
Frequenz f
(Spektral-
darstellung)

Der Schalldruck p bestimmt, ob wir einen Ton laut oder leise, die Frequenz f , ob wir ihn tief oder hoch empfinden.

Als **Normschall** (*Normton*) wurde in der Schalltechnik ein reiner Ton mit $f = 1000$ Hz festgelegt. Das Geräusch allgemeiner Art ist gekennzeichnet durch das Zusammenwirken sehr vieler, auch unharmonischer Klänge oder Töne, die in ganz verschiedenen Intensitäten vorhanden sein können und eventuell auch zeitlich schwanken.

Die kennzeichnenden Größen sind

- die Frequenzzusammensetzung f_1, f_2, f_3
- die zugehörigen Schalldrücke p_1, p_2, p_3
- und bei schwankenden oder intermittierenden Geräuschen noch der zeitliche Verlauf.

Als Darstellungsart wählt man meist das **Frequenzspektrum**, in dem der Effektivwert des Schalldrucks in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt ist (**Bild 2.2.b**). In diesem Spektrum lässt sich z. B. zu jeder Störfrequenz der zugehörige Schalldruck ablesen.

Wo liegt nun der praktisch auftretende Bereich des Schalldrucks? Als Vergleichswert dient grundsätzlich der Effektivwert des Gesamtschalldrucks, im Folgenden kurz mit Schalldruck p bezeichnet.

Misst man den Schalldruck bei einem 1000-Hz-Ton, der gerade noch hörbar ist, so erhält man den Wert

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} = 20 \text{ } \mu\text{Pa}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ Pa} &= 10 \text{ } \mu\text{bar} \\ 1 \text{ } \mu\text{bar} &= 0,1 \text{ Pa} \\ 1 \text{ bar} &= 10^5 \text{ Pa} \approx 1 \text{ at} \end{aligned}$$

p_0 ist also etwa der Schalldruck an der Hörschwelle.

Steigert man die Lautstärke so weit, bis das Ohr des Beobachters schmerzt, so misst man etwa

$$p = 200 \text{ Pa} = 200 \cdot 10^6 \text{ } \mu\text{Pa},$$

also das 10^7 -fache des kleinsten wahrnehmbaren Schalldrucks.

2.3 Schalldruckpegel

Da die absoluten Schalldrücke, mit denen man es in der Akustik zu tun hat, so unhandlich sind, rechnet man – auch wegen der besseren Übereinstimmung mit dem subjektiven Empfinden des Menschen – nicht mit Schalldrücken, sondern mit Pegeln. Ein **Pegel** ist ganz allgemein der Logarithmus eines Größenverhältnisses mit einer festen Bezugsgröße der gleichen Größenart im Nenner (DIN 5493). Bei Leistungsgrößen wird der 10fache dekadische Logarithmus, bei sog. Feldgrößen (z. B. Spannung, Schalldruck) der 20fache Logarithmus verwendet. Dem Logarithmus wird die Einheit **Dezibel** (dB) hinzugefügt. In der Nachrichtentechnik wird häufig die Bezeichnung **Maß** verwendet (z. B. Verstärkungsmaß, Dämpfungsmaß).

Schalldruckpegel (Bezugsgröße $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$)

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0}$$

Beispiel:

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{200 \cdot 10^6 \mu\text{Pa}}{20 \mu\text{Pa}} = 20 \cdot \lg 10^7 = 140 \text{ dB}$$

Im logarithmischen Maß umfasst der menschliche Hörbereich zwischen Hörschwelle und Schmerzschwelle also etwa 140 dB (**Bild 2.3**).

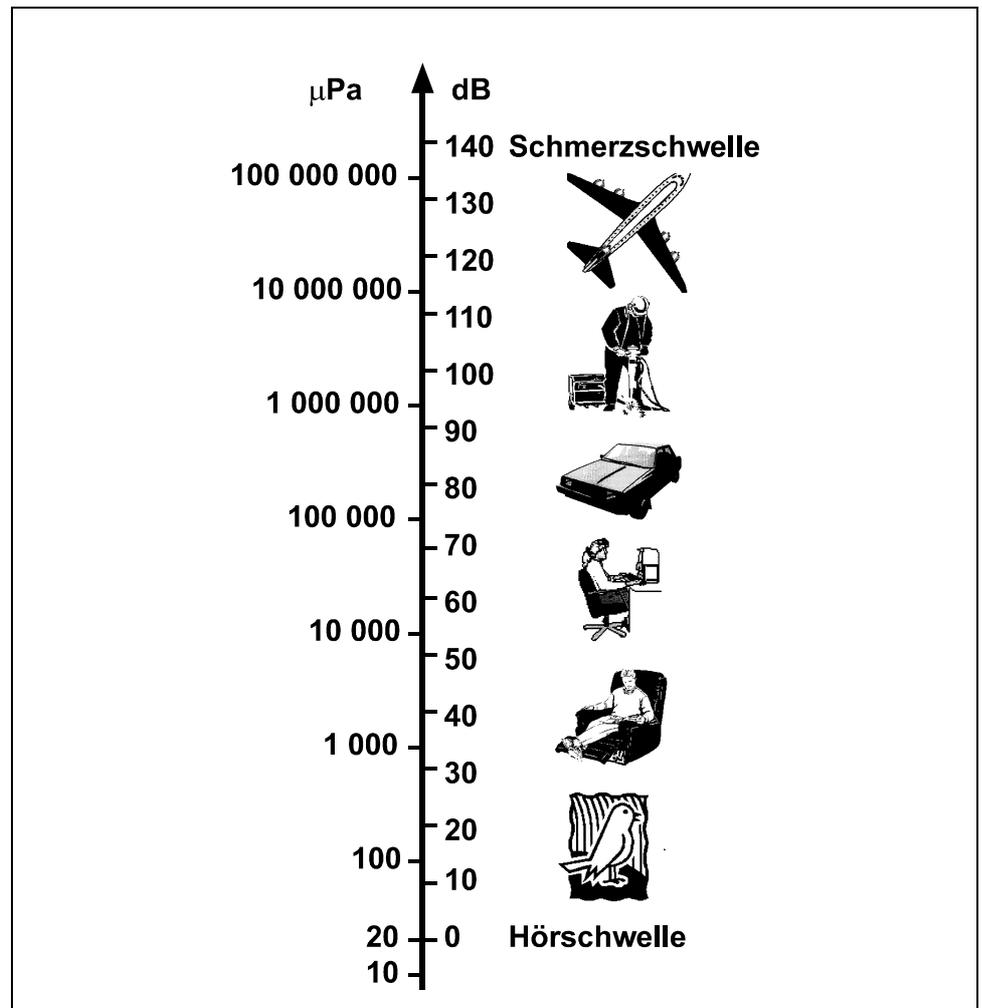


Bild 2.3 Umfang des menschlichen Gehörs zwischen Hörschwelle und Schmerzschwelle in μPa und in logarithmischer Darstellung in dB nach [2.6]

Die Begriffe **Pegel** oder **Maß** sollen eine praxisgerechte, subjektiv erfassbare Skala in großen Bereichen ermöglichen; sie sind in DIN 5493 festgelegt (z.B. Störpegel, Dämpfungsmaß in der Nachrichtentechnik). Die Bezugsgröße wird von Fall zu Fall bestimmt; in der Akustik ist es die Hörschwelle $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$.

Schalldruck	Schalldruckpegel
p	L_p
μPa	dB
20	0
200	20
2 000	40
20 000	60
200 000	80
2 000 000	100
20 000 000	120
200 000 000	140

2.4 Schallgeschwindigkeit

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Luftschalles ist abhängig von den atmosphärischen Bedingungen. Man rechnet bei normalen Bedingungen (Luftdruck etwa 1013 hPa, Lufttemperatur etwa 20 °C) mit einer Schallgeschwindigkeit von 340 m/s.

2.5 Schalleistung

Jedes Geräusch hat einen bestimmten Energie-Inhalt. Die Schalleistung ist die von einer Geräuschquelle als Luftschall in der Zeiteinheit (1 s) nach allen Richtungen in den Raum abgegebene Schallenergie:

$$P = p^2 \cdot A / 4$$

P - Schalleistung in mW
 p - Schalldruck in Pa
 A - Messfläche in m^2

Die **Tabelle 2.5** zeigt die Schalleistung verschiedener Schallquellen.

Schallquelle	Schalleistung (P)
	W
Unterhaltungssprache (Mittelwert)	$1 \cdot 10^{-5}$
menschliche Stimme (maximal)	$2 \cdot 10^{-3}$
Flügel (fortissimo)	0,2
Trompete (fortissimo)	0,3
Drucklufthammer	1
Pauke, Orgel (fortissimo)	10
75-Mann-Orchester (maximal)	60
Großlautsprecher	100
Düsenflugzeug	$10^3 \dots 10^4$
Sicherheitsventile	$10^3 \dots 10^5$

Tabelle 2.5 Schalleistung P verschiedener Schallquellen

2.6 Wellenlänge

Die Wellenlänge λ gibt das Längenausmaß einer Schwingung an. Sie ergibt sich aus der Beziehung

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

λ - Wellenlänge

c - Schallgeschwindigkeit

f - Frequenz

Beispiele (**Bild 2.6**):

Wellenlänge eines 100-Hz-Tones

$$\lambda = \frac{340 \text{ m/s}}{100 \text{ Hz}} = 3,4 \text{ m}$$

Wellenlänge eines 10 000-Hz-Tones

$$\lambda = \frac{340 \text{ m/s}}{10000 \text{ Hz}} = 0,034 \text{ m} = 3,4 \text{ cm}$$

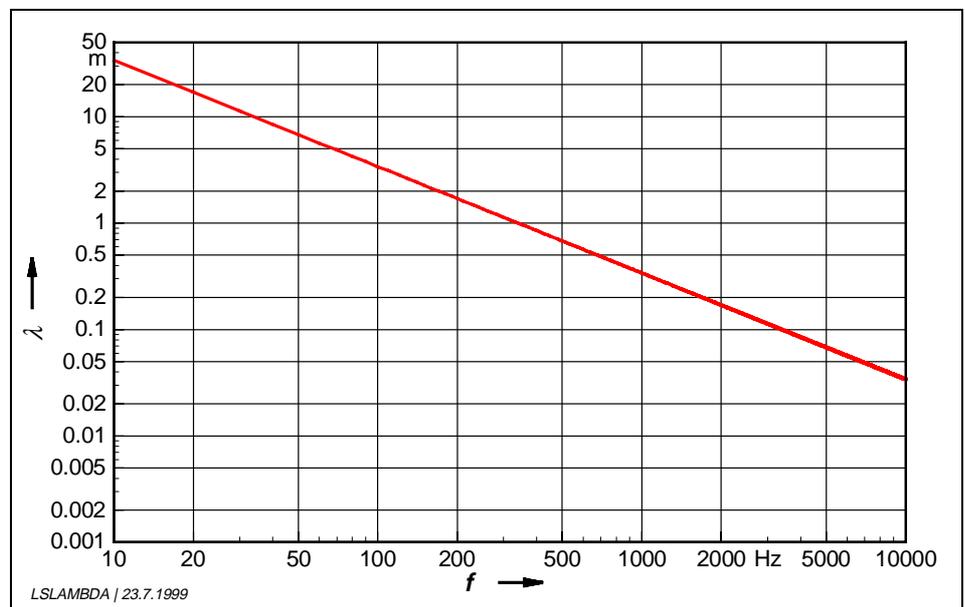


Bild 2.6 Zusammenhang zwischen Frequenz f und Wellenlänge λ für Luftschall bei normalem atmosphärischem Druck und trockener Luft von 20°C

2.7 Schallausbreitung

Aus der Energie-Gleichung ergibt sich folgender Zusammenhang:

Kann bei einem punktförmig gedachten Strahler die Schallenergie ungehindert nach allen Seiten, also kugelförmig, abstrahlen, so ergibt sich mit zunehmendem Abstand des Beobachters eine Abnahme der Lautstärke. Man spricht in diesem Fall von einem freien Schallfeld.

Das ideale freie Schallfeld ist gekennzeichnet durch die **Abnahme des Schallpegels um 6 dB bei Verdopplung des Abstandes**.

Das freie Schallfeld wird man in der Praxis selten antreffen; es werden immer gewisse Reflexionen an Wänden und Maschinenteilen auftreten (Energie wird zurückgestrahlt). Die Schallpegelabnahme wird dadurch bei zunehmendem Abstand wesentlich geringer als im ungestörten freien Schallfeld. Bei voller Reflexion des Schalls würde man in einem bestimmten Bereich einen konstanten, vom Abstand unabhängigen Schallpegel erhalten.

3 Subjektive Bewertung der Frequenz

Die Bewertung von Geräuschen sollte möglichst nach objektiven Messmethoden erfolgen. Es genügt aber nicht, allein die physikalischen Größen, wie Schalldruck bzw. Schallpegel und Frequenz, zu bestimmen – man will wissen, wie das betreffende Geräusch **vom Menschen** beurteilt wird.

Das menschliche Gehör umfasst etwa den Frequenzbereich von 16 Hz bis 20 kHz. In diesem Bereich (Hörschall) ist seine Empfindlichkeit aber sehr unterschiedlich – sie hängt sowohl von der Frequenz als auch von der Stärke des Schalls ab. Um eine Größe für die Lautstärkempfindung zu haben, wurde der **Lautstärkepegel** L mit der Einheit phon, manchmal kurz als Lautstärke bezeichnet, eingeführt. Definitionsgemäß ist der Lautstärkepegel in phon bei reinen Sinustönen der Frequenz 1000 Hz gleich dem Schalldruckpegel in dB. Bei anderen Frequenzen wurde er ermittelt, indem man Testpersonen angeben ließ, bei welchem Schalldruckpegel sie den zu vergleichenden Ton als gleich laut wie den Bezugsschall von 1000 Hz empfanden. Auf diese Weise entstanden die **Kurven gleichen Lautstärkepegels** (gleicher Lautstärke) im **Bild 3**. Aus ihnen lässt sich ablesen, welchen Pegel ein Sinuston bestimmter Frequenz aufweisen muss, um einen bestimmten Lautstärkepegel hervorzurufen.

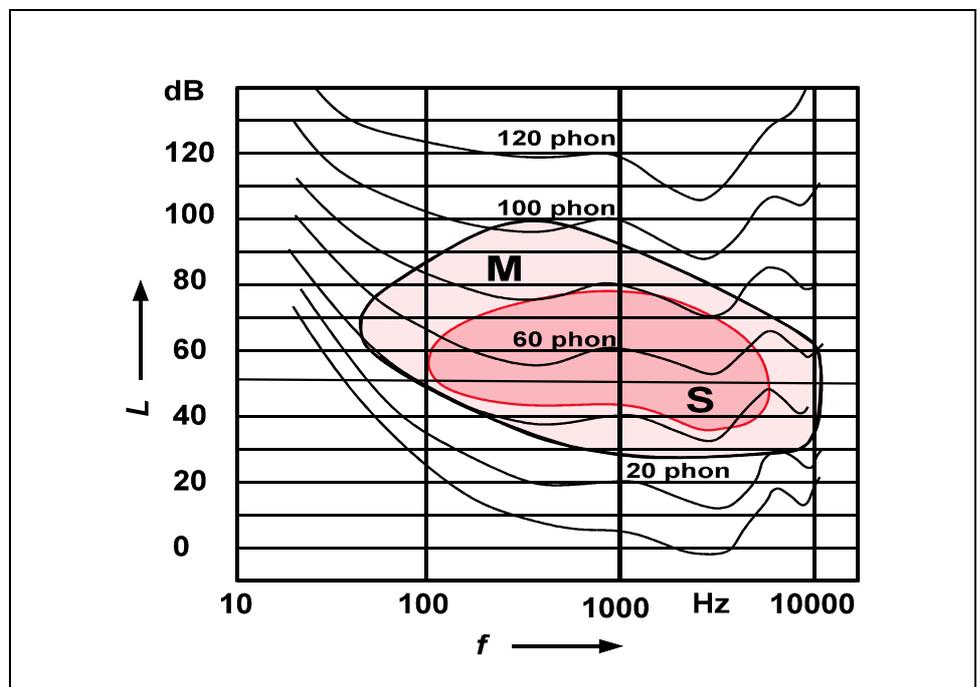


Bild 3 Kurven gleichen Lautstärkepegels L nach Robinson und Dadson
M Bereich der Musik
S Bereich der Sprache

Beispiel : Ein Sinuston mit 1 000 Hz und einem Schalldruckpegel von 60 dB wird gleich laut beurteilt wie ein

50-Hz-Ton mit 78 dB,
300-Hz-Ton mit 56 dB,
8 000-Hz-Ton mit 68 dB.

Zu dieser komplizierten Bewertung durch unser Ohr kommt noch die messtechnisch nicht erfassbare psychologische Einstellung des Betroffenen zum Geräusch, die für das Urteil "störend" oder "angenehm" sehr wichtig sein kann. Aber selbst wenn der psychologische Faktor unberücksichtigt bleibt, sind immer noch große Unterschiede zwischen der subjektiven Beurteilung und dem objektiven Messergebnis vorhanden. Dies beruht auf den sehr komplizierten Eigenschaften des menschlichen Gehörs.

4 Schalldruckpegel und Frequenzbewertung

Vom Schallpegelmessgerät wird der Effektivwert des Schalldrucks erfasst, über ein Bewertungsfilter geleitet und schließlich als Schalldruckpegel ausgegeben. Diese Bewertungsfilter tragen dem unterschiedlichen Lautstärkeempfinden des Menschen bei verschiedenen Frequenzen Rechnung. Sie haben – angenähert – den inversen Verlauf der Kurven gleichen Lautstärkepegels in Bild 3. Festgelegt sind drei **Bewertungskurven A, B und C (Bild 4)**, von denen die Kurve A von besonderer Bedeutung ist.

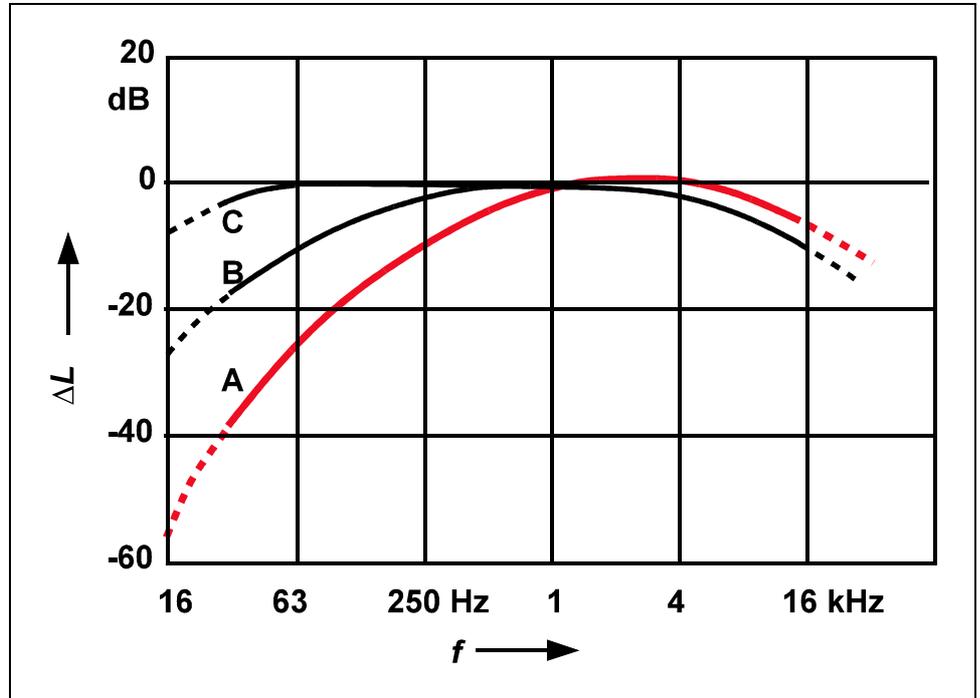


Bild 4 Bewertung der Frequenz nach Kurven A, B und C nach IEC 60179 und DIN 45634

Die meisten Normen zur Schallmessung verlangen für objektive Vergleichswerte den mit der Bewertungskurve A gemessenen Schalldruckpegel. Die Messgröße wird dann als "A-bewerteter Schalldruckpegel" oder kurz als **A-Schalldruckpegel** L_{pA} in dB(A) angegeben. Mit dieser Angabe ist dann auch die Messmethode definiert.

5 Frequenzanalyse und objektive Frequenzbewertung

Die subjektive Lästigkeit eines Geräuschs hängt in hohem Maße davon ab, ob in dem **Geräuschspektrum** herausragende Einzeltöne vorhanden sind und wenn ja, welche Frequenz diese haben.

Der **Frequenzgang** des menschlichen Ohres (Bild 3) folgt keinen mathematischen Gesetzen und ist daher mit messtechnischen Mitteln nur angenähert nachzubilden. Bei der Bildung eines Gesamtschalldruckpegels mit den im Abschnitt 4 beschriebenen Geräten werden die Frequenzen z.B. nach der Kurve A im Bild 4 bewertet. Wenn darüber hinaus scharf ausgeprägte Einzeltöne erfasst und bewertet werden sollen, so muss ein Frequenzspektrum aufgenommen werden.

5.1 Frequenzanalyse mit Oktav- oder Terzfilter

Für die Analyse der in einem Geräusch enthaltenen Frequenzanteile werden meist **Terz- oder Oktavfilter** verwendet, deren Bandbreite proportional zu ihrer Mittenfrequenz ist. Die Übereinstimmung der objektiven Messung mit der subjektiven Schallempfindung ist dabei recht gut. Wenn eine Geräuschquelle über ihre Frequenz ausfindig gemacht werden soll, werden gelegentlich auch Filter mit noch schmalere Bandbreiten benutzt, sodass auch zwei Signale mit annähernd gleicher Frequenz getrennt werden können.

Für Messungen am Einsatzort eignet sich der in **Bild 5.1.1** gezeigte tragbare Schallpegelmessgerät mit kombiniertem Oktavfilter, das manuell in Stufen umgeschaltet werden kann. Die **Mittenfrequenzen** der Oktavbänder liegen bei

31,5/63/125/250/500/1000/2000/4000/8000/16000/31500 Hz.



Bild 5.1.1
Tragbarer Schallpegelmessgerät, kombiniert mit Oktavfilter für manuelle Umschaltung (Brüel u. Kjaer)

Als stationärer Messplatz im Labor wird ein **Pegelschreiber** mit automatischer Umschaltung der Filter verwendet. Das gesamte Spektrum sowie die nach A, B oder C bewerteten Gesamtpegel werden in einer Messzeit von etwa 80 s (wahlweise 26 s) aufgezeichnet, während der die Geräuschabstrahlung (also z. B. der Lastzustand eines Antriebs) konstant gehalten werden muss.

Die so erhaltenen Spektrogramme (**Bild 5.1.4**) stehen dann für Vergleichszwecke oder als Dokumentation zur Verfügung. **Bild 5.1.2** zeigt diesen Messplatz und in **Bild 5.1.3** ist die Anzeige der automatischen Filterumschaltung dargestellt.



Bild 5.1.2
Messplatz im Geräuschlabor
der Firma Danfoss Bauer mit
Frequenzanalysator und
Pegelschreiber (Brüel & Kjaer)

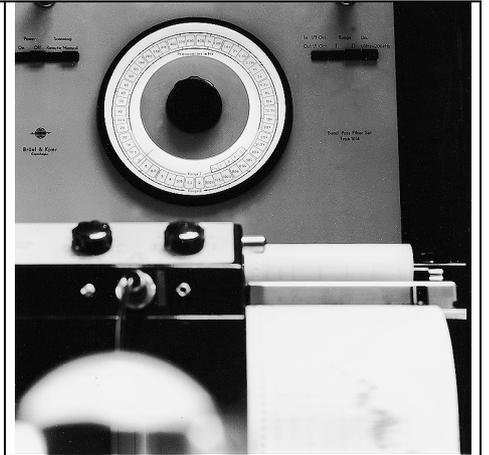


Bild 5.1.3
Anzeige der automatischen
Filterumschaltung an einem
Frequenzanalysator
(Brüel & Kjaer)

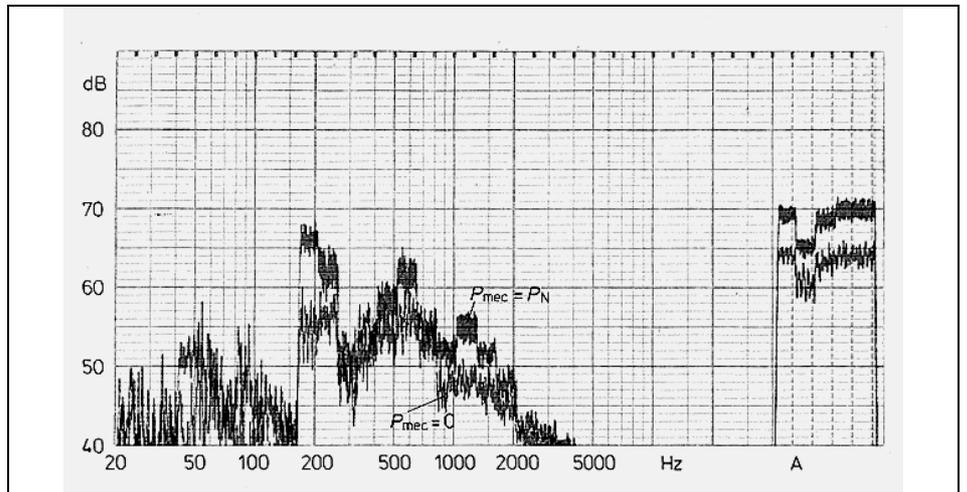


Bild 5.1.4 Spektrogramm der Frequenzanalyse mit Terzbändern bei
einem Drehstrom-Stirradgetriebemotor im Leerlauf
($P_{mec} = 0$) und bei Nennlast ($P_{mec} = P_N$)

Eine noch schnellere Analyse in Terzbändern lässt sich mit dem Echtzeit-Terzanalysator erreichen. Hier können die Pegel von bis zu 36 Filterkanälen gleichzeitig auf einem großen Bildschirm abgelesen und außerdem ausgedruckt werden.



Bild 5.1.5
Echtzeit-Terzanalysators
(Brüel & Kjaer)

5.2 Frequenzbewertung

Für die Bewertung der nach Abschnitt 5.1 erhaltenen Frequenzanalyse stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung. Bei allen wird versucht, den komplizierten Frequenzgang des menschlichen Gehörs nach Bild 3 durch möglichst einfache Grenzlinien zu ersetzen.

ISO Noise Rating (NR)

Die Bewertung nach der ISO-Recommendation R 1996 ist international weitgehend anerkannt und wird häufig als Maßstab herangezogen. Die **NR-Kurven** sind nichtparallele Grenzkurven, mit denen das Oktavspektrum des zu bewertenden Schalls verglichen wird (**Bild 5.2.1**). So bedeutet z. B. NR 70, dass keine Spitze der Frequenzanalyse die Grenzlinie 70 überschreitet. Bei 1000 Hz geht die Grenzlinie 70 definitionsgemäß durch den Schalldruckpegel von 70 dB. **Bild 5.2.2** zeigt die Bewertung der Geräuschanalyse eines Getriebemotors. Es handelt sich um ein Fabrikat, bei dem die Eingriffsverhältnisse in der ersten Unteretzungsstufe unter dem Gesichtspunkt der Geräuschentwicklung nicht optimal gewählt sind.

Die **Zahneingriffsfrequenz** von etwa 400 Hz ist bei Nennlast (dunkler Linienzug) stark ausgeprägt und bestimmt die Bewertung mit NR 70. Bei günstigeren Eingriffsverhältnissen sollte der Störton um etwa 10 dB zu dämpfen sein, sodass sich unter Vollast eine NR von 60 ergeben würde. Das Beispiel zeigt darüber hinaus, dass die ebenfalls deutlich erkennbare Eingriffsfrequenz der zweiten Stufe mit etwa 100 Hz nicht in die Bewertung eingeht. Dies entspricht dem subjektiven Eindruck, bei dem das dumpfe "Mahlen" der zweiten Stufe weit weniger störend empfunden wird als das helle "Singen" oder "Heulen" der ersten Stufe.

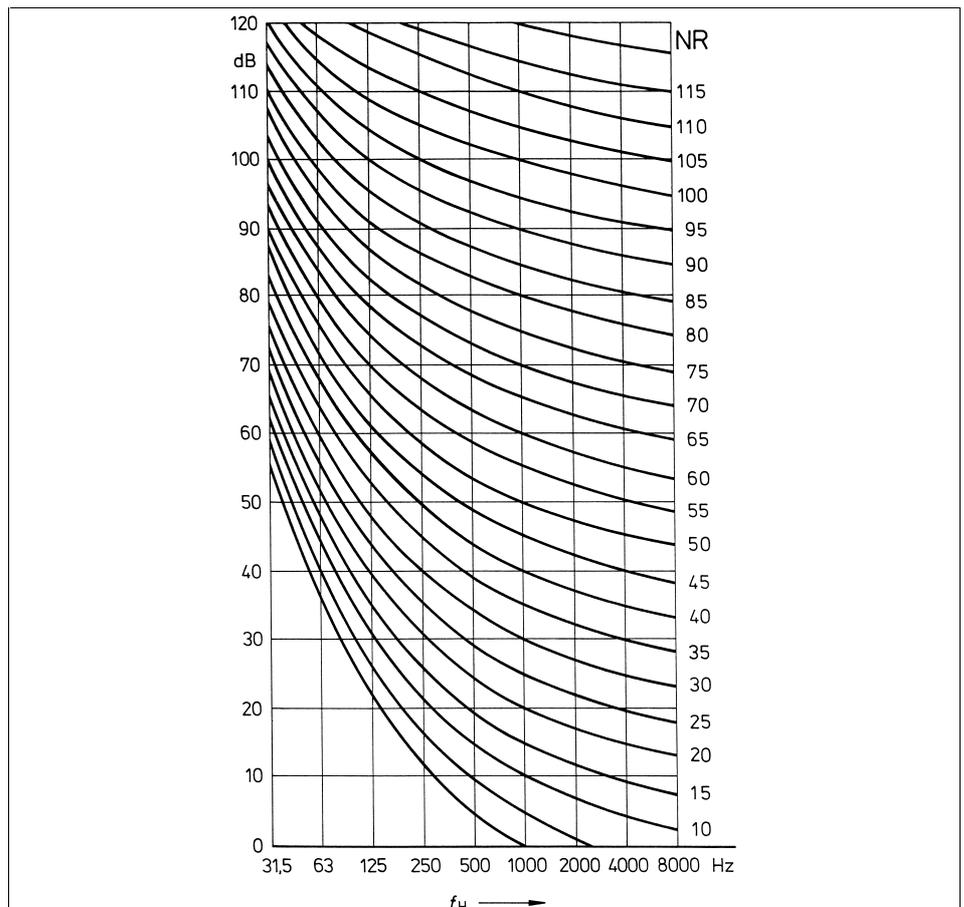


Bild 5.2.1 Noise-Rating-Kurven (NR) nach ISO R 1996

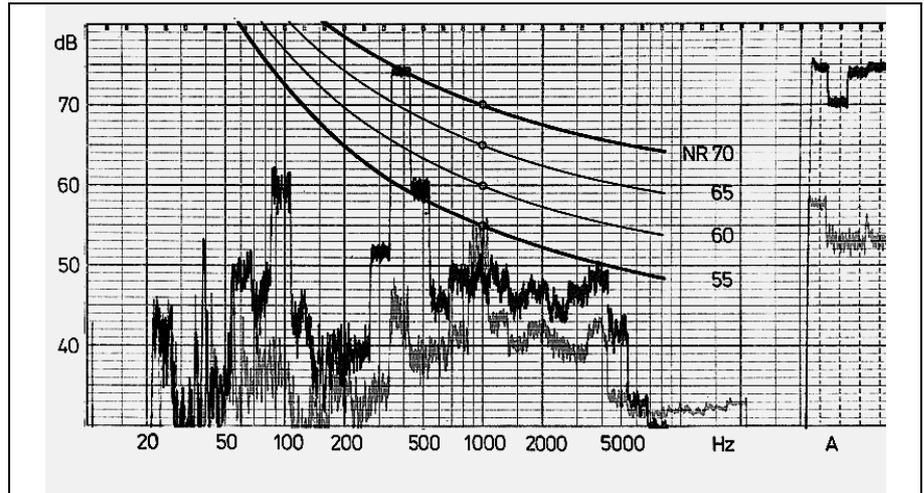


Bild 5.2.2 Bewertung der Frequenzanalyse eines Getriebemotors mit geräuschmäßig ungünstiger Auslegung der ersten Untersetzungsstufe nach Noise Rating (NR) gemäß ISO R 1996

6 Bezugsquader einer elektrischen Maschine

DIN EN 21680 enthält u. a. folgenden Begriff :
 "Ein Bezugsquader ist eine hypothetische Fläche in der Form des kleinsten Quaders, der die Maschine gerade einschließt und die auf der reflektierenden Fläche endet. Bei der Festlegung der Abmessungen können einzelne herausragende Bauteile, die nicht wesentlich zur Schallabstrahlung beitragen, unberücksichtigt bleiben."

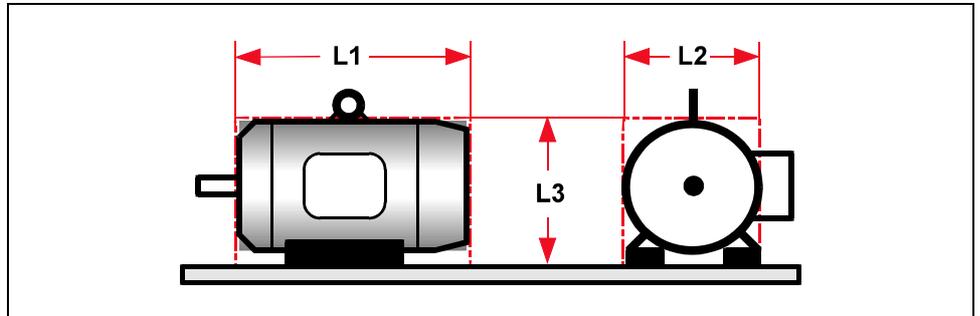


Bild 6 Definition der Abmessungen L1, L2 und L3 des Bezugsquaders einer elektrischen Maschine

Der Bezugsquader nach **Bild 6** ist eine wichtige Ausgangsgröße für
 – die Berechnung des Messflächeninhaltes (Schalleistungspegel s. Abschn. 7)
 – die Anordnung der Messpunkte (s. Abschn. 8).

7 Schalleistungspegel

In der Normung wird für die Darstellung und Bewertung von Geräuschmesswerten der Schalleistungspegel benutzt.
 Die Berechnung einer Schalleistung wird notwendig, wenn mehrere Geräuschquellen zusammenwirken und wenn deren Gesamtenergie beurteilt und eventuell gedämpft werden soll. Der Schalleistungspegel setzt sich aus einem **Messwert (Schalldruckpegel)** und einem geometrisch bedingten **Rechenwert (Messflächenmaß)** zusammen. Wenn die in DIN EN 21680 definierten Mess- und Aufstellungsbedingungen erfüllt sind, wird er als "A-bewerteter Schalleistungspegel" oder **A-Schalleistungspegel** mit dem Formelzeichen L_{WA} und der Einheit dB(A) angegeben.

7.1 Messflächeninhalt

Der **Messflächeninhalt** charakterisiert die Größe der Schallquelle, z. B. einer elektrischen Maschine.

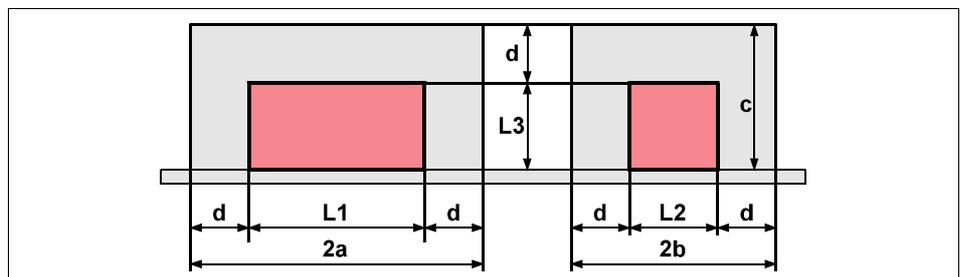


Bild 7.1 Berechnung des Messflächeninhalts einer elektrischen Maschine aus Bezugsquader und Messabstand

Messflächeninhalt	S	=	4(ab + bc + ca)
	a	=	0,5 · L1 + d
	b	=	0,5 · L2 + d
	c	=	L3 + d
üblicher Messabstand	d	=	1 m

Die **Bilder 7.2.1** und **7.2.2** sollen in stark vereinfachter Form deutlich machen, dass zwei Geräuschquellen von sehr verschiedener räumlicher Ausdehnung zwar gleiche Schalldruckpegel erzeugen können, in ihrer Auswirkung auf die Umgebung aber recht unterschiedlich sind :

Denkt man sich über einer fast punktförmigen Schallquelle – z. B. einem Staubsaugergebläse – im Abstand von 1 m ein quaderförmiges Gitter mit Maschen von 1 m² Größe, so ergeben sich rechnerisch 12 Maschen in dem Netz. Ein Schalldruckpegel von beispielsweise 80 dB(A) könnte also theoretisch 12 mal in gleichen Feldern gemessen werden. Diese rein rechnerisch ermittelte Größe wird als **Messflächeninhalt S** (in m²) bezeichnet.

Für einen Maschinensatz mit 8 m Länge, 2 m Breite und 1 m Höhe würde sich nach dem gleichen Verfahren ein Messflächeninhalt von 96 m² errechnen. Unter der Annahme, dass der Schalldruckpegel in 1 m Abstand ebenfalls 80 dB(A) beträgt, wäre dieser Schalldruck in 96 gleichen Feldern zu messen.

7.2 Messflächenmaß

Das **Messflächenmaß L_S** ist eine Bewertung der geometrischen Größe S , wie sie in DIN 5485 definiert ist (z. B. "Dämpfungsmaß" oder "Übertragungsmaß" in der Nachrichtentechnik).

Es ergibt nach dem folgenden Beispiel beim

Staubsaugergebläse : $L_S = 10 \cdot \lg 12 = 11 \text{ dB}$

Maschinensatz : $L_S = 10 \cdot \lg 90 = 20 \text{ dB}$

Der Schalleistungspegel $L_{WA} = L_{pA} + L_S$
beträgt also beim

Staubsaugergebläse : $L_{WA} = 80 \text{ dB(A)} + 11 \text{ dB} = 91 \text{ dB(A)}$

Maschinensatz : $L_{WA} = 80 \text{ dB(A)} + 20 \text{ dB} = 100 \text{ dB(A)}$

Der Messflächeninhalt braucht nur angenähert bestimmt zu werden, da ein Fehler von $\pm 25 \%$ im Messflächeninhalt einem Unterschied von nur $\pm 1 \text{ dB}$ im Messflächenmaß L_S entspricht.

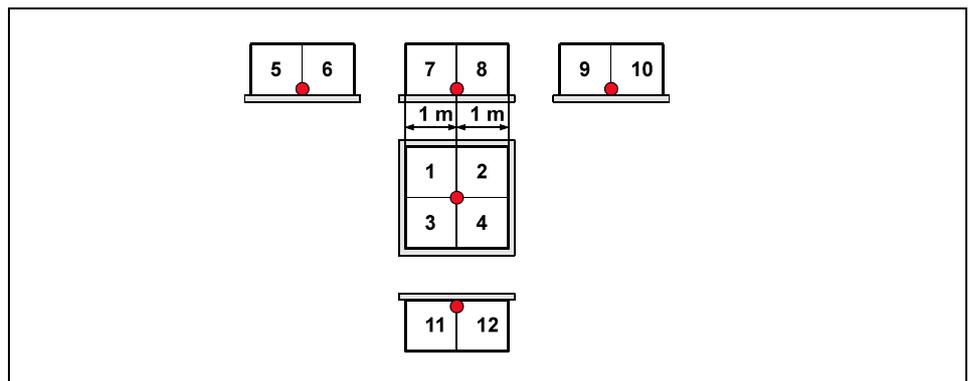


Bild 7.2.1 Messflächeninhalt S und Messflächenmaß L_S einer praktisch punktförmigen elektrischen Maschine (z. B. Staubsaugergebläse)

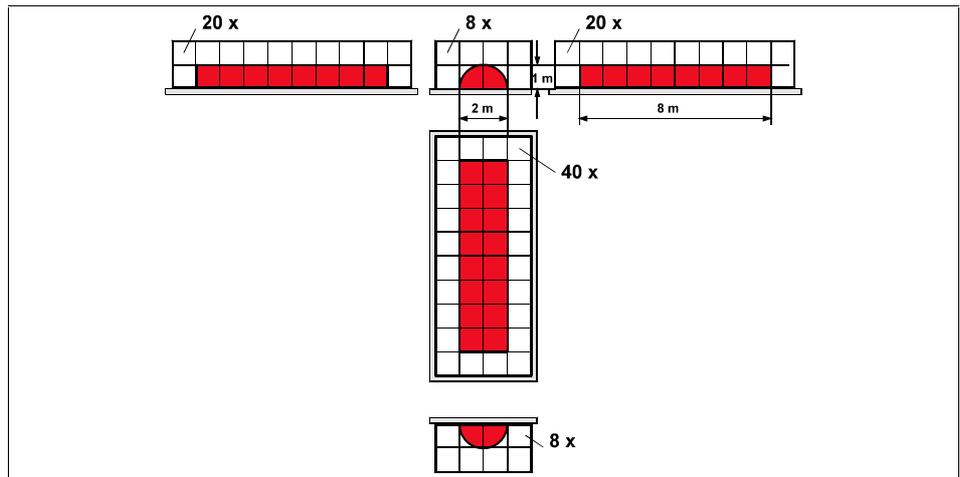


Bild 7.2.2 Messflächeninhalt S und Messflächenmaß L_S einer großen elektrischen Maschine (z. B. Maschinensatz)

7.3 Messflächenmaß von Normmotoren

Da **Normmotoren** verschiedener Hersteller in ihren geometrischen Abmessungen sehr ähnlich sind, lassen sich Richtwerte für das Messflächenmaß L_S angeben : Diese von den geometrischen Abmessungen der geräuschabgebenden Maschine abhängige Größe wurde zunächst in DIN 45635 Blatt 10 (1974) und danach in geänderter Form in DIN EN 21680 (1991) festgelegt. Da die beiden Festlegungen allein schon bei der Berechnung des Messflächenmaßes zu einer Differenz von 3 dB führen, sollte bei Geräuschangaben streng auf die Bezugsnorm geachtet werden.

Normmotor der Achshöhe	Rundwert L_S (dB) DIN 45635 Bl. 10	Rundwert L_S (dB) DIN EN 21680	Differenz dB
56	9	12	3
63	9	12	3
71	9	12	3
80	9	12	3
90	9	12	3
100	9	12	3
112	9	12	3
132	10	12	2
160	10	13	3
180	10	13	3
200	10	13	3
225	11	13	2
250	11	14	3
280	11	14	3
315	12	14	2
355	12	15	3
400	12	15	3

Tabelle 7.3 Richtwerte für Messflächeninhalt S und Messflächenmaß L_S von Normmotoren der Achshöhen 56 ... 400 mm nach DIN EN 21680 = ISO 1680 (neu) [1.5/1.6] nach DIN 45 635, Bl. 10 (überholt) [1.8]

Der A-Schallleistungspegel errechnet sich nach beiden Normen zu:

$$L_{WA} = L_{pA} + L_S$$

L_{WA} - A-Schallleistungspegel in dB(A)

L_{pA} - Über der Messfläche gemittelter A-Schalldruckpegel in dB(A)

L_S - Messflächenmaß in dB nach Abschnitt 7.2

$$L_S = 10 \cdot \lg(S/S_0)$$

S Messflächeninhalt in m²

S_0 Bezugswert 1 m²

Mit der Einführung des Schallleistungspegels und der unterschiedlichen Berechnung des Messflächenmaßes haben die internationalen Normengeber dem Anwender zwei große Stolpersteine in den Weg gelegt, die mit diesen Ausführungen nur aufgezeigt, aber nicht weggeräumt werden können:

Der Unterschied zwischen Schallleistungspegel und Schalldruckpegel beträgt 9 ... 15 dB, der Unterschied zwischen dem "neuen" und dem "alten" Messflächenmaß etwa 3 dB.

Beides sind Werte, die bei gleicher Basis auch einen Qualitätsunterschied signalisieren oder über die Berechtigung einer Reklamation entscheiden könnten

Bei der Kommunikation zwischen Hersteller und Betreiber ist daher eine eindeutige Klarstellung der Bezugsbasis notwendig.

8 Anordnung der Messpunkte

In DIN EN 21680 ist mit ausführlichen Skizzen festgelegt, wie eine **vollständige Messpunktanordnung** für Maschinen verschiedener Größe aussehen soll. **Bild 8** zeigt, dass für kleine und mittlere Maschinen 5 Messpunkte (Mikrofonstandorte) vorgesehen sind.

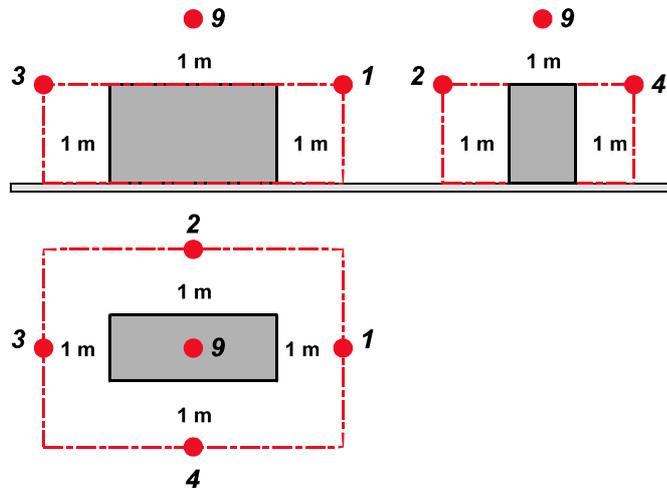


Bild 8 Vollständige Messpunktanordnung nach DIN EN 21680
Mikrofonanordnung an den Punkten 1, 2, 3, 4 und 9 im bevorzugten Messabstand 1 m vom Bezugsquader (s. Abschn. 6)

Zu einer **vereinfachten Messpunktanordnung** sagt die Norm unter 7.2.2:

"Bei Schallquellen mit einer symmetrischen Abstrahlcharakteristik kann es ausreichen, die Messpunkte lediglich über einen Teil der Messfläche zu verteilen. Dies ist zulässig, vorausgesetzt, dass aufgrund von Voruntersuchungen an baugleichen Maschinen gezeigt werden kann, dass für diesen speziellen Maschinentyp die Messungen zu Werten des Schalleistungspegels führen, welche nicht mehr als 1 dB von denen mit Hilfe einer vollständigen Messpunktanordnung ermittelten abweichen."

9 Betriebszustand der Maschine

In DIN EN 21680 heißt es unter 6.2:

"Die Maschine ist im Leerlauf mit Nennspannung(en), entsprechenden Drehzahlen und der entsprechenden Erregung zu betreiben."

In einem früheren Normenentwurf [1.3] war eine Messung bei Nennlast vorgesehen. Da diese aufwendige Messung jedoch kaum praktiziert wurde, hieß es dort einschränkend: "Man kann sich auf eine Messung im **Leerlauf** beschränken, wenn das Geräusch durch Überwiegen des aerodynamischen Geräuschanteils kaum von der Belastung der Maschine abhängig ist oder wenn der Einfluss der Last durch Messungen gleichartiger Maschinen bekannt ist. Der aerodynamische Geräuschanteil überwiegt im Gesamtgeräusch im Allgemeinen bei Maschinen mit höheren synchronen Drehzahlen (siehe hierzu auch **Tabelle 9**), wodurch in solchen Fällen sich die aufwendigere Geräuschmessung bei Last erübrigen kann."

Geräuschmessungen an elektrischen Maschinen bei Bemessungsleistung sind verhältnismäßig aufwendig, weil die Trennung der von der Belastungseinrichtung verursachten Geräusche physikalisch recht schwierig ist. Da der Einfluss der Belastung andererseits relativ gering ist, wurde bisher meist der Geräuschpegel der leerlaufenden Maschine genormt oder angegeben und es wurde ein pauschaler Zuschlag von etwa 3 dB genannt.

In IEC 60034-9 sind nun erstmalig differenzierte **Lastzuschläge** zum Leerlaufpegel festgeschrieben. Sie gelten bei 50 und 60 Hz.

Diese Richtwerte sind selbstverständlich **zu niedrig**, wenn der Motor in eine Übertragungs- oder Arbeitsmaschine integriert ist – also zum Beispiel bei Getriebemotoren oder Pumpen.

Bemessungsleistung P_N in kW	8polig	6polig	4polig	2polig
$1 < P_N \leq 11$	8	7	5	2
$11 < P_N \leq 37$	7	6	4	2
$37 < P_N \leq 110$	6	5	3	2
$110 < P_N \leq 400$	5	4	3	2

Tabelle 9 Richtwerte für die Geräuscherhöhung in dB von Drehstrom-Käfigläufermotoren bei Bemessungsleistung gegenüber dem Leerlauf bei 50 oder 60 Hz; Kühlart z. B. IC 411, Schutzart z. B. IP54

9.2 Messraum

Bei Getriebemotoren kommt der **Messung unter Last** erhöhte Bedeutung zu, da die Getriebegeräusche vorwiegend durch den Zahneingriff entstehen. Die Belastung mit den meist hohen Drehmomenten an der Arbeitswelle erfordert einen relativ großen Aufwand. **Bild 9.2.1** zeigt, wie der Abtrieb mit Hilfe einer Gelenkwelle verlängert und durch die Wand des Geräuschemsraumes zur Belastungseinrichtung geführt wird.

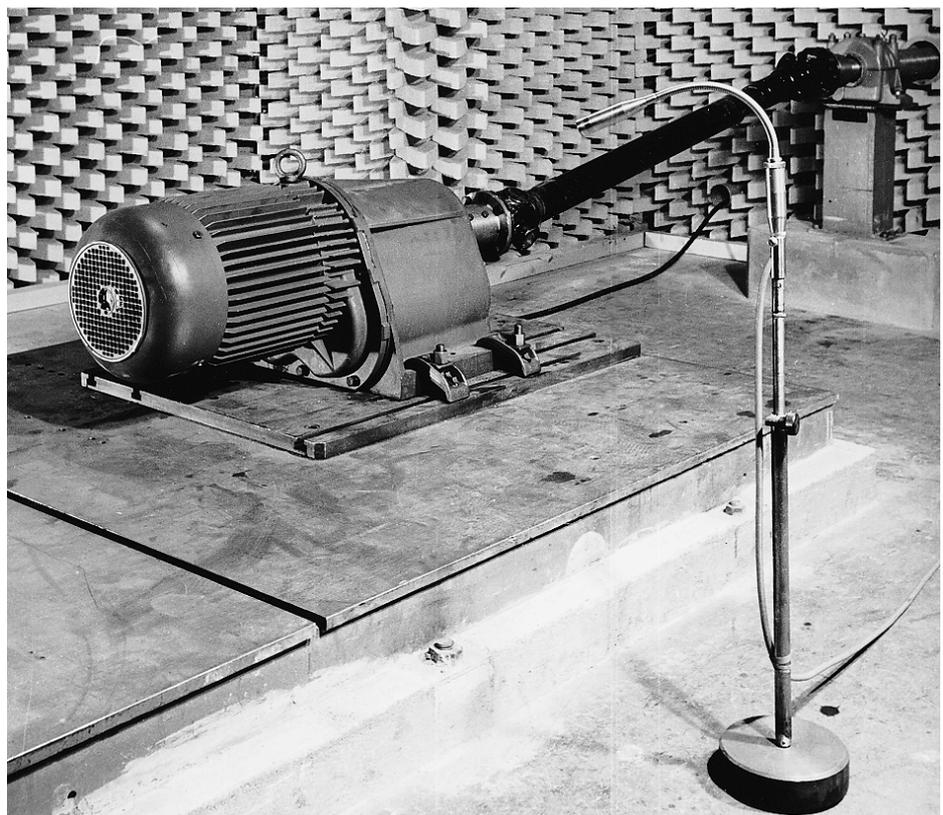


Bild 9.2.1 Verlängerung der Arbeitswelle eines Getriebemotors über Gelenkwelle mit Durchführung zur Belastungseinrichtung außerhalb des Messraumes

Zur Ausgestaltung des Messraumes sind in der Norm eine Reihe von Bedingungen genannt, unter welchen eine Messung in üblichen Maschinen-, Betriebs- oder Prüfräumen zulässig ist. Diese Festlegungen sind vor allem für große Maschinen und für Messungen am Aufstellungsort interessant. Für die Messung und Beurteilung von Getriebegeräuschen und für gezielte Maßnahmen zur Geräuschverminderung zeigte sich schon vor vielen Jahren, dass ein **spezieller Messraum** notwendig ist (**Bild 9.2.2**).

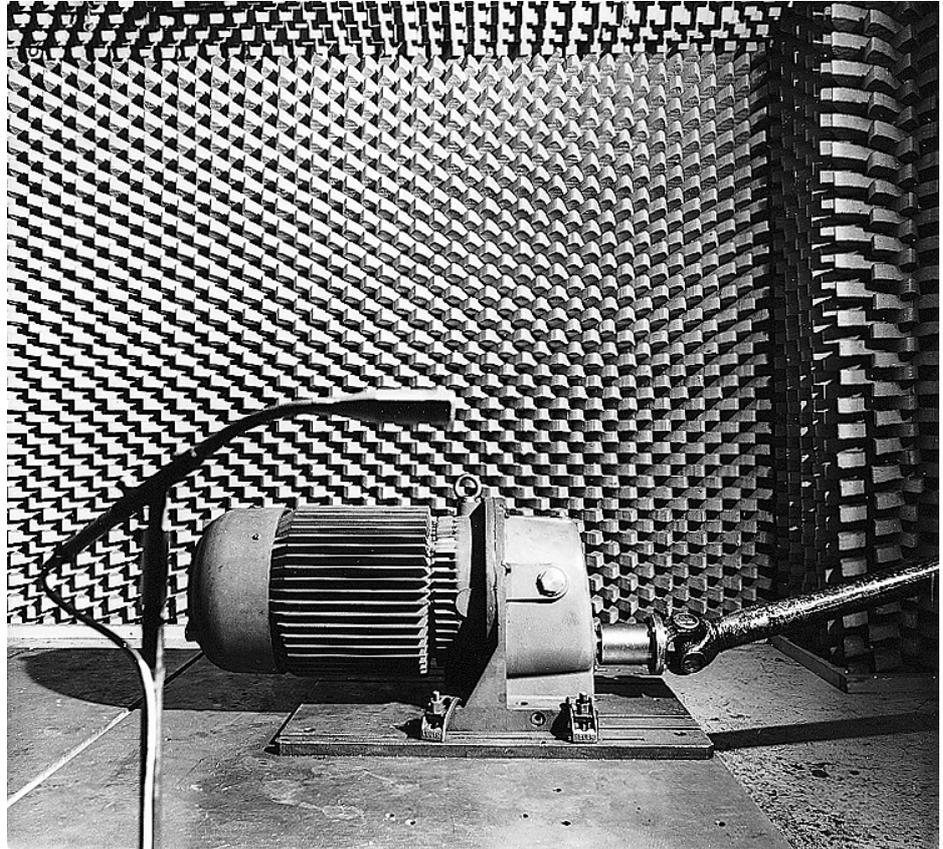


Bild 9.2.2 Geräuschmessraum der Firma Danfoss Bauer GmbH für Getriebemotoren

Ein Geräuschmessraum soll die ungestörte Ausbildung des Schallfeldes ermöglichen. Nach DIN 45363 Blatt 10, Abschnitt 5.5, sind die akustischen **Rückwirkungen** des Raumes als unwesentlich zu betrachten, wenn der Schalldruckpegel bei Verdopplung des Abstandes um wenigstens 4 dB abnimmt, also $b = 4$ dB in Bild 11.1. Im oben gezeigten Messraum wurden Werte für b zwischen 5 und 6 dB gemessen; der im Idealfall erreichbare Wert ist $b = 6$ dB. Der Raumpegel liegt bei etwa 30 dB(A) und lässt auf eine gute Abschirmung gegen Fremdgeräusche schließen.

10 Beurteilung von Arbeitslärm

In den bisherigen Abschnitten wurde vorwiegend die **Emission**, also die Schallausstrahlung von einer Schallquelle (z. B. einem Antriebsmotor), behandelt. Um einheitliche Beurteilungsmaßstäbe zu erhalten, wurde im deutschen Normenwerk festgelegt, dass der Messpfad 1 m vom Umriss der Geräuschquelle entfernt sein soll. In einigen internationalen Vorschriften ist ein Abstand von 3 m festgelegt, was beim Vergleich von Messwerten zu berücksichtigen ist.

Die folgenden Ausführungen befassen sich mit der zulässigen **Immission**, also der Einwirkung von Schall auf direkt oder indirekt Betroffene am Arbeitsplatz oder in der Nachbarschaft.

Die Grenzwerte für die Immission beziehen sich also auf den Standort des Betroffenen, der von der Geräuschquelle meist einen erheblich größeren Abstand als 1 m hat. Da der Schalldruckpegel mit der Entfernung stark abnimmt (s. Abschn. 11), liegt es im Interesse aller Beteiligten, die Angaben für Immission und Emission klar zu trennen (**Bild 10**).

Auf keinen Fall dürfen also die in diesem Abschnitt behandelten Grenzwerte der Immission als Forderung an den Hersteller eines Antriebs oder einer Arbeitsmaschine weitergegeben werden, ohne den vermutlich mehr als 1 m betragenden Abstand zu berücksichtigen.

Andererseits ist es auch falsch, wenn die auf den genormten Messabstand von 1 m bezogenen Angaben des Herstellers für die Emission eines Antriebs mit den Grenzwerten für die Immission verglichen werden, ohne den tatsächlichen Abstand zu berücksichtigen.

Hinweise für die Berechnung des mit dem Abstand abnehmenden Schalldruckpegels sind im Abschnitt 11 enthalten.

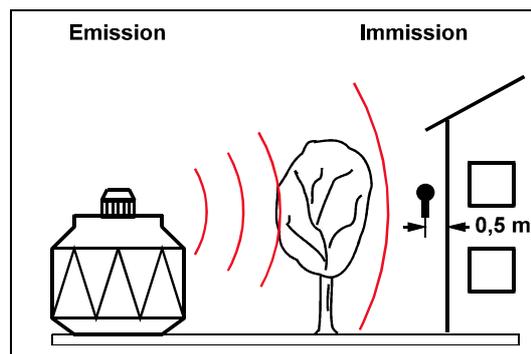


Bild 10
Darstellung der Begriffe
"Emission" und "Immission"

10.1 Beurteilungspegel

Für die Störfähigkeit eines Geräusches sind nicht nur die Lautstärke oder der gemessene Geräuschpegel von Bedeutung, sondern neben der Frequenzzusammensetzung auch die Zeitdauer der Einwirkung sowie der zeitliche Verlauf. Sollen auftretende Geräusche in Bezug auf ihre Lästigkeit bzw. ihren Grad der Gesundheitsschädigung beurteilt werden, muss man alle diese Faktoren berücksichtigen. Man wird einen sog. **Beurteilungspegel** L_r ermitteln, der in seinem Einwirken auf den Menschen einem Geräusch gleichgesetzt werden kann, dessen Schallpegel im Bezugszeitraum (z. B. 16 h) konstant bleibt. Für die Bestimmung des Beurteilungspegels ist die VDI-Richtlinie 2058 "Beurteilung von Arbeitslärm in der Nachbarschaft" richtungweisend. Das recht komplexe Verfahren umfasst eine zeitliche Mittelung der Messwerte, einen Abschlag für Fremdgeräusche, einen Zuschlag für Ruhezeiten und für Einzeltöne, einen Zuschlag für Impulse und eine Umrechnung auf den Bezugszeitraum.

10.2 UVV "Lärm"

In den Unfallverhütungsvorschriften "Lärm", herausgegeben vom "Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften" (VGB 121), gültig seit 17. April 1975, heißt es u. a.:

Geltungsbereich

§1. Diese Unfallverhütungsvorschrift gilt für Unternehmen, soweit sie Versicherte unter Lärmeinwirkung beschäftigen.

Begriffsbestimmungen

§2. (1) Lärm im Sinne dieser Unfallverhütungsvorschrift ist Schall (Geräusch), der das Gehör schädigen kann oder zu besonderen Unfallgefahren führt.

(2) Der Beurteilungspegel im Sinne dieser Unfallverhütungsvorschrift kennzeichnet die Wirkung eines Geräusches auf das Gehör. Er ist der Pegel eines für die Dauer einer achtstündigen Arbeitsschicht konstanten Geräusches oder, bei zeitlich schwankendem Pegel, der diesem gleichgesetzte Pegel. Er wird in dB(A) angegeben.

(3) Lärmbereiche im Sinne dieser Unfallverhütungsvorschrift sind Bereiche, in denen Lärm auftritt, bei dem ein Beurteilungspegel von 90 dB(A) erreicht oder überschritten wird.

Lärminderung

§3.(1) Der Unternehmer hat nach den hierfür geltenden besonderen Arbeitsschutz- und Unfallverhütungsvorschriften sowie nach den fortschrittlichen, in der Praxis bewährten Regeln der Technik unter Einbeziehung der gesicherten arbeitswissenschaftlichen Erkenntnisse dafür zu sorgen, dass

1. Arbeitsstätten so eingerichtet sind und
2. Arbeitsverfahren so gestaltet sind und angewandt werden, daß auf die Versicherten kein Lärm einwirkt.

(2) Arbeitseinrichtungen müssen nach den hierfür geltenden besonderen Arbeitsschutz- und Unfallverhütungsvorschriften sowie nach den fortschrittlichen, in der Praxis bewährten Regeln der Lärminderungstechnik unter Einbeziehung der gesicherten arbeitswissenschaftlichen Erkenntnisse beschaffen sein und betrieben werden.

Persönlicher Schallschutz

§4.(1) Ist die Vorschrift des §3 eingehalten und wirkt dennoch auf die Versicherten Lärm ein, bei dem ein Beurteilungspegel von 85 dB(A) überschritten wird, so hat der Unternehmer persönliche Schallschutzmittel zur Verfügung zu stellen.

Wirkt auf die Versicherten Lärm ein, bei dem ein Beurteilungspegel von 90 dB(A) erreicht oder überschritten wird, so müssen die Versicherten die zur Verfügung gestellten Schallschutzmittel benutzen.

(2) Der Technische Aufsichtsbeamte kann im Einzelfall Ausnahmen von Abs.1 erteilen, wenn durch die Benutzung von persönlichen Schallschutzmitteln die Unfallgefahr erhöht wird und auf andere Weise die Gefährdung nicht vermieden werden kann.

10.3 TA "Lärm"

In der Technische Anleitung "Lärm" aus der "Allgemeinen Verwaltungsvorschrift über genehmigungsbedürftige Anlagen nach §16 der Gewerbeordnung - GewO" heißt es u. a.:

1 Sachlicher Geltungsbereich

Diese Technische Anleitung gilt für die unter §16 der Gewerbeordnung (GewO) fallenden Anlagen. Sie enthält Vorschriften zum Schutz gegen Lärm, die von den zuständigen Behörden zu beachten sind

a) bei der Prüfung der Anträge auf Genehmigung zur Errichtung einer Anlage, zur Veränderung der Betriebsstätte einer Anlage, zur wesentlichen Veränderung in dem Betrieb einer Anlage,

b) bei nachträglichen Anordnungen über Anforderungen an die technische Einrichtung und den Betrieb einer Anlage.

2 Vorschriften zum Schutz gegen Lärm

2.1 Begriffe im Sinne dieser Technischen Anleitung

2.1.1 Lärm

Lärm ist Schall (Geräusch), der Nachbarn oder Dritte stören (gefährden, erheblich benachteiligen oder erheblich belästigen) kann oder stören würde.

2.1.2 Immission

Immission ist die Einwirkung eines von einer Anlage ausgehenden Geräusches auf Nachbarn oder Dritte. Immissionsrichtwerte unter Nummer 2.3.2.1.

2.1.3 Schallpegel L_A

Der Schallpegel L_A ist der mit der Frequenzbewertungskurve A nach DIN 45633 bewertete Schallpegel in dB(A).

2.3 Jeweiliger Stand der Technik, Immissionsrichtwerte im Sinne dieser Technischen Anleitung

2.3.1 Jeweiliger Stand der Technik

Die zuständige Behörde hat zur Beurteilung der Frage, ob hinsichtlich der von der Anlage ausgehenden Immissionen Lärmschutzmaßnahmen vorgesehen sind, die dem jeweiligen Stand der Lärmbekämpfungstechnik entsprechen, fortschrittliche vergleichbare Lärmschutzmaßnahmen, die sich im Betrieb bewährt haben (insbesondere verfahrens- oder bautechnischer Art sowie lärmindernde Einrichtungen), heranzuziehen. Hierbei sind jedoch technologisch bedingte unterschiedliche betriebliche Verhältnisse zu berücksichtigen.

2.3.2 Immissionsrichtwerte

2.3.2.1 Die Immissionsrichtwerte werden festgesetzt für

a) Gebiete, in denen nur gewerbliche oder industrielle Anlagen und Wohnungen für Inhaber und Leiter der Betriebe sowie für Aufsichts- und Bereitschaftspersonen untergebracht sind, auf 70 dB(A)

b) Gebiete, in denen vorwiegend gewerbliche Anlagen untergebracht sind, auf
tagsüber 65 dB(A)
nachts 50 dB(A)

c) Gebiete mit gewerblichen Anlagen und Wohnungen, in denen weder vorwiegend gewerbliche Anlagen noch vorwiegend Wohnungen untergebracht sind, auf
tagsüber 60 dB(A)
nachts 45 dB(A)

d) Gebiete, in denen vorwiegend Wohnungen untergebracht sind, auf
tagsüber 55 dB(A)
nachts 40 dB(A)

e) Gebiete, in denen ausschließlich Wohnungen untergebracht sind, auf
tagsüber 50 dB(A)
nachts 35 dB(A)

f) Kurgebiete, Krankenhäuser und Pflegeanstalten auf
tagsüber 45 dB(A)
nachts 35 dB(A)

g) Wohnungen, die mit der Anlage baulich verbunden sind, auf
tagsüber 40 dB(A)
nachts 30 dB(A)

Die Nachtzeit beträgt acht Stunden; sie beginnt um 22 Uhr und endet um 6 Uhr. Die Nachtzeit kann bis zu einer Stunde hinausgeschoben oder vorverlegt werden, wenn dies wegen der besonderen örtlichen oder wegen zwingender betrieblicher Verhältnisse erforderlich und eine achtstündige Nachtruhe des Nachbarn sichergestellt ist.

(Anmerkung: Die Zahlenwerte der TA Lärm stimmen mit der VDI-Richtlinie 2058 Blatt 1, gemäß Abschnitt 7.4, überein.)

2.4.2.1.1 Ort der Messungen

Wenn das an das Werksgelände angrenzende Gelände unbebaut ist, aber mit zum Aufenthalt von Menschen bestimmten Gebäuden bebaut werden darf, so ist 3 m von der Werksgeländegrenze entfernt in 1,2 m Höhe über dem Erdboden zu messen. Falls die örtlichen Gegebenheiten (z. B. Abschattung durch Mauern, Hanglage) eine andere Mikrofonaufstellung erfordern, ist dies im Messprotokoll zu begründen.

Wenn das an das Werksgelände angrenzende Gelände mit einem oder mehreren zum Aufenthalt von Menschen bestimmten Gebäuden bebaut ist, so ist 0,5 m vor dem geöffneten, vom Lärm am stärksten betroffenen Fenster zu messen.

2.4.2.1.2 Zeit der Messungen

Die Messzeit ist so zu wählen, daß die angezeigten Messwerte für das Geräusch kennzeichnend sind. In den Fällen, in denen die Einhaltung der Immissionsrichtwerte fraglich ist, soll zu einer Zeit gemessen werden, zu der die an diesem Ort vorherrschende Wetterlage gegeben ist. Liegt eine Schneedecke, ist der Boden gefroren, bestehen außergewöhnliche Windverhältnisse oder liegen sonstige außergewöhnliche Verhältnisse vor, die voraussichtlich das Messergebnis verfälschen, sollen keine Schallmessungen vorgenommen werden.

10.4 VDI-Richtlinien für die Nachbarschaft

Die VDI-Richtlinien für die "Beurteilung von Arbeitslärm in der Nachbarschaft" VDI 2058, Blatt 1, geben nach einer allgemeinen Einführung im Abschnitt 1 u. a. folgende Hinweise und Grenzwerte:

2 Zweck und Anwendung

Zweck der Richtlinie ist es, die Einwirkung von Lärm auf die Nachbarschaft zu beurteilen, um eine Gefährdung, erhebliche Benachteiligung oder erhebliche Belästigung durch Arbeitslärm zu erkennen. Die Richtlinie soll eine Anleitung geben, einen Zahlenwert für die Schallbelastung durch ein zu beurteilendes Geräusch am Aufstellungsort des Mikrofons zu bestimmen (Beurteilungspegel), der durch Vergleich mit den aus Erfahrung abgeleiteten Richtwerten eine Beurteilung ermöglicht. Die Richtlinie ist insbesondere zur Anwendung im Einwirkungsbereich von gewerblichen Anlagen bestimmt und soll als Ergänzung gesetzlicher und verwaltungsrechtlicher Bestimmungen dienen.

3.3 Immissionsrichtwerte

Im Allgemeinen liegt keine Gefährdung, erhebliche Benachteiligung oder erhebliche Belästigung der Nachbarschaft vor, wenn der Beurteilungspegel am Aufstellungsort des Mikrofons die folgenden Richtwerte nicht überschreitet. Die Richtwerte stimmen mit den Festlegungen der TA Lärm, Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm zu 16 GewO, überein. Sie sind auf den Erfahrungen der bisherigen Richtlinie VDE 2058 (Ausgabe Juli 1960) aufgebaut.

3.3.1 Immissionsrichtwerte "Außen"

- a) für Einwirkungsorte, in deren Umgebung nur gewerbliche Anlagen und ggf. ausnahmsweise Wohnungen für Inhaber und Leiter der Betriebe sowie für Aufsichts- und Bereitschaftspersonen untergebracht sind 70 dB(A)
- b) für Einwirkungsorte, in deren Umgebung vorwiegend gewerbliche Anlagen untergebracht sind
 - tags 65 dB(A)
 - nachts 50 dB(A)
- c) für Einwirkungsorte, in deren Umgebung weder vorwiegend gewerbliche Anlagen noch vorwiegend Wohnungen untergebracht sind
 - tags 60 dB(A)
 - nachts 45 dB(A)
- d) für Einwirkungsorte, in deren Umgebung vorwiegend Wohnungen untergebracht sind
 - tags 55 dB(A)
 - nachts 40 dB(A)

e) für Einwirkungsorte, in deren Umgebung ausschließlich Wohnungen untergebracht sind

tags 50 dB(A)

nachts 35 dB(A)

f) für Kurgebiete, Krankenhäuser, Pflegeanstalten, soweit sie als solche durch Orts- oder Straßenbeschilderung ausgewiesen sind

tags 45 dB(A)

nachts 35 dB(A)

Es soll vermieden werden, dass kurzzeitige Geräuschspitzen den Richtwert am Tage um mehr als 30 dB(A) überschreiten.

Zur Sicherung der Nachtruhe sollen nachts auch kurzzeitige Überschreitungen der Richtwerte um mehr als 20 dB(A) vermieden werden.

3.3.2 Immissionsrichtwerte "Innen"

Bei Geräuschübertragung innerhalb von Gebäuden und bei Körperschallübertragung betragen die Richtwerte für Wohnräume, unabhängig von der Lage des Gebäudes, in einem der im Abschn. 3.3.1 unter a) bis f) genannten Gebiete

tags 35 dB(A)

nachts 25 dB(A)

Es soll vermieden werden, dass kurzzeitige Geräuschspitzen den Richtwert um mehr als 10 dB(A) überschreiten.

Bei anderer Nutzung der Räume (z. B. als Büroräume) können heute noch keine Richtwerte angegeben werden. Im Einzelfall ist deshalb ein Sachverständiger zu fragen.

4.2 Mikrofonaufstellung

Bei Messungen "Außen" nach Abschn. 3.3.1 soll das Mikrofon 0,5 m außerhalb – etwa vor der Mitte des geöffneten Fensters – aufgestellt werden.

Bei Anordnung am geöffneten Fenster, etwa 1 m innerhalb des Raumes, ist mit einer Pegelminderung von ca. 5 dB(A) zu rechnen. Bei Aufstellung in der Fensterebene, z. B. bei Regen und Wind, sind die Ergebnisse ohne Korrektur als Anhaltswerte verwendbar, sofern nicht durch den Wind die Schallübertragung zu stark gegenüber der sonst vorherrschenden Wetterlage verändert wird.

Abweichend hiervon soll das Mikrofon in 3 bis 4 m Abstand von den betroffenen Gebäuden in mindestens 1,2 m Höhe aufgestellt werden, wenn eine Messung vor dem geöffnetem Fenster nicht möglich oder nicht ratsam ist, z. B. wenn der Bewohner nicht informiert oder (nachts) nicht gestört werden soll, die Fenster nicht geöffnet werden können.

Falls zur Messung der Einwirkung auf geplante mehrgeschossige Gebäude oder wegen örtlicher Gegebenheiten (z. B. Abschattung durch Mauern, Hanglage) eine andere Mikrofonaufstellung, z. B. in größerer Höhe, erforderlich ist, so ist dies im Messbericht anzugeben.

Bei Messungen "Innen" nach Abschn. 3.3.2 wird der Schallpegel bei geschlossenen Fenstern und Türen und üblicher Raumausstattung 1,2 m über dem Fußboden und mindestens 1,2 m von den Wänden entfernt ermittelt. Bei hervortretenden Einzeltönen ist auf stehende Wellen zu achten.

Das Mikrofon ist vorzugsweise dort aufzustellen, wo sich in der Regel Personen aufhalten.

Bei Messungen in unmöblierten Räumen kann der Schallpegel um einige dB(A) höher liegen (vgl. DIN 4109 Bl. 2, Abschn.5, Fußnote).

Treten am Aufstellungsort des Mikrofons merkliche Bodenvibrationen auf, so ist durch schwingungsisierte Anordnung des Mikrofons (und ggf. des Messgerätes) dafür zu sorgen, dass der Einfluss der Erschütterungen auf die Anzeige so gering wie möglich ist. Ein in der Hand gehaltenes Mikrofon oder Messgerät ist im allgemeinen genügend schwingungsisiert. Dabei ist jedoch zu beachten, daß dicht hinter dem Mikrofon stehende Personen das Messergebnis beeinflussen können.

10.5 VDI-Richtlinien für den Arbeitsplatz

Die VDI-Richtlinien für die "Beurteilung von Arbeitslärm am Arbeitsplatz hinsichtlich Gehörschaden" VDI 2058, Blatt 2, geben keine nach Arbeitsplatz und Tätigkeit abgestuften Grenzwerte, sondern nur noch u. a. folgende Hinweise:

1. Zweck und Anwendung

Zweck der Richtlinie ist es, eine einfache und praktikable Verfahrensweise zur Beurteilung von Lärm am Arbeitsplatz mit dem Ziel der Verhütung von Gehörschäden anzugeben. Die Durchführung der in der Richtlinie empfohlenen Schallmessungen und Hörprüfungen läßt erwarten, das in wenigen Jahren eine größere Anzahl von Ergebnissen aus der Praxis vorliegt, die gesichertere Aussagen über zulässige Lärmeinwirkungen erlaubt.

Anzuwenden ist die Richtlinie für alle Arbeitsplätze, an denen die Gefahr einer Gehörschädigung bestehen könnte. Die Richtlinie wendet sich an alle, die sich mit Fragen der Verhütung von Gehörschäden durch Lärm befassen.

2.1. A-Schallpegel

Der A-Schallpegel L_A ist der mit der A-Bewertungskurve nach DIN 45633 Blatt 1 bestimmte Schallpegel. Er ist ein Maß für die Stärke des Geräusches und wird in dB(A) angegeben.

2.2. Beurteilungspegel

Der Beurteilungspegel L (rating sound level) ist der Pegel eines zeitlich konstanten Geräusches, der dem zeitlich schwankenden Pegel in seiner Wirkung auf das Gehör in dieser Richtlinie gleichgesetzt wird.

2.3. Hörminderung

Hörminderung ist eine Hörschwellenverschlechterung. Sie wird in dB angegeben. Als bleibend gilt die Minderung des Hörvermögens, wenn sich die Schwellenverschiebung nicht zurückbildet (permanent threshold shift, PTS). Mittlere Altershörminderung ist die in der Bevölkerung von Industriestaaten im Mittel auftretende altersbedingte bleibende Hörminderung, Tafel 1.

Tafel 1 Altershörminderung

Alter	Männer Testfrequenz					Frauen Testfrequenz				
	1	2	3	4	6 kHz	1	2	3	4	6 kHz
bis 25	0	0	0	0	0 dB	0	0	0	0	0 dB
25 bis 30	0	0	1	1	2 dB	0	0	1	1	1 dB
30 bis 35	0	1	3	4	5 dB	0	1	2	2	3 dB
35 bis 40	1	3	5	7	9 dB	1	2	3	4	6 dB
40 bis 45	2	5	8	11	14 dB	3	4	5	7	9 dB
45 bis 50	4	7	12	16	18 dB	4	6	8	10	13 dB
50 bis 55	5	9	17	20	24 dB	6	8	11	13	18 dB
55 bis 60	7	12	21	26	30 dB	7	11	14	17	22 dB
60 bis 65	9	16	26	31	37 dB	10	14	18	22	28 dB

3. Schallpegelrichtwert

Als Schallpegelrichtwert im Sinne dieser Richtlinie gilt ein Schallpegel (Beurteilungspegel) von 90 dB(A), da bei ununterbrochener jahrelanger Einwirkung von 90 dB(A) während der Arbeitsschicht für einen beträchtlichen Teil der Betroffenen die Gefahr einer Gehörschädigung besteht. Bei höheren Schallpegeln können Gehörschäden entsprechend früher und nach kürzeren täglichen Einwirkungen eintreten. Auch bei niedrigeren Schallpegeln sind Gehörschäden nicht auszuschließen, insbesondere wenn Frequenzen über 1000 Hz überwiegen. Verkürzungen oder Unterbrechungen der täglichen Einwirkungen vermindern die Gefahr der Hörminderung. Wie groß die Gefahr der Gehörschädigung bei dem einzelnen Betroffenen ist, kann nur durch audiometrische Überwachungen festgestellt werden.

10.6

Tarifzuschläge

Im derzeit gültigen Lohn- und Gehaltsrahmentarifvertrag der Metallindustrie für den Tarifbezirk Nordwürttemberg/Nordbaden gehen in die Lohnfestlegung folgende Bewertungsmerkmale ein:

	Bewertungsmerkmal	Wichtefaktor
1	Kenntnisse	1,0
2	Geschicklichkeit	0,8
3	Zusätzlicher Denkprozeß	0,8
4	Verantwortung für die eigene Arbeit	0,8
5	Verantwortung für die Arbeit anderer	0,6
6	Verantwortung für die Sicherheit anderer	0,9
7	Belastung der Sinne und Nerven	0,9
8	Belastung der Muskeln	0,8
9	Schmutz	0,3
10	Staub	0,3
11	Öl/Fett	0,2
12	Temperatur	0,3
13	Nässe, Säure, Lauge	0,2
14	Gase, Dämpfe	0,2
15	Lärm (siehe Lärmtabelle Anlage 3)	-
16	Erschütterungen	0,1
17	Blendung und Lichtmangel	0,2
18	Erkältungsgefahr	0,2
19	Unfallgefahr	0,3
20	Hinderliche Schutzkleidung	0,1

Der Lärm wird im Gegensatz zu den insgesamt 20 anderen Einflüssen nicht mit einem Wichtefaktor, sondern direkt mit einem Arbeitswert berücksichtigt. Die Höhe des Lärmpegels ist in der "Lärmtabelle" in insgesamt 12 Schalldruckpegel-Stufen von 70 bis 90 dB(A) eingeteilt. Bild 10.6 zeigt den mit dem Pegel progressiv ansteigenden "Arbeitswert", der nach entsprechender Umwertung zu einer höheren Lohngruppe führen kann.

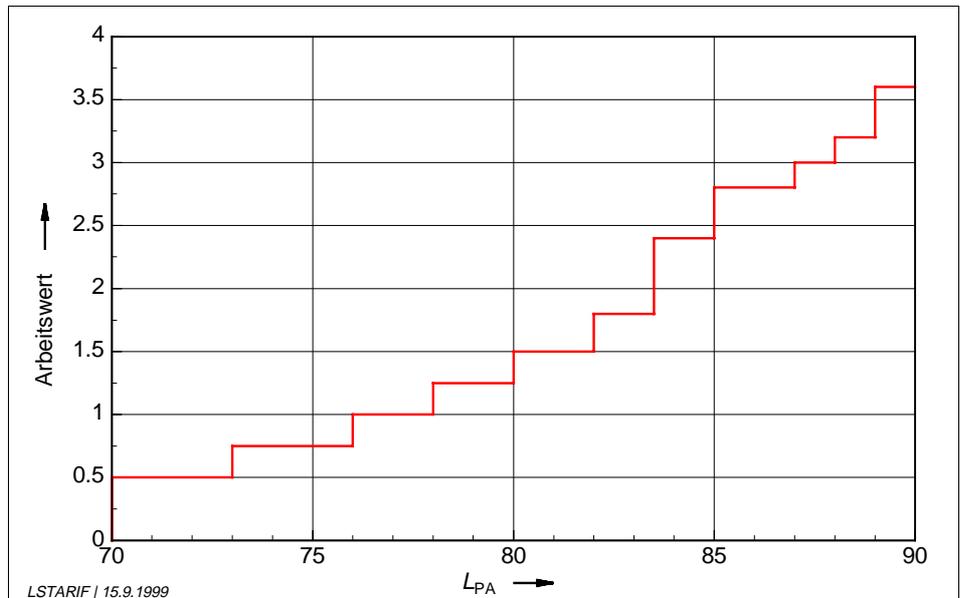


Bild 10.6 Arbeitswert zur Berücksichtigung des A-Schalldruckpegels L_{PA} bei der Lohnfindung nach Tarifvertrag in der Metallindustrie Nordwürttemberg/Nordbaden

11 Einfluss von Abstand und Reflexion

Oft werden Angaben darüber verlangt, wie sich die im Abstand von 1 m ermittelte Maschinengeräuschstärke in einer bestimmten Entfernung auswirken wird. Ausbreitungsdämpfung, Abmessung und Form der Schallquelle sowie Reflexion am Aufstellungsort können zu sehr unterschiedlichen Ergebnissen führen.

Das nachstehend beschriebene Verfahren liefert daher nur grobe Richtwerte.

11.1 Pauschale Berücksichtigung von Absorption und Reflexion

Ausgehend vom gemessenen Schalldruckpegel im normalen Messabstand von 1 m, können **Bild 11.1** Richtwerte für die **Abnahme des Schalldruckpegels** um den Wert ΔL_A entnommen werden.

Als Ausgangswert dient der Schallpegel mit dem Messradius $r = 1$ m.

Bei Getriebemotoren kann der nach DIN 45635 gemessene Schalldruckpegel, der in 1 m Abstand ermittelt wurde, mit ausreichender Genauigkeit zugrunde gelegt werden. Zu beachten ist, dass die nach DIN 45635 ermittelten Werte für einen Abstand von 1 m von der Umrisslinie gelten, während sich der Abstand a in diesem Verfahren auf den Bezugsquader (s. Abschn. 6) bezieht. Für genauere Berechnungen müsste ein Vergleichsschallpegel ermittelt werden.

Der Parameter b muss entsprechend den Bedingungen am Einsatzort abgeschätzt werden. Für eine nähere Berechnung sind **Absorption** und **Reflexion** zu berücksichtigen.

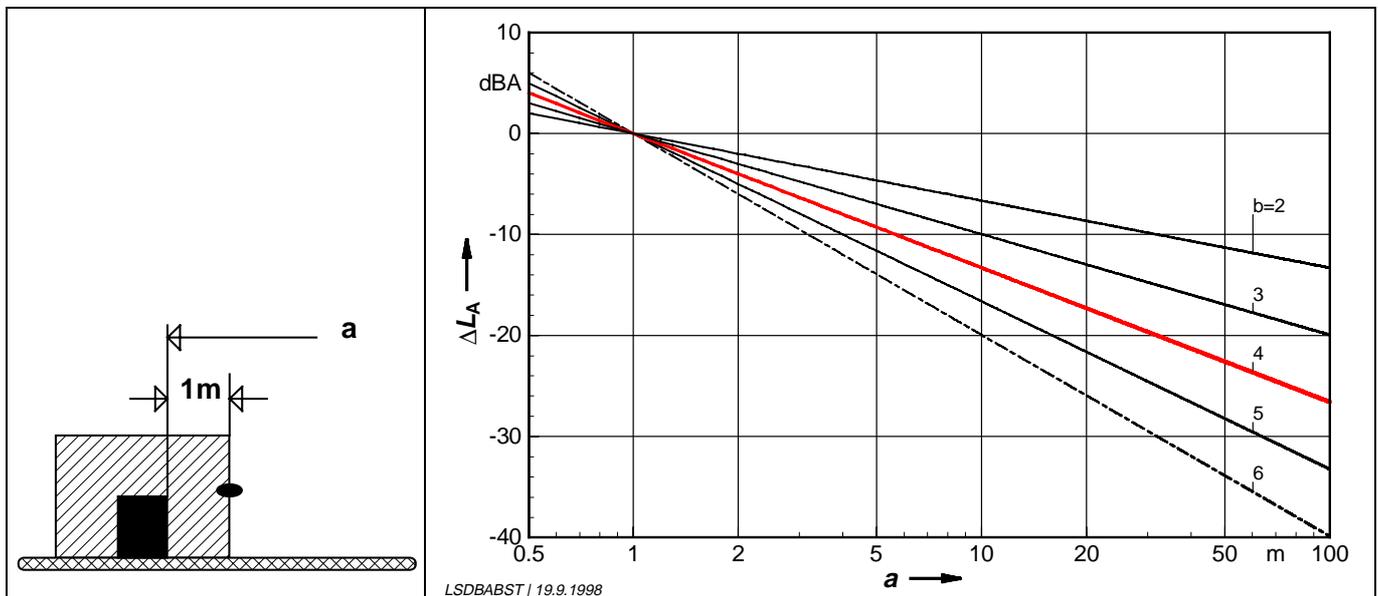


Bild 11.1 Abnahme des A-Schalldruckpegels ΔL_A mit dem Abstand a vom Bezugsquader einer Schallquelle

ungestörtes Schallfeld	$b.. = 6$
gestörtes Schallfeld im Freien	$b.. = 4 \dots 6$
gestörtes Schallfeld in Räumen	$b.. = 2 \dots 4$

11.2 **Detaillierte Berücksichtigung von Absorption und Reflexion**

Der folgende Rechengang sowie die Tabellen und Diagramme wurden NEMA MG 3-1974 entnommen und auf metrische Einheiten umgewertet.

Berechnung der **Flächen** $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ in m^2 von allen umgebenden Böden, Wänden, Decken.

Bestimmung der **Absorptions-Koeffizienten**

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$, je nach Beschaffenheit der Teilflächen aus **Tabelle 11.2.1**.

Berechnung des Mittelwertes für den **Absorptions-Koeffizienten**:

$$\bar{\alpha} = \frac{A_1 \cdot \alpha_1 + A_2 \cdot \alpha_2 + \dots + A_n \cdot \alpha_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

Berechnung der **Gesamtfläche**:

$$A = A_1 + A_2 + \dots + A_n$$

Berechnung der **Raumkonstante**:

$$R = \frac{A \cdot \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

Bestimmung der **Geräuschabnahme ΔL** aus **Bild 11.2.2**

	Absorptions-Koeffizient α
Baumaterial	
Betonsteine, roh	0,36
Betonsteine, gestrichen	0,07
Gipsplatten	0,07
Glasfaserplatten, 25 mm dick	0,75
Glas, gewöhnliche Fenster	0,16
Glas, in großen, schweren Platten	0,04
Holz	0,09
Holzparkett auf Asphalt oder Beton	0,06
Linoleum, Asphalt, Gummi oder Korkbelag auf Beton	0,03
Metallplatten	0,03
Schallschluckplatten	0,42
Vorhänge, schwer	0,65
Ziegel, roh	0,04
Ziegel, gestrichen	0,02

Tabelle 11.2.1 Absorptions-Koeffizienten α für Flächen nach NEMA MG 3-1974

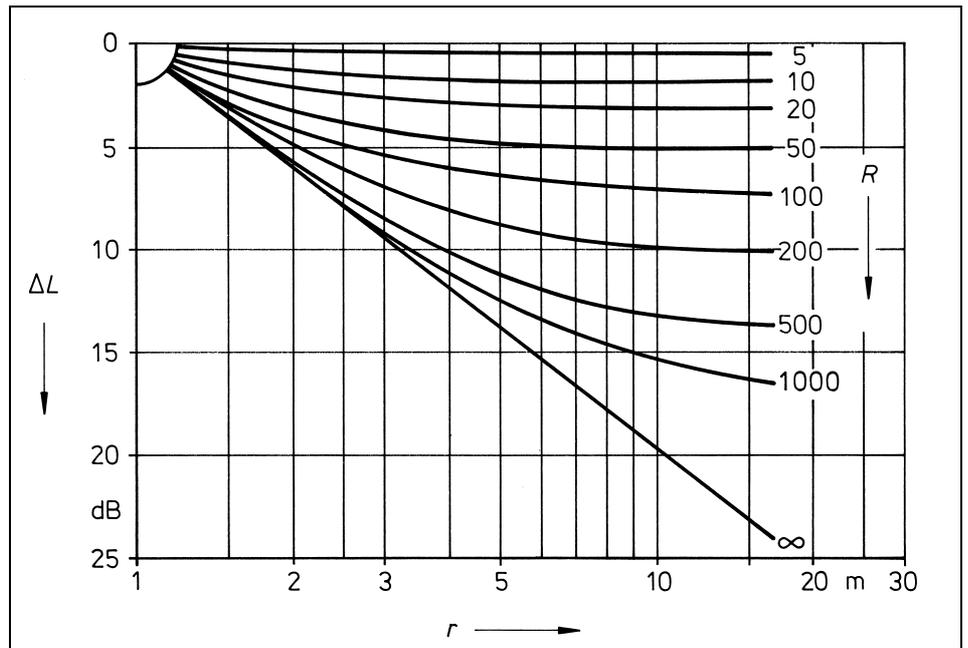


Bild 11.2.2 Geräuschabnahme ΔL in Abhängigkeit von Abstand r und Raumkonstante R nach NEMA MG 3-1974

12 Addition von Schalldruckpegeln

Die logarithmischen Rechengesetze für die Bildung von Schallpegeln lassen eine einfache Addition nicht zu. Zwei Schallpegel gleicher Höhe ergeben vielmehr einen um 3 dB höheren Summenpegel, also $60 \text{ dB} + 60 \text{ dB} = 63 \text{ dB}$ oder $80 \text{ dB} + 80 \text{ dB} = 83 \text{ dB}$.

In allgemeiner Form gilt

$$L_1 = 10 \lg(I_1/I_0)$$

L_1 - Schallpegel bei einem bestimmten Schalldruck p_1

I_1 - Schallintensität bei einem bestimmten Schalldruck p_1

I_0 - Schallintensität beim Schalldruck p_0 an der Hörschwelle

Für n Schallquellen gleicher Intensität wird

$$L = 10 \lg(n \cdot I_1/I_0) = 10 \lg(I_1/I_0) + 10 \lg n = L_1 + 10 \lg n$$

Für zwei Schallquellen, also $n = 2$ wird

$$L = L_1 + 10 \lg 2 = L_1 + 10 \cdot 0,3 = L_1 + 3$$

Diese Addition ist nur zulässig, wenn die Schallquellen dicht beieinander stehen. Bei räumlich verteilten Maschinen der Anzahl n mit den gleichen Einzelpegeln L_1 beträgt der mittlere Gesamtpegel im Raum näherungsweise

$$L \approx L_1 + 5 \lg(n)$$

Das **Bild 12.1** erlaubt die einfache Addition von zwei verschiedenen hohen Schalldruckpegeln.

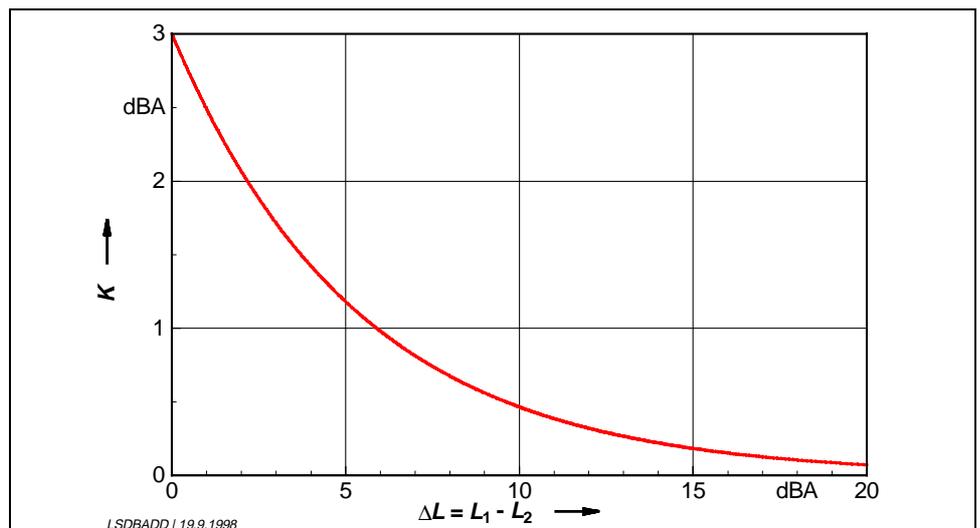


Bild 12.1 Diagramm für die Addition von zwei Schallpegeln L_1 und L_2
Wert K ist zum höheren der beiden Pegel zu addieren

Beispiel : Schalldruckpegel $L_1 = 65 \text{ dB(A)}$
 Schalldruckpegel $L_2 = 59 \text{ dB(A)}$
 Pegeldifferenz $\Delta L = L_1 - L_2 = 65 - 59 = 6 \text{ dB(A)}$
 Korrekturwert $K = 1 \text{ dB}$
 Gesamtpegel $L = L_1 + K = 65 + 1 = 66 \text{ dB(A)}$

Diese **Gesetze** gelten selbstverständlich auch für die Subtraktion von Schalldruckpegeln und vermitteln eine **wichtige Erkenntnis**:

Wenn Antrieb und Arbeitsmaschine etwa gleiche Einzelpegel, z. B. je 80 dB(A) und zusammen also 83 dB(A) , aufweisen, so hat es wenig Sinn, allein vom Antrieb eine wesentliche Geräuschverminderung zu fordern. Selbst wenn der Antrieb auf etwa 70 dB(A) reduziert werden könnte, bliebe ein Gesamtpegel von $80,4 \text{ dB(A)}$

Die logarithmischen Gesetze für die Addition von mehreren Schallquellen sollen mit **Bild 12.2** nochmals deutlich gemacht werden.

Aus diesem Diagramm ist beispielsweise abzulesen

- Besteht eine Schallquelle J_2 aus 2 gleich lauten Quellen J_1 so ist J_2 um 3 dB(A) lauter als J_1 .
- Besteht eine Schallquelle J_2 aus 10 gleich lauten Quellen J_1 , so ist J_2 um 10 dB(A) lauter als J_1 .
- Besteht eine Schallquelle J_2 aus 100 gleich lauten Quellen J_1 , so ist J_2 um 20 dB(A) lauter als J_1 .

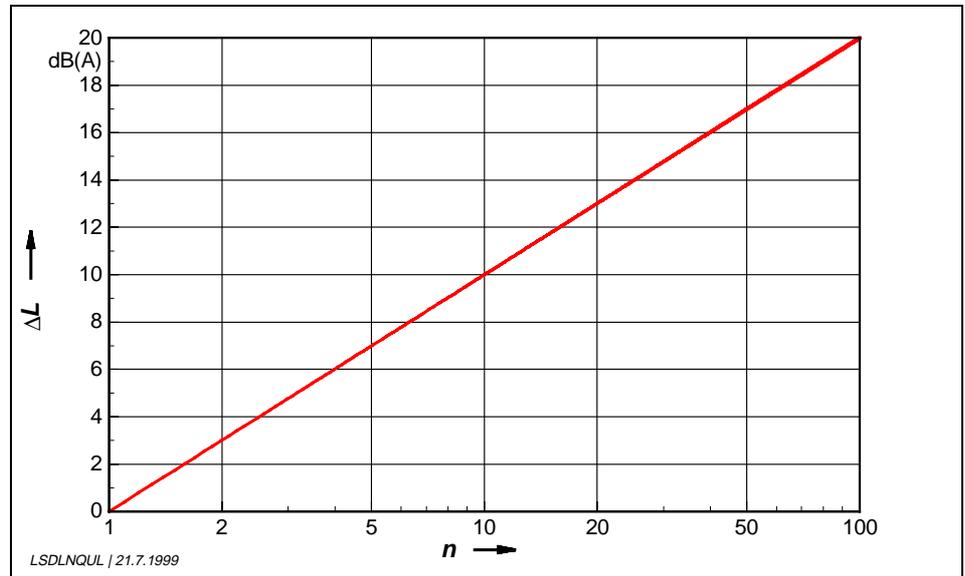


Bild 12.2 Zunahme ΔL bei der Addition von n Schallquellen gleicher Stärke gegenüber dem Schallpegel einer einzelnen Quelle

13 Geräuschgrenzwerte nach Normen

Schon in der Ausgabe von 1966 der VDE 0530 "Bestimmungen für elektrische Maschinen" [1.1] waren Grenzwerte für die Geräuschstärken enthalten, die auf Entwürfe des Jahres 1962 zurückgingen. Dies dokumentiert die frühzeitigen Bemühungen der Hersteller und Betreiber von elektrischen Maschinen sowie der deutschen Normengremien, einen aktiven Beitrag zum Umweltschutz zu leisten – auch ohne Anstoß durch Behörden oder öffentlich propagiertes Umweltbewusstsein.

13.1 Entwicklung der IEC-Grenzwerte 1972 ... 1997

1972 entstand als IEC-Publikation 34-9 eine von 17 Ländern getragene internationale Empfehlung, mit der DIN VDE 0530 Teil 9 vom Dezember 1984 als HD 53.9 teilweise harmonisiert ist [1.2].

Die Hersteller haben intensiv an der Verbesserung des Geräuschverhaltens ihrer Konstruktionen gearbeitet; die bemerkenswerten Erfolge haben sich in der 2. Ausgabe von IEC 34-9 (1990) und in deren 3. Ausgabe als IEC 60034-9 (1997) niedergeschlagen [1.4].

Die Verminderung der weltweit gültigen Norm-Grenzwerte ist eine verzögerte Anpassung an den Stand der Technik, der auf dem Gebiet der Geräuschemission elektrischer Maschinen in den letzten 25 Jahren erreicht wurde (**Bild 13.1**).

Die Grenzwerte für Drehstrom-Käfigläufermotoren im Normbereich entsprechen nun auch dem Stand der Europäischen Normen, wie er in DIN EN 60034-9; Klassifikation VDE 0530 Teil 9 vom Juni 1998 festgeschrieben ist [1.3].

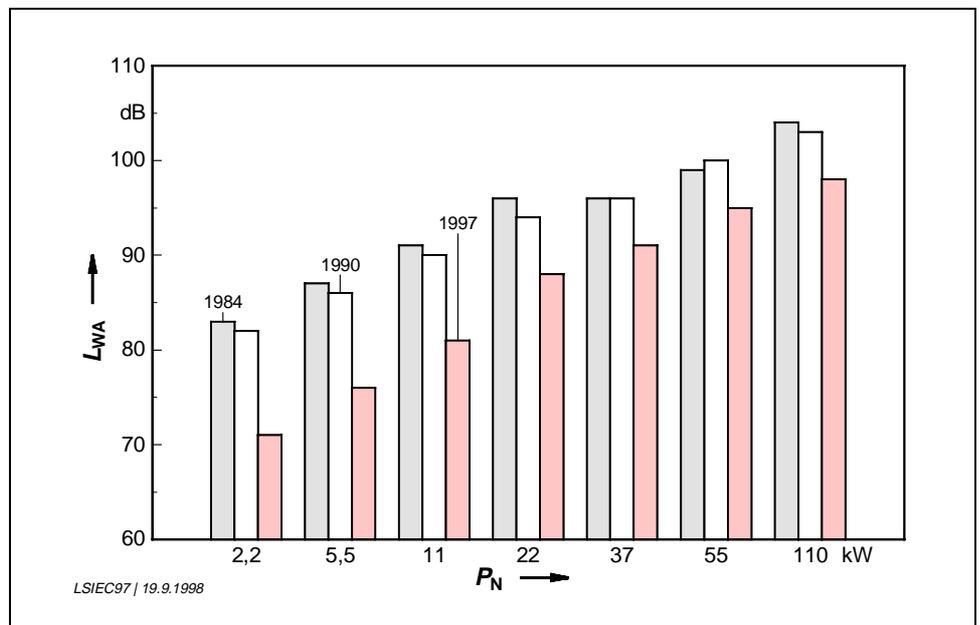


Bild 13.1 Entwicklung der Grenzwerte für den A-Schalleistungspegel 4poliger Drehstrom-Käfigläufermotoren der Kühlart IC411, Schutzart IP54 in den drei Ausgaben von IEC 60034-9

13.2 Grenzwerte für alle Maschinenarten

Gewissermaßen als »Dach« für **alle Arten** von drehenden elektrischen Maschinen sind in Tabelle 1 der Norm Grenzwerte für sechs Drehzahlstufen im Bereich 600 ... 3750 r/min, für zehn IC-Kühlarten nach IEC 60034-6 und für vier typische IP-Schutzarten nach IEC 60034-5 festgelegt.

Der Auszug in **Tabelle 13.2** beschränkt sich auf den Bereich, der durch mit Normmotoren vergleichbare Baugrößen abgedeckt wird. Die erste Leistungsgruppe ($1,0 < P_N \leq 1,1$) macht wenig Sinn, wird aber von kompetenter Stelle als richtig bezeichnet.

n_N (r/min) →						960	1320	1900	2360	3150	
						$n_N \leq$	$< n_N \leq$	$< n_N \leq$	$< n_N \leq$	$< n_N \leq$	
						960	1320	1900	2360	3150	3750
↓	P_N (kW)				L_S^* (dB) 1) / 2)	Leerlauf - Grenzwert für den A-Schalleistungspegel L_{WA} in dB(A)					
1,0	<	P_N	≤	1,1	9 / 12	73	76	78	81	84	88
1,1	<	P_N	≤	2,2	10 / 12	74	78	82	85	88	91
2,2	<	P_N	≤	5,5	10 / 12	78	82	86	90	93	95
5,5	<	P_N	≤	11	10 / 12	82	85	90	93	97	98
11	<	P_N	≤	22	11 / 13	86	88	94	97	100	100
22	<	P_N	≤	37	11 / 13	90	91	98	100	102	102
37	<	P_N	≤	55	11 / 14	93	94	100	102	104	104
55	<	P_N	≤	110	12 / 14	96	98	103	104	106	106
110	<	P_N	≤	220	12 / 14	99	102	106	107	109	110
220	<	P_N	≤	550	12 / 15	102	105	108	109	111	113

* In der Norm nicht enthaltene Richtwert bei $1320 < n_N \leq 1900$ r/min (z. B. 4poliger DAM)

- 1) nach DIN 45635, Bl.1/05.74 (überholt)
- 2) nach DIN EN 21680/11.91

Tabelle 13.2 Geräuschgrenzwerte nach IEC 60034-9 (1997) für elektrische Maschinen aller Art im Bereich der genormten Baugrößen; Kühlart IC 411, Schutzart IP44 oder IP54

13.3 Grenzwerte für Drehstrom-Käfigläufermotoren (Normmotoren)

Erstmalig wird in IEC 60034-9 ein in der deutschen Normenpraxis schon lange bewährtes Prinzip übernommen: Die Geräuschgrenzwerte der in der Anwendung überwiegenden und in der Entwicklung weit fortgeschrittenen Normmotoren werden in einer getrennten Tabelle 2 der Norm dargestellt.

Bei der Anwendung dieser und der folgenden Tabellen ist zu beachten, dass die Geräuschgrenzen nach Motor-Bemessungsleistungen gestuft sind. Sie können über die Typenleistung auch einer Motor-Baugröße zugeordnet werden, wenn die Baugröße im Rahmen der Normen voll ausgenutzt ist.

						8polig		6polig		4polig		2polig	
						50 Hz	60 Hz						
↓	P_N (kW)			L_S^* (dB) 1) / 2)	Leerlauf - Grenzwert für den A-Schalleistungspegel L_{WA} in dB(A)								
1,0	<	P_N	≤		2,2	9 / 12	71	71	71	71	71	71	81
2,2	<	P_N	≤	5,5	10 / 12	76	76	76	76	76	76	86	88
5,5	<	P_N	≤	11	10 / 12	80	80	80	80	81	81	91	91
11	<	P_N	≤	22	11 / 13	84	84	84	84	88	88	94	94
22	<	P_N	≤	37	11 / 13	87	87	87	87	91	91	96	100
37	<	P_N	≤	55	11 / 14	89	90	90	91	94	95	98	101
55	<	P_N	≤	110	12 / 14	92	93	94	95	97	98	100	104
110	<	P_N	≤	220	12 / 14	96	97	98	99	101	102	103	107
220		P_N		400	12 / 15	98	99	101	102	105	106	107	110

* Richtwert für 4poligen Normmotor
 1) nach DIN 45635, Bl.1/05.74 (überholt)
 2) nach DIN EN 21680/11.91

Tabelle 13.3 Grenzwerte des A-Schalleistungspegels für Drehstrom-Normmotoren nach IEC 60034-9 (1997), Tabelle 2

13.4 Praxisferne Stufung der Geräuschgrenzwerte

Es ist einzusehen, dass bei der für alle Arten elektrischer Maschinen gültigen Tabelle 1 der IEC 60034-9 (dargestellt im Abschnitt 13.2) die **Bemessungsleistung** als Maß für die Abstufung benutzt wurde, obwohl auch hier eine Stufung nach Maschinengröße z. B. ausgedrückt im Maß der Achshöhe möglich gewesen wäre.

Bei den in Tabelle 2 der Norm (s. Absch.13.3) erfassten **Normmotoren** führt die Leistungsstufung jedoch zu praxisfernen Anforderungen. Hierzu zwei Beispiele mit jeweils 4poligen Motoren, bei denen die Ex-Ausführung jeweils aus der Normalausführung abgeleitet ist. Es ist nicht einzusehen, weshalb die geringfügig reduzierte Bemessungsleistung zu einer deutlich geringeren Geräuschemission führen soll.

Baugröße	Ausführung	DIN 42673	Bemessungsleistung kW	Geräusch-Grenzwert dB(A)
100L	normal	Teil 1	3	76
100L	EEx e II T3	Teil 2	2	71
225M	normal	Teil 1	45	94
225M	EEx e II T3	Teil 2	36	91

Die Geräuschemission eines Käfigläufermotors im Normbereich wird wesentlich bestimmt von Durchmesser und Ausbildung der Belüftungseinrichtung – also von der **Achshöhe**. Es wäre daher physikalisch sinnvoll, die Geräuschstufen an dieser Kenngröße statt an der Bemessungsleistung zu orientieren, wie dies die Katalogangaben führender Hersteller zeigen (**Tabelle 13.4**). Stattdessen gehen die Geräuschstufen der Norm in vielen Fällen mitten durch eine Achshöhe.

Baugröße	Bemessungsleistung	Schalleistungspegel nach IEC 60034-9	Schalleistungspegel Streuband deutscher Hersteller
	kW	dB(A)	dB(A)
90S	1,1	71	59 ... 61
90L	1,5	71	59 ... 61
100L	2,2	71	62 ... 65
100L	3	76	62 ... 65
112M	4	76	64 ... 67
132S	5,5	76	68 ... 71
132M	7,5	81	68 ... 71
160M	11	81	74 ... 76
160L	15	88	74 ... 76
180M	18,5	88	73 ... 78
180L	22	88	73 ... 78
200L	30	91	74 ... 78
225S	37	91	74 ... 79
225M	45	94	74 ... 79
250M	55	94	78 ... 80
280S	75	97	80 ... 83
280M	90	97	80 ... 83
315S	110	97	82 ... 87

Tabelle 13.4 Praxisferne Abstufung der Geräuschgrenzwerte nach IEC 60034-9 mit der Bemessungsleistung statt der Achshöhe

Bei Motoren mit stark reduzierter Bemessungsleistung – z. B. polumschaltbaren Asynchronmotoren mit zwei getrennten Ständerwicklungen – sollte der Geräuschwert über die **Typeleistung** des Modells ermittelt werden, da die Geräuschbildung vorwiegend von konstruktiven Daten bestimmt wird, die eng mit dem **Außendurchmesser** und der **Achshöhe** zusammenhängen.

14 Emissionskennwerte von Normmotoren (ETS)

Geräusch-Emissionskennwerte für Maschinen aller Art werden im Gemeinschaftsausschuss "Emissionskennwerte technischer Schallquellen" (ETS) des Normenausschusses Akustik und Schwingungstechnik (DIN - FANAK) im Deutschen Institut für Normung e.V. (DIN) und der VDI-Kommission Lärminderung (VDI-KLM) des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) gesammelt und in vergleichbarer Form dargestellt [1.9]. Für umlaufende elektrische Maschinen sind die Ergebnisse in der VDI-Richtlinie VDI 3736 Blatt 1 vom April 1984 erfasst. Die in dieser Richtlinie dargestellten Emissionskennwerte basieren auf einer repräsentativen deutschen Umfrage aus den Jahren 1978 und 1979 – sind also nicht unbedingt "Stand der Technik", aber die einzige verfügbare Unterlage dieser Qualität.

Ergänzend wird deshalb mit den aktuellen **Katalogangaben** einiger deutscher Hersteller verglichen. Der Vergleich im **Bild 14.1** macht deutlich:

- Die bei IEC als Kompromiss vereinbarten Werte müssen den ungünstigsten Fall der internationalen Fertigung berücksichtigen und liegen deshalb im oberen Feld des ETS-Streubereiches.
- Die durch aktuelle Katalogangaben deutscher Hersteller dokumentierten Geräuschgrenzwerte liegen deutlich niedriger als die IEC-Grenzwerte.

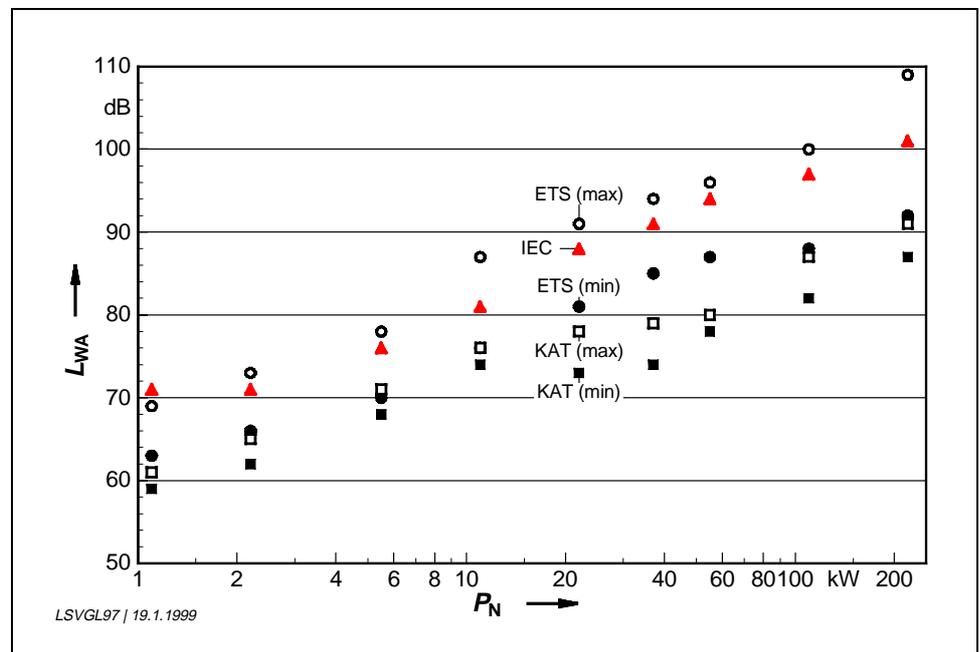


Bild 14.1 Vergleich der A-Schalleistungspegel L_{WA} von 4poligen Drehstrom-Normmotoren mit Bemessungsleistungen P_N 1,1 ... 220 kW

- ▲ **IEC** nach IEC 60034-9 (1997)
- **ETS** nach VDI 3736, Bl. 1 / 04.84
- max Höchstwert
- min Mindestwert der Angaben von 13 deutschen Herstellern
- **KAT** nach aktuellen Katalogangaben einiger deutscher Hersteller
- max Höchstwert
- min Mindestwert

In der Zwischenzeit wurden von den Herstellern von Normmotoren erhebliche Anstrengungen unternommen, um vor allem die Lüftergeräusche bei größeren Maschinen zu reduzieren. Die Erfolge zeigen sich im **Bild 14.2** an den mit CAT-99 markierten Mittelwerten der Katalogangaben von vier deutschen Herstellern. Die Angaben der verschiedenen Hersteller liegen bemerkenswert dicht beisammen – ein Indiz dafür, dass eine hohe technologische Reife erreicht wurde.

Bei dem mit DB-GM markierten Streuband handelt es sich um die unter vergleichbaren Messbedingungen ermittelten Geräuschwerte von Danfoss-Bauer-Getriebemotoren. Die mit relativ einfachen Mitteln erzielbaren Geräuschminderungen an der Komponente "Motor" reichen aus den im Abschnitt 12 geschilderten Gründen nicht aus, um das **Gesamtgeräusch der Einheit "Getriebemotor"** wesentlich zu reduzieren.

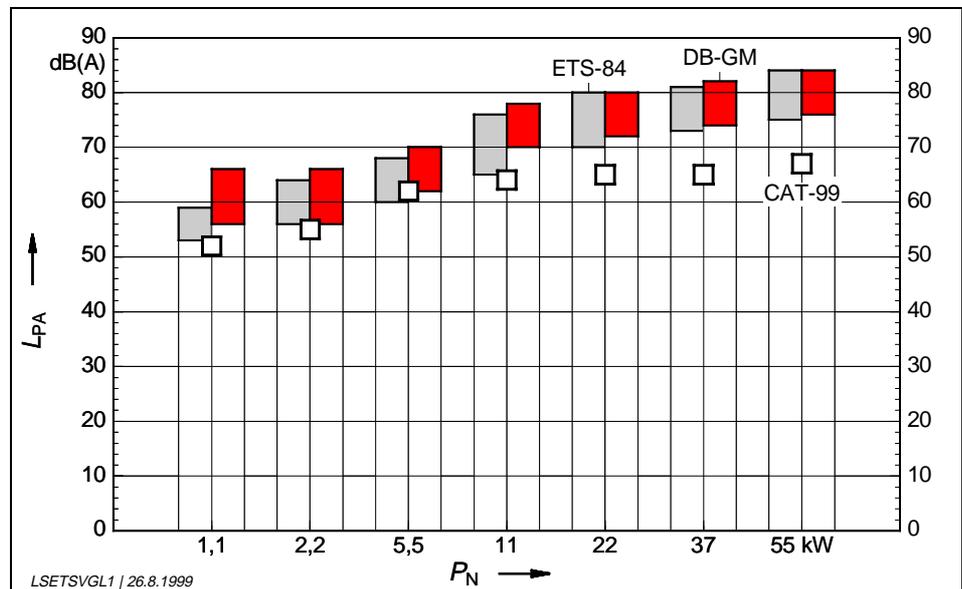


Bild 14.2 Vergleich der Emissionskennwerte technischer Schallquellen (ETS) Jeweils als Schalldruckpegel bei Bemessungsleistung gemessen

- ETS-84** VDI-Richtlinie 3736 Blatt 1, April 1984
- DB-GM** Streuband der Danfoss-Bauer-Getriebemotoren Reihe 2000
- CAT-99** Mittelwert der Katalogangaben von vier Herstellern von Normmotoren (ohne Getriebe)

15 Emissionskennwerte von Getrieben (ETS)

Die Geräusch-Emissionskennwerte für Getriebe sind im Rahmen eines Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. in den Jahren 1977 bis 1981 vom Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der RWTH Aachen ermittelt worden. In der Richtlinie VDI 2159 vom Juli 1985 sind Emissionskennfelder dargestellt, sie beruhen auf Geräuschuntersuchungen an 149 Getrieben von insgesamt 37 Herstellern.

Die Messergebnisse sind in der Richtlinie nach einer statistischen Auswertung als breites Streuband dargestellt. Zur Abschätzung der Messergebnisse der Serienmessungen wurde eine 80%-Linie gewählt. Diese Prozentlinie wurde nach einem Abschätzverfahren der nichtparametrischen Statistik ermittelt. Die 80%-Linie, die auch durch die in den typspezifischen Diagrammen angegebene logarithmische Gleichung ausgedrückt wird, sagt aus, dass 80 % der nach DIN 45635 Teil 23 oder den im Anhang beschriebenen Sondermessverfahren ermittelten Geräuschemissionswerte der betreffenden Getriebeart unterhalb dieser Kurve liegen. Diese Aussage stimmt mit einer Wahrscheinlichkeit von 90 % und gilt für den technischen Stand zum Zeitpunkt der Untersuchungen (1985). Nach Auskunft des Verfassers des Abschlussberichtes [2.7] zu dieser umfangreichen, in dieser Form bisher nicht wiederholten Versuchsreihe kann nach dem heutigen Stand bei hoher Fertigungstechnik mit einer Verminderung der Geräuschpegels um etwa 5 dB gerechnet werden. Dieser Stand ist zusätzlich in den Vergleich aufgenommen.

Im **Bild 15.1** ist das Streuband der Nenn-Geräuschwerte von Danfoss-Bauer-Stirnradgetrieben (ohne Motor) mit den 80%-Linien der ETS (veröffentlicht für Stand 1985 und umgewertet für Stand 1999) verglichen. **Bild 15.2** gilt sinngemäß für Kegelradgetriebe.

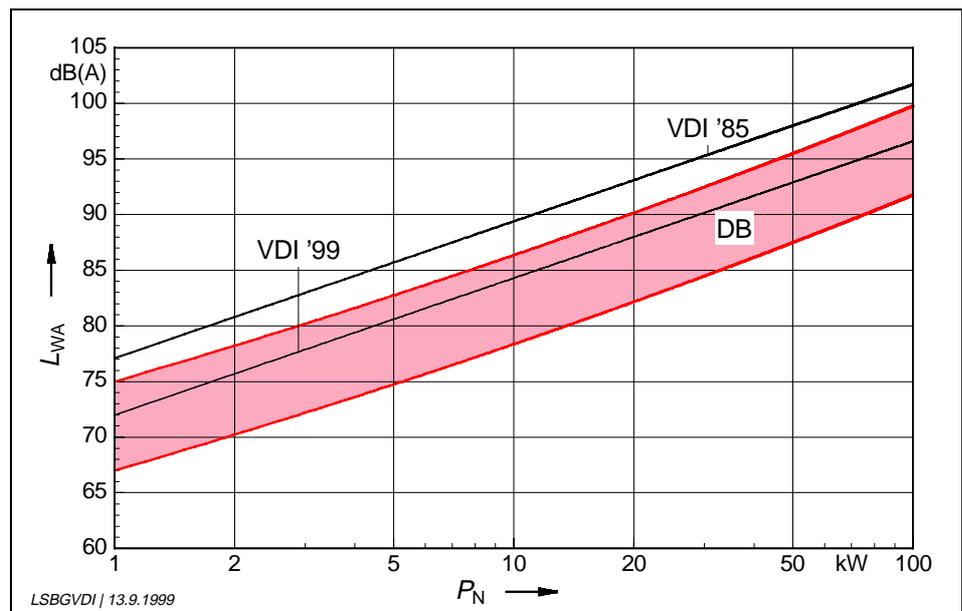


Bild 15.1 Vergleich der Schalleistungspegel L_{WA} von Stirnradgetrieben mit Nennleistungen $P_N = 1 \dots 100$ kW

VDI '85 80%-Linie nach ETS VDI-Richtlinie 2159, gültig für 80% aller hergestellten Getriebe (ohne Motor); Stand 1985

VDI '99 80%-Linie nach ETS VDI-Richtlinie (ohne Motor), umgewertet auf den Stand 1999

DB Streuband der Nennwerte (mit Motor) für Danfoss-Bauer-Getriebe

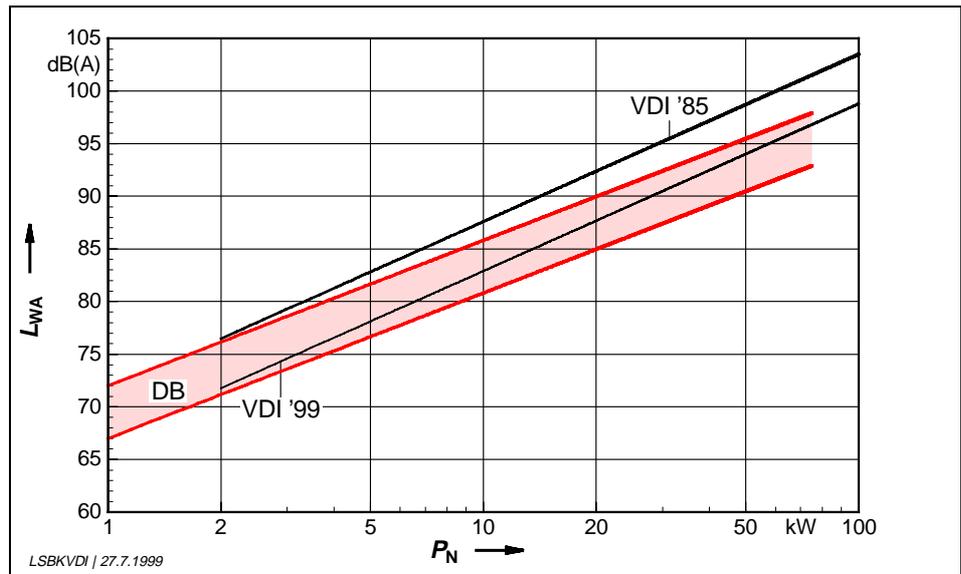


Bild 15.2 Vergleich der Schalleistungspegel L_{WA} von Kegelradgetrieben mit Nennleistungen $P_N = 1 \dots 100$ kW
VDI '85 80%-Linie nach ETS VDI-Richtlinie 2159, gültig für 80 % aller hergestellten Getriebe (ohne Motor); Stand 1985
VDI '99 80%-Linie nach ETS VDI-Richtlinie (ohne Motor), umgewertet auf den Stand 1999
DB Streuband der Nennwerte (mit Motor) für Danfoss-Bauer-Getriebe

Die im Zusammenhang mit der Erstellung dieser ETS geleistete Grundsatzarbeit erlaubt auch den **Vergleich von verschiedenen Getriebebauarten** auf der Basis gleicher Messbedingungen.

Verglichen sind nach dem technischen Stand von 1985 die 80%-Linien von

- Stirnradgetrieben,
- Kegelradgetrieben oder Kegel-Stirnradgetrieben,
- Schneckengetrieben (ohne Stirnradstufe!).

Der aktuelle Stand liegt zumindest bei Stirnrad- und Kegelradgetrieben um etwa 5 dB niedriger. Darüber hinaus ist zu beachten, dass Schnecken-Getriebe im Baukastensystem eines Getriebemotors meist eine vorgeschaltete Stirnradstufe haben, die für das Gesamtgeräusch entscheidend ist. Der im Diagramm gezeigte, deutliche Geräuschvorteil der Schnecken-Getriebe gilt also ausdrücklich nur dann, wenn **keine Stirnradstufe** vorgeschaltet ist.

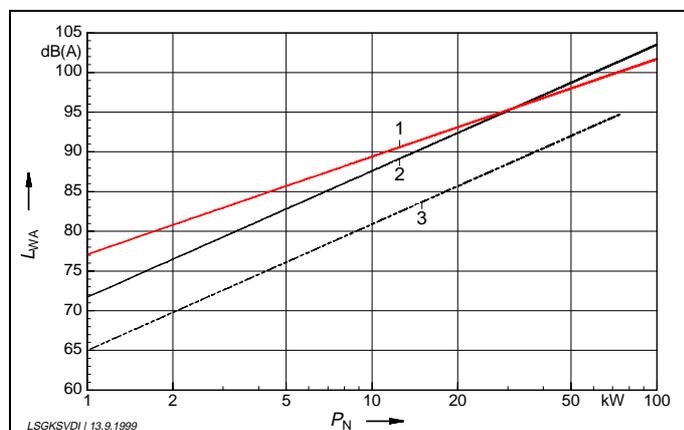


Bild 15.3 Vergleich der Geräuschmission

- 1 Stirnradgetriebe
- 2 Kegelradgetriebe und Kegel-Stirnradgetriebe
- 3 Schneckengetriebe (ohne Stirnradstufe)

16 Geräuschursachen bei Elektromotoren

Sieht man von Sonderfällen (z. B. Bürstengeräusch) ab, so sind am Gesamtgeräusch elektrischer Maschinen hauptsächlich beteiligt:

- Ventilation,
- Elektromagnetische Anregung,
- Lager.

Es hängt von Drehzahl, Kühlart und Bauart ab, welcher Anteil dominierend ist. So ist z. B. bei Drehstrom-Asynchronmotoren die Polzahl von entscheidendem Einfluss, wie eine Studie der ABB zeigt [2.8]:

Bei bestimmungsgemäßer Verwendung ist keine wesentliche Änderung der Geräuschbildung während der Lebensdauer zu erwarten.

Die Angaben in den Abschnitten 16.1 bis 16.3 sind [1.9] entnommen.

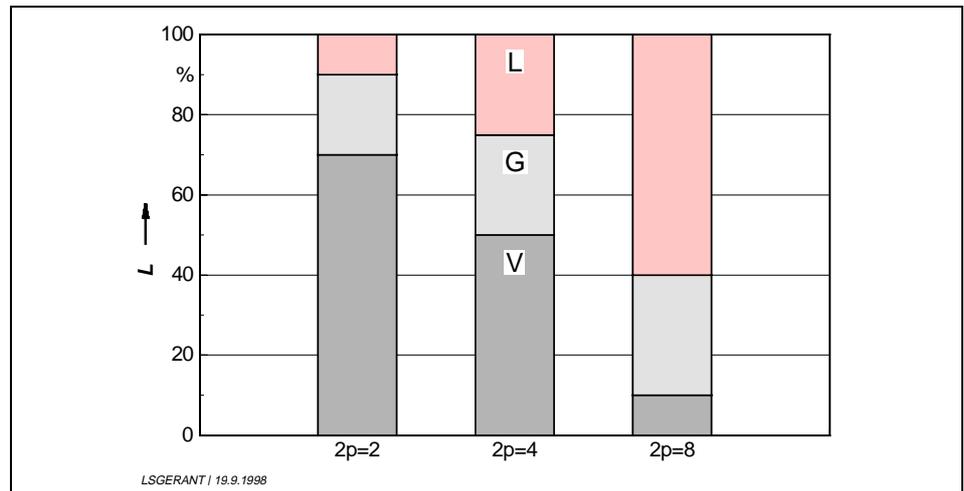


Bild 16 Zusammensetzung des Schalldruckpegels L von Drehstrom-Asynchronmotoren mit Polzahlen $2p = 2 / 4 / 8$ nach [2.8]

- V Lüftergeräusch
- G Grundgeräusch
- L Lastgeräusch (z. B. elektromagnetisch verursacht)

16.1 Lüftergeräusch

Das aerodynamisch verursachte Geräusch besteht aus einem breitbandigen **Rauschen**, dem einzelne drehzahlproportionale Komponenten überlagert sein können (Sirenenmechanismus). Es wird durch Wirbelablösungen an den umlaufenden Konstruktionsteilen verursacht.

Sirenentöne entstehen dann, wenn der Luftstrom eines Lüfters mit gleichmäßiger Schaufelteilung oder ein Luftstrom, der durch Bauelemente des Läufers gleichmäßig unterteilt ist (wie z. B. der durch Stützstege in den Radialschlitz unterteilte Luftstrom), von fest stehenden Konstruktionsteilen abgehackt wird. Die Intensität dieser Töne wächst mit abnehmender Spaltbreite zwischen rotierendem und fest stehendem Bauteil.

Bei schnelllaufenden Maschinen, bei denen die **Umfangsgeschwindigkeit** des Lüfterrades mehr als 50 m/s beträgt, ist das Lüftergeräusch in aller Regel vor den Anteilen der übrigen erzeugten Geräusche pegelbestimmend.

Bei geschlossenen Maschinen (oberflächengekühlten Maschinen) ist das Innenluftgeräusch im Gegensatz zu offenen, innengekühlten Maschinen durch die Kapselung des Aktivteils stark gedämmt und der Geräuschpegel in der Regel von der Außenbelüftung durch den Ventilator bestimmt.

Die Geräuschentwicklung **drehrichtungsabhängiger Lüfter** ist i. Allg. geringer als bei drehrichtungsunabhängigen Lüftern, da erste aerodynamisch günstiger gestaltet und damit geräuschärmer werden können, ohne dass die Kühlung der Maschine beeinträchtigt wird.

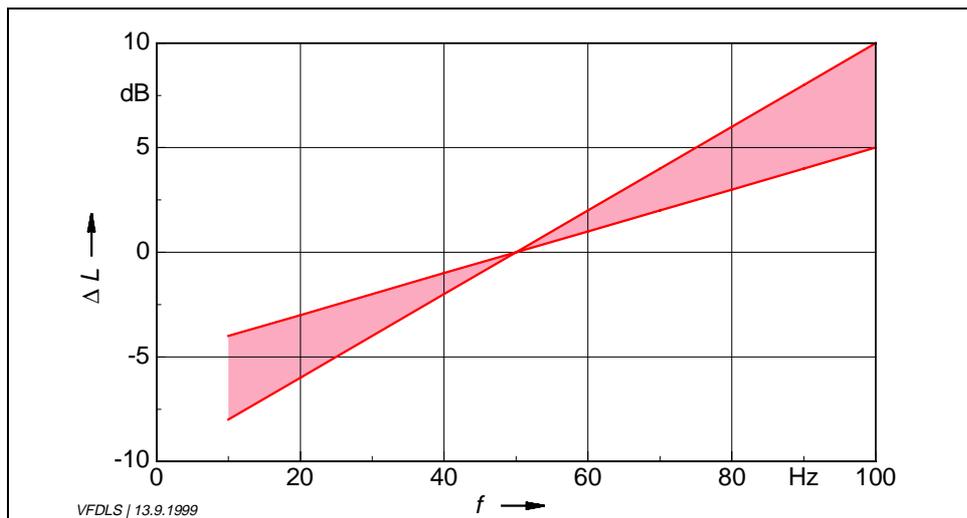


Bild 16.1 Änderung ΔL des Lüftergeräusches von 4poligen, eigenbelüfteten Käfigläufermotoren mit der Drehzahl, ausgedrückt in Speisefrequenz $f = 10 \dots 100$ Hz (z. B. bei Umrichterbetrieb)

16.2 Elektromagnetische Geräusche

Diese Geräuschkomponente entsteht unter der Wirkung der elektromagnetischen Felder. Von besonderer Bedeutung sind dabei die Grenzflächenkräfte, die beim Übertritt des magnetischen Feldes aus dem hochpermeablen Eisen von Ständer und Läufer in den Luftspalt entstehen und die bei rotierenden elektrischen Maschinen im Wesentlichen radial gerichtet sind. Die Amplituden der Zugspannungen sind umgekehrt proportional der Größe des **Luftspaltes**. Deshalb sind Asynchronmaschinen, die im Hinblick auf die Betriebseigenschaften kleine Luftspalte besitzen, bezüglich magnetischer Geräusche stärker gefährdet als Synchron- und Gleichstrommaschinen. Innerhalb der Asynchronmaschinen steigt die Gefährdung mit wachsenden **Polzahlen**. Die Kraftanregungen sind durchweg belastungsabhängig und nehmen in der Regel mit der **Belastung** zu. Die magnetisch verursachten **Einzelöne** ragen normalerweise nur dann aus dem Geräuschspektrum heraus, wenn eine Schwingungsform resonanznah angeregt wird. Wegen der komplizierten Geometrie und der vielfältigen Konstruktionsvarianten gestaltet sich die Berechnung von mechanischen Schwingungen sehr aufwendig. Je nach Anregungsursache und Maschinenart hängt die Schallemission in wesentlichem Maße von unvermeidlichen Fertigungs- und Aufspannungseinflüssen ab und ist bezüglich dieser Parameter einer analytischen Berechnung gar nicht zugänglich. Trotz intensiver Forschungsarbeiten und umfanglicher Literatur ist eine **zuverlässige Geräuschvorausberechnung** bei elektrischen Maschinen deshalb **nicht in allen Fällen möglich**.

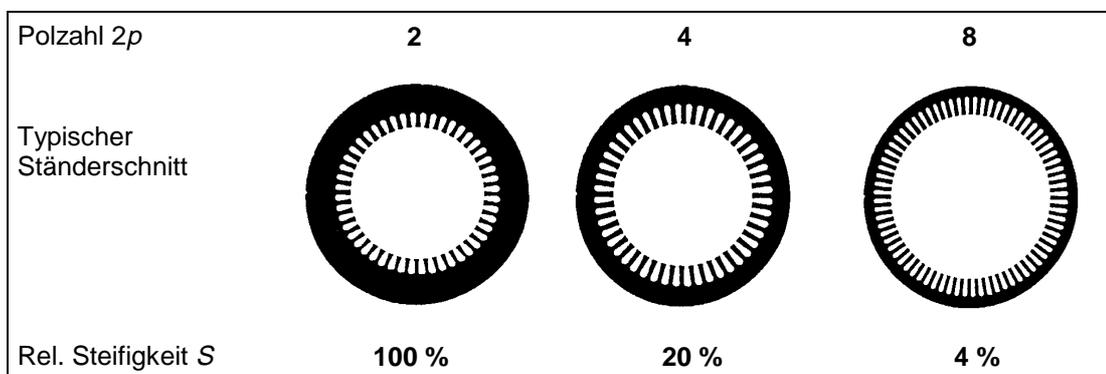


Bild 16.2 Ständerblechpaket als "Lautsprecher"

Einfluss der Polzahl $2p$ auf die Steifigkeit S gegen elliptische Verformung [2.8]

16.3 Lagergeräusche

Lagergeräusche sind mechanische Geräusche (Körperschall), die durch die Unwucht des Läufers, die Abwälzvorgänge bei Wälzlagern und die elastische Durchbiegung der Welle verursacht werden. Sie werden meist direkt von den Lagern und teilweise auch über die Lagerschilde abgestrahlt (Luftschall). Lagergeräusche treten im **Frequenzbereich von etwa 2 bis 6 kHz** auf, spielen aber nur bei kleineren und mittleren Maschinen eine Rolle. Sie können nicht mehr vernachlässigt werden, wenn der Anteil des aerodynamischen Geräuschs am Gesamtgeräusch gering ist.

Die Pegelhöhe und die Frequenz sind abhängig von der Belastung, Drehzahl, Umfangsgeschwindigkeit des Lagerzapfens, Güte der Wälzlager, elastischen Verformung der betrachteten Maschine bzw. ihrer Teile und von der Lagerart sowie von den Toleranzen des Lagersitzes und der beim Einbau aufgebrauchten Sorgfalt.

In **Gleitlagern** entstehen Lagergeräusche praktisch nur bei höheren Drehzahlen bei Unwuchtschwingungen. Die Grundfrequenz dieser Unwuchtschwingungen ist gleich der Wellendrehzahl.

Bei **Wälzlagern** ist hauptsächlich der Überroll- und Beschleunigungsvorgang in der Belastungszone für die Geräuschenstehung verantwortlich. Wälzlagergeräusche werden in den meisten Fällen erst dann deutlich hörbar, wenn die Anteile der aerodynamischen und magnetischen Geräusche am Gesamtgeräusch gering sind, und können bei geräuscharm ausgelegten Maschinen das Gesamtgeräusch erhöhen.

17 Geräuschursachen bei Getrieben

Bei Elektromotoren ohne Getriebe lassen sich Ursache und Streuung der Geräuschentwicklung sowie der Einfluss der Belastung relativ eng eingrenzen. Neben magnetisch bedingten Anregungen und Lagergeräuschen dominiert weitgehend das Lüftergeräusch. Bei **Getriebemotoren** kommen vom Untersetzungsgetriebe zahlreiche Einflussgrößen hinzu, die eine einfache und eindeutige Abgrenzung der Geräuschentwicklung sehr erschweren. Die folgende Auswahl ist unvollständig; sie soll aufzeigen, wie komplex diese Frage ist.

17.1 Getriebegröße

Einer gewissen Bemessungsleistung ist zwar eine ganz bestimmte Motorbaugröße zugeordnet, doch ändern sich Größe und Stufenzahl des Getriebes bei abnehmender Nenndrehzahl mit dem entsprechend ansteigenden Nenndrehmoment. **Bild 17.1** zeigt einen Teil der vielen Kombinationsmöglichkeiten für einen Elektromotor bestimmter Größe.

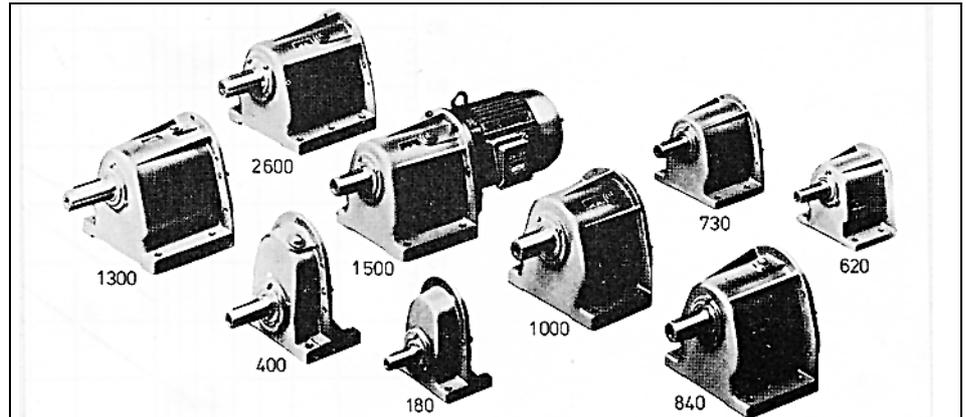


Bild 17.1 Beispiel für die Kombinationsmöglichkeiten eines Motors mit verschiedenen, nach Drehmoment (in Nm) gestuften Getrieben

17.2 Untersetzung

Selbst innerhalb einer bestimmten Getriebegröße können für die vielen listenmäßig angebotenen Drehzahlen der Arbeitswelle unterschiedliche Schalldruckpegel auftreten, da die Getriebeuntersetzung den Teilkreisdurchmesser der Zahnräder bestimmt. Meist dominiert die schnell laufende erste Stufe. Zähnezahl, Teilkreisdurchmesser und Umfangsgeschwindigkeit des eintreibenden Ritzels sind umso größer, je kleiner die Untersetzung dieser Stufe ist:

$$Z_1 = \frac{Z_2}{i_1} \qquad D_{T1} = m_1 \cdot Z_1 \qquad v_1 = \frac{\pi \cdot D_{T1} \cdot n_1}{60}$$

- Z_1 Zähnezahl des Ritzels
- Z_2 Zähnezahl des Rades
- i_1 Untersetzung der ersten Stufe
- D_{T1} Teilkreisdurchmesser des Ritzels (Rad 1)
- m_1 Modul in der ersten Stufe
- v_1 Teilkreisgeschwindigkeit der ersten Stufe
- n_1 Drehzahl des Ritzels (in r/min)

Die für das Frequenzspektrum und damit für die subjektive Beurteilung gemäß Abschnitt 5 entscheidende **Zahneingriffsfrequenz** der ersten Stufe hängt mit diesen Daten ebenfalls direkt zusammen

$$f_i = \frac{Z_1 \cdot n_1}{60}$$

Die **Tabelle 17.2.1** zeigt, wie innerhalb eines **Baukastensystems** durch Kombination von möglichst wenigen ersten und zweiten Untersetzungsstufen möglichst viele und eng gestufte Arbeitsdrehzahlen erreicht werden können. Im gesamten Drehzahlbereich ergeben sich dabei unter geräuschtechnischen Gesichtspunkten recht unterschiedliche **Radkombinationen**, wobei vor allem die Ritzeleingriffsfrequenz der ersten Stufe f_1 mehr oder weniger günstige Werte annehmen kann.

Lfd. Nr.	n_2 r/min	Z_1	Z_2	m_1	v_1 m/s	f_1 Hz	Z_3	Z_4	m_{II}	v_{II} m/s	f_{II} Hz
1	21,5	10	116	1,25	1,0	250	11	64	2,5	0,18	23
2	23,5	10	116	1,25	1,0	250	12	63	2,5	0,19	25
3	25,5	12	115	1,25	1,2	300	11	64	2,5	0,21	27
4	28,5	12	115	1,25	1,2	300	12	63	2,5	0,23	30
5	33	15	111	1,25	1,5	375	11	64	2,5	0,28	35
6	37	15	111	1,25	1,5	375	12	63	2,5	0,30	39
7	44	12	67	2	1,9	300	11	64	2,5	0,37	47
8	48,5	12	67	2	1,9	300	12	63	2,5	0,40	51
9	57	10	116	1,25	1,0	250	20	43	3	0,38	41
10	58	15	64	2	2,4	375	11	64	2,5	0,49	62
11	64	15	64	2	2,4	375	12	63	2,5	0,53	67
12	69	12	115	1,25	1,2	300	20	43	3	0,47	49
13	77	15	48	2,5	2,9	375	11	64	2,5	0,64	82
14	85	15	48	2,5	2,9	375	12	63	2,5	0,70	89
15	90	15	111	1,25	1,5	375	20	43	3	0,61	65
16	106	19	44	2,5	3,7	475	11	64	2,5	0,89	113
17	117	19	44	2,5	3,7	475	12	63	2,5	0,96	123
18	119	12	67	2	1,9	300	20	43	3	0,80	85
19	141	23	40	2,5	4,5	575	11	64	2,5	1,18	150
20	155	15	64	2	2,4	375	20	43	3	1,05	111
21	156	23	40	2,5	4,5	575	12	63	2,5	1,29	164
22	210	15	48	2,5	2,9	375	20	43	3	1,42	151
23	290	19	44	2,5	3,7	475	20	43	3	1,96	208
24	380	23	40	2,5	4,5	575	20	43	3	2,57	272

Tabelle 17.2.1

Vergleich der Teilkreisgeschwindigkeiten v und Zahneingriffsfrequenzen f in der ersten (I) und zweiten (II) Stufe bei verschiedenen Arbeitswellendrehzahlen n_2 eines zweistufigen Getriebes unter Mehrfachverwendung der Zahnräder Z_1/Z_2 (I) und Z_3/Z_4 (II)

Allgemein gültig lässt sich lediglich die Aussage treffen, dass die Drehzahlen im unteren Bereich (hohe Untersetzungen, niedrige Zahneingriffsfrequenzen) relativ günstige Geräuschwerte erwarten lassen, während die Drehzahlen im oberen Bereich (niedrige Untersetzungen, hohe Zahneingriffsfrequenzen) zwangsläufig ungünstiger liegen. Bei allen übrigen Drehzahlen wechseln geräuschtechnisch mehr oder weniger günstige Getriebestufen gewissermaßen willkürlich. Bei besonders strengen Geräuschforderungen kann es ratsam sein, die tatsächliche Arbeitswellendrehzahl nach Rückfrage beim Hersteller abweichend vom ursprünglich geplanten Sollwert nach diesen Gesichtspunkten festzulegen. Dazu ist aber schon bei der Planung **rechtzeitiger Kontakt** mit dem Werk notwendig.

Als Beispiel für eine mögliche Optimierung der Untersetzung nach geräuschtechnischen Gesichtspunkten werden drei dicht beisammen liegende Drehzahlpaare aus der Tabelle 17.2.1 genannt:

Lfd. Nr.	Drehzahl n_2 r/min	Zähnezahl Z_1	Eingriffsfrequenz f_i Hz
9	57	10	250
10	58	15	375
17	117	19	475
18	118	12	300
20	155	15	375
21	156	23	575

Das jeweils günstigere Geräuschverhalten beim Vergleich innerhalb eines Paares ist bei den laufenden Nummern 9, 18 und 20 zu erwarten, weil die Zahneingriffsfrequenz f_i niedriger liegt.

Aus **Bild 17.2.2** wird zusammenfassend deutlich: Für die Drehzahlstufen 1 ... 24 (21,5 ... 380 r/min) ergibt sich zwar ein steigender Trend der geräuschbestimmenden Zahneingriffsfrequenz, die Kombination der Zahnradstufen führt aber bei bestimmten, eng beisammenliegenden Drehzahlen zu signifikanten Unterschieden in der Eingriffsfrequenz.

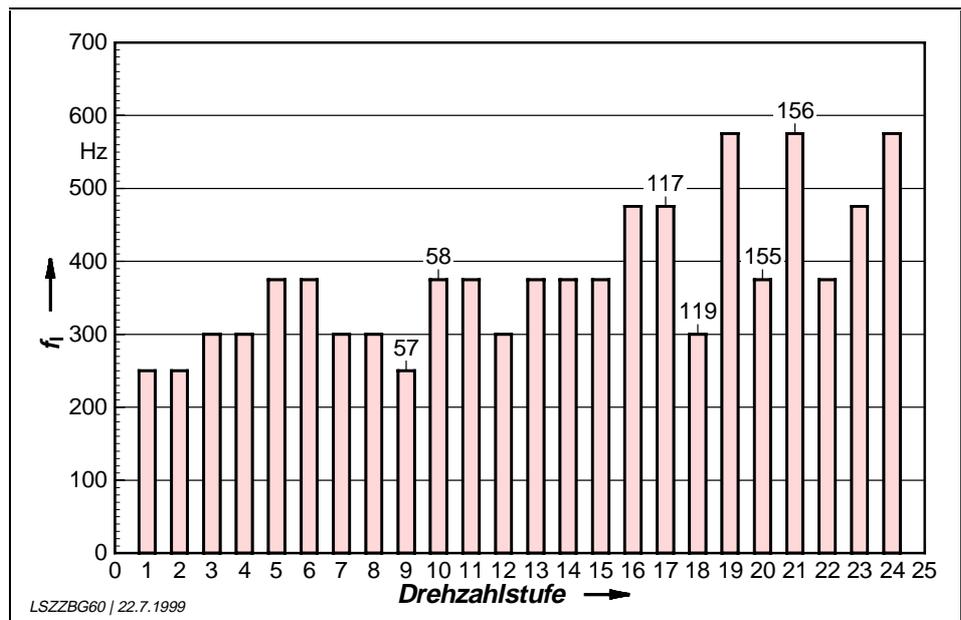


Bild 17.2.2 Spektrum der Zahneingriffsfrequenzen f_i in der ersten Stufe für die 24 Kombinationsmöglichkeiten der konstruktiv vorgesehenen Zahnradpaare
Signifikante Unterschiede bei den dicht zusammenliegenden Drehzahlpaaren 57/58, 117/119 und 155/156 r/min

Für normale Geräuschforderungen ist die Konstruktion der Danfoss-Bauer-Getriebe im Rahmen der technischen Möglichkeiten weitgehend optimiert. **Bild 17.2.3** zeigt den erheblichen Unterschied, der sich gerade in diesem Punkt ergibt, wenn man einen als Einheit konstruierten Getriebemotor mit der Kombination von Getriebe und Normmotor vergleicht.

Das Prinzip des **Einsteckritzels** (Bild 17.2.4) erlaubt bei verbesserter Festigkeit relativ kleine Teilkreisdurchmesser und Zähnezahlen, während der große Wellendurchmesser eines Normmotors unnötig große Durchmesser und damit lästig hohe Zahneingriffsfrequenzen erzwingt. Bild 17.2.5 zeigt das Frequenzspektrum eines solchen Getriebes mit angebautem Normmotor; die Noise Rating (NR) von fast 80 im Vergleich zu NR = 55 bei einem in Leistung und Drehzahl vergleichbaren Danfoss-Bauer-Getriebemotor (Bild 17.2.6) gibt den erheblichen Unterschied im subjektiven Höreindruck nur unvollkommen wieder.

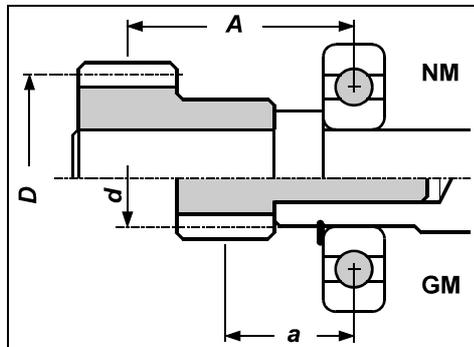


Bild 17.2.3
Vergleich der Mindest-
Teilkreisdurchmesser bei einem
Getriebe mit angebautem
Normmotor (obere Bildhälfte) und
einem Getriebemotor mit
Einsteckritzel (untere Bildhälfte)

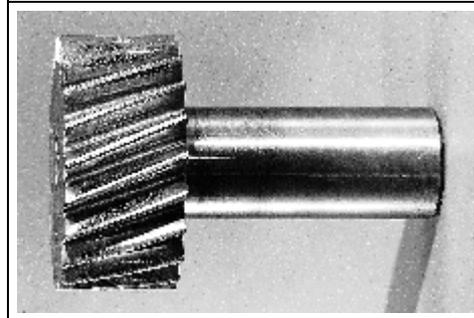


Bild 17.2.4
Einsteckritzel mit relativ kleinem
Teilkreisdurchmesser bei relativ
hoher Festigkeit

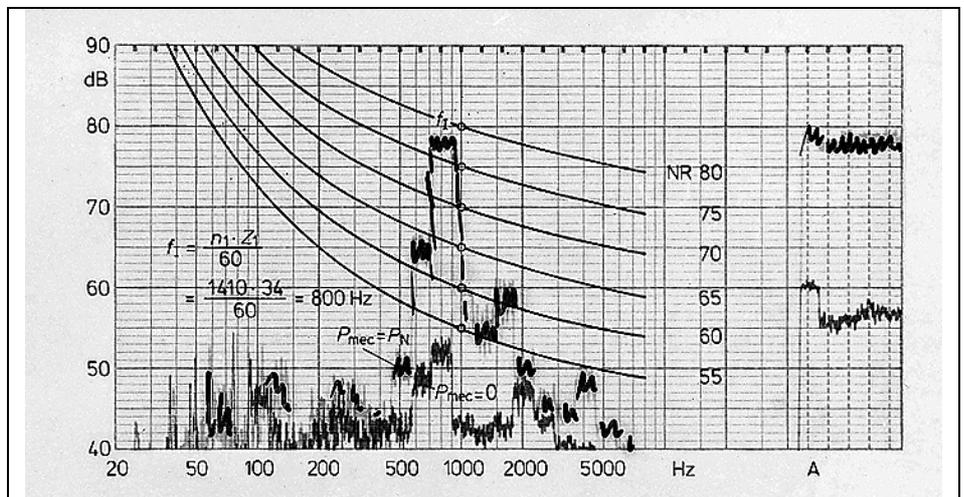


Bild 17.2.5 Frequenzspektrum des Volllast-Geräuschpegels bei einem
Getriebe mit angebautem Normmotor

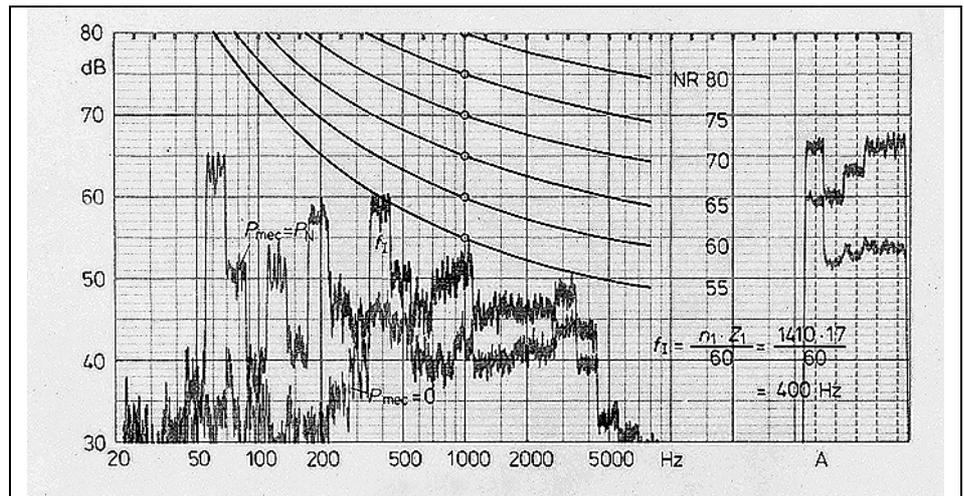


Bild 17.2.6 Frequenzspektrum des Vollast-Geräuschpegels bei einem als Einheit konstruierten Danfoss-Bauer-Getriebemotor

Zusammenfassend ist zum Einfluss der Getriebeuntersetzung zu sagen: Grundsätzlich gilt der in [2.7] aufgezeigte und im **Bild 17.2.7** wiedergegebene Trend. Bei Seriengetrieben mit Mehrfachverwendung von möglichst wenigen Radpaaren im Rahmen eines Baukastens können jedoch erhebliche Abweichungen von der allgemein zu erwartenden Tendenz auftreten.

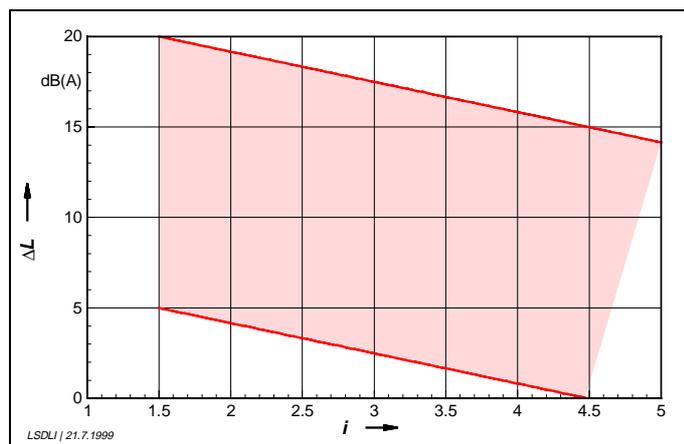


Bild 17.2.7 Trend der Geräuschzunahme ΔL gegenüber einem Vergleichswert in Abhängigkeit von der Untersetzung i (nach [2.7])

17.3 Schrägungswinkel

Zahlreiche Erfahrungswerte und auch einige bekannte quantitative Untersuchungen bestätigen die positive Auswirkung der **Zahnschrägung** auf die Geräuschbildung. Im Gegensatz zum gerade verzahnten Stirnrad verläuft die Berührungslinie beim schräg verzahnten Rad nicht parallel zu einer Flankenlinie, sondern schräg über die Zahnflanke. Beim Beginn des Zahneingriffs entsteht daher kein impulsartiger Laststoß, sondern eine gleichmäßige und stetige Lastaufnahme. Zusammen mit der höheren Gesamtüberdeckung wird dadurch eine **geringere Geräuschregung** erzielt. Durch die Schrägverzahnung entsteht allerdings auch eine unerwünschte Axialkomponente aus der Umfangskraft, die von den Wälzlagern aufgenommen werden muss. Vor allem in den nachgeschalteten Untersetzungsstufen mit relativ hohen Drehmomenten und Umfangskräften können diese Axialkräfte die Bemessung und Lebensdauer der Lager entscheidend bestimmen. Bei Danfoss-Bauer-Stirnradgetrieben werden daher nur die für das Gesamtgeräusch dominierenden ersten Stufen so stark geschrägt, wie es die Geräuschminderung erfordert und die Lagerlebensdauer zulässt.

In den an der Geräuschbildung weniger beteiligten langsam laufenden Stufen wird gemäß **Bild 17.3.1** nur eine entsprechend geringe Schrägung vorgesehen, die den Axial Schub aus der ersten Stufe weitgehend kompensiert und die Wälzlager entlastet. Diese Zahnschrägung von wenigen Grad hat also nur sekundär mit der Geräuschbekämpfung zu tun.

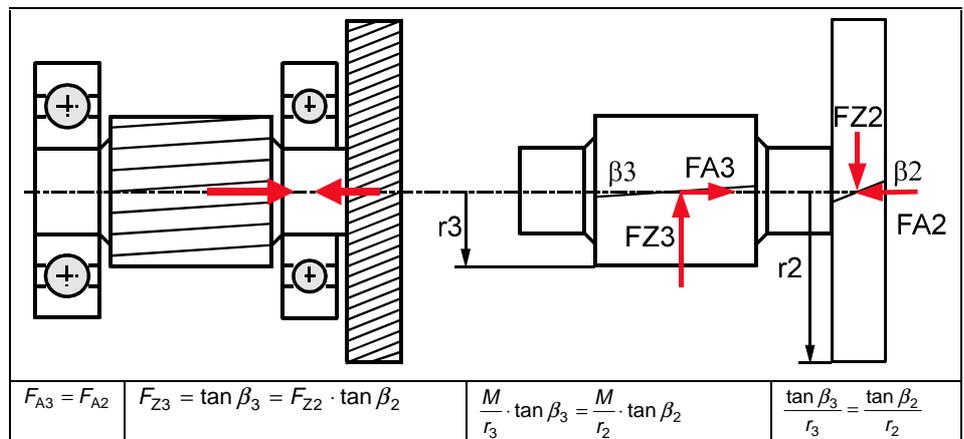


Bild 17.3.1 Grundsätzliche Anordnung der Zahnschrägung in den auf einer "Ritzelwelle" angeordneten Rädern R2 und R3 zur weitgehenden Kompensation der Axialkraft F_{A2} aus der schnell laufenden und geräuschmäßig entscheidenden ersten Stufe

Wird auf diese Entlastung der Wälzlager verzichtet, so führt die zur Geräuschminderung erwünschte Steigerung der Zahnschrägung β_0 in der ersten Stufe zwangsläufig zu einer starken Abnahme der relativen Lebensdauer L_β/L_0 der Wälzlager, wie **Bild 17.3.2** deutlich zeigt.

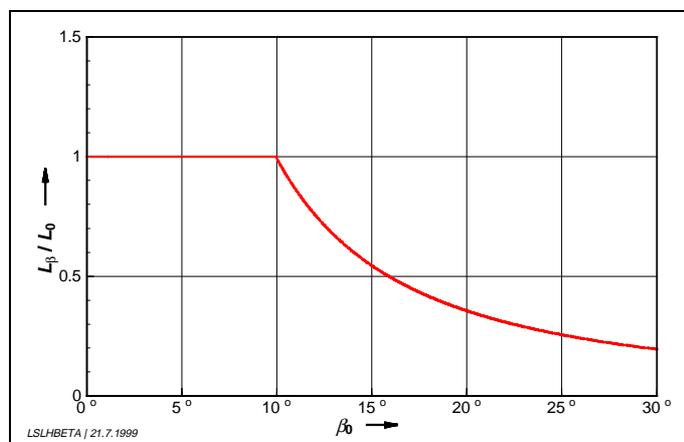


Bild 17.3.2 Relative rechnerische Lebensdauer L_β/L_0 eines Ringrillensagers in Abhängigkeit vom Schrägungswinkel β_0 einer Stirnradstufe

Der Einfluss des Schrägungswinkels auf die Geräuschbildung ist quantitativ nur mit einer großen Streubreite darstellbar. **Bild 17.3.3** zeigt die Tendenz; es ist in Anlehnung an [2.7] erstellt.

Interessant ist in diesem Zusammenhang eine Versuchsreihe von Hösel (VDI-Tagung "Zahnräder und Zahnradgetriebe"), wonach durch Steigerung des Schrägungswinkels β_0 von 0° auf etwa 20° unter Beibehaltung der Bearbeitungsqualität eine Geräuschverminderung um bis zu 10 dB, bei Steigerung von 20° auf 30° jedoch nur um etwa 1 ... 2 dB erreicht wurde.

Auch **Bild 17.3.4** zeigt eine solche Tendenz; es ist ebenfalls [2.7] entnommen.

Bei einer optimalen Getriebeauslegung ist daher ein sinnvoller Kompromiss zwischen Geräuscharmheit und Lebensdauer anzustreben.

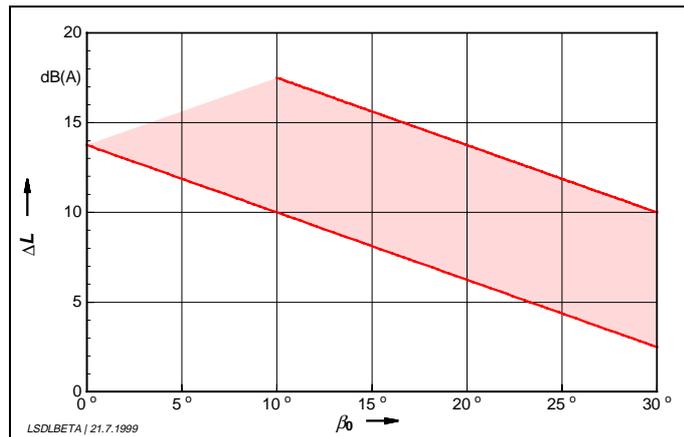


Bild 17.3.3
Geräuschunter-
schied ΔL gegen
einen Bezugswert
in Abhängigkeit
vom Schrägungs
winkel β_0 nach
[2.7]

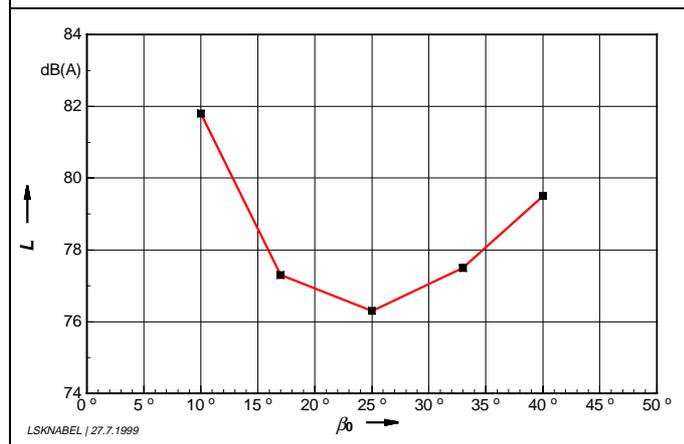


Bild 17.3.4
Geräusch-
entwicklung L einer
Radpaarung in
Abhängigkeit vom
Schrägungs
winkel β_0 nach
[2.7]

17.4 Profilverziehung

Das Mittel der Profilverziehung (**Bild 17.4.1**) wird bei modernen Getrieben angewandt, um die Zähne bei gegebenem Achsabstand tragfähiger zu machen.

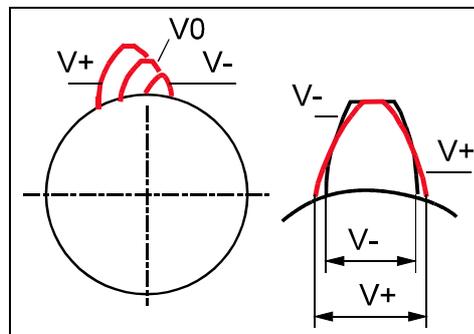


Bild 17.4.1
Prinzip der Profilverziehung zur
Erhöhung der Tragfähigkeit einer
Verzahnung durch Pluskorrektur $V+$

Mit Rücksicht auf das Geräuschverhalten wäre ein möglichst hoher **Überdeckungsgrad** anzustreben, da hierbei die Einzeleingriffsimpulse abgeschwächt und ausgeglichen werden.

Die Forderung nach hoher Tragfähigkeit verlangt jedoch eine gegenläufige Profilverziehung, wie das **Bild 17.4.2** zeigt. In DIN 3992, der auch das Bild entnommen ist, heißt es hierzu: "Die Linien P1 bis P9 dienen zur Kennzeichnung der Verzahnungseigenschaften. Für Verzahnungen, die bezüglich Tragfähigkeit und Geräuschverhalten im Mittel gut ausgeglichen sind, wird der Bereich P3 bis P6 (markiertes Feld) empfohlen."

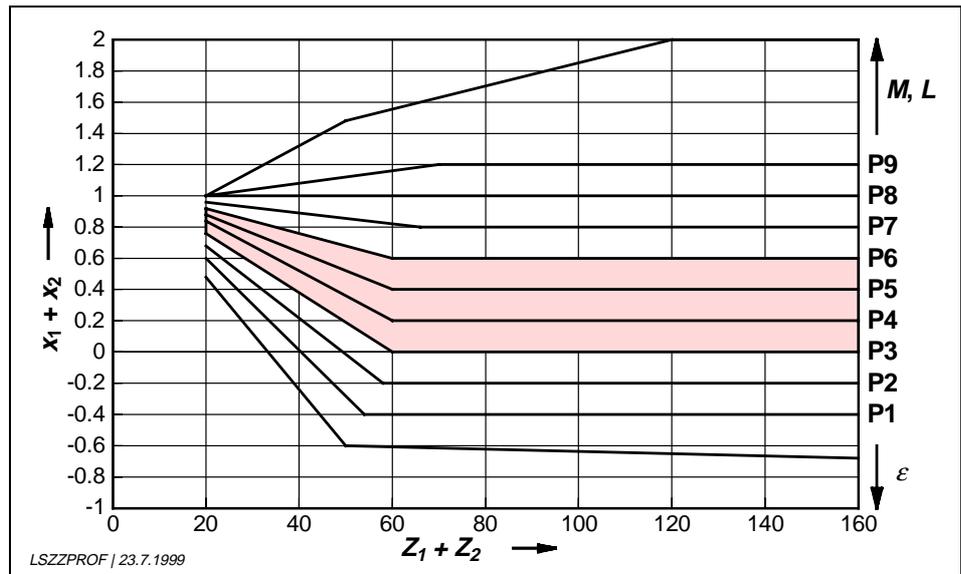


Bild 17.4.2 Auswirkungen einer Profilverschiebung auf Tragfähigkeit und Überdeckungsgrad von Verzahnungen (nach DIN 3992)

$x_1 + x_2$ Korrektursumme
 $Z_1 + Z_2$ Zähnezahlsomme
 M, L Tragfähigkeit und Lebensdauer
 ε Überdeckungsgrad

unter P1 für Sonderfälle
 P1 bis P3 für hohen Überdeckungsgrad
 P3 bis P6 für gut ausgeglichene Verzahnungen
 P6 bis P9 für hohe Zahnfuß- und Flankentragfähigkeit
 über P9 für Sonderfälle

17.5 Profilkorrektur

Durch Zurücknahme der Zahnflanken am Kopf und Fuß, also bei einer **Höhenballigkeit**, wird ein schlagartiger Anstieg und Abfall von Last und Verformung und damit die Ausbildung von Geräuschimpulsen verringert. Durch Zurücknahme der Zahnflanken an den Enden der Zahnbreite, also bei einer **Längsballigkeit**, können Zahnrichtungsfehler und die daraus resultierenden Störgeräusche ausgeglichen werden. Beide Maßnahmen sind nur in beschränktem Rahmen anwendbar, da sonst die Tragfähigkeit vermindert wird.

17.6 Rundlauf des Wellenendes

Für einen ungestörten Zahneingriff mit möglichst geringer Geräuschbildung ist ein möglichst guter **Rundlauf**, also ein geringer **Schlag** ΔR des Wellenendes, anzustreben. Im **Bild 17.6** ist gezeigt, welche Toleranzen N (normal) und R (reduziert) nach DIN 42955 bzw. IEC 60072 bei Normmotoren zulässig sind. Durch die im Bild 17.2.3 gezeigte günstige Ritzelanordnung und eine erhöhte Fertigungsgenauigkeit werden bei den Sonderwellen von Danfoss-Bauer-Motoren Rundlauf-toleranzen erreicht, die weit unter den früher in der Norm als "erhöhte Genauigkeit" bezeichneten Werten "R" liegen.

Nur bei einem als Einheit konstruierten Getriebemotor sind in diesem Punkt optimale Verhältnisse zu erwarten, während beim Anbau von DIN-Flanschmotoren negative Auswirkungen auf Geräuschverhalten und Zahnverschleiß nicht auszuschließen sind.

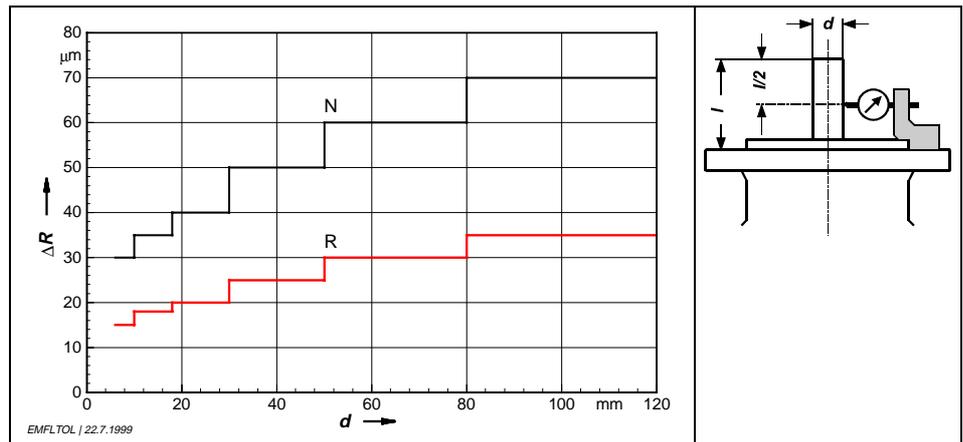


Bild 17.6 Toleranz N (normal) und R (reduziert) für den Schlag ΔR bei der Rundlaufprüfung eines Wellenendes nach DIN 42955

17.7 Zahnradwerkstoff und Härte

Werkstoffe mit geringer Härte und guter innerer Dämpfung (z. B. Grauguss oder gar Kunststoffe) lassen geringere und vor allem dumpfere Geräusche erwarten als hochfester, gehärteter Zahnradstahl. Bei rauem Industrieinsatz würden sich jedoch vorzeitig Verschleißerscheinungen zeigen, die ein anfänglich günstiges Geräuschverhalten bald verschlechtern würden. **Bild 17.7** zeigt nach Untersuchungen von Glaubitz in Anlehnung an die FZG-Verspannungsprüfung nach DIN 51354, wie stark der spezifische Verschleiß Δm_s von der Rockwell-Oberflächenhärte HRC der Zähne abhängt: Er liegt bei Vergütung (V) etwa 10mal höher als bei Einsatzhärtung (E).

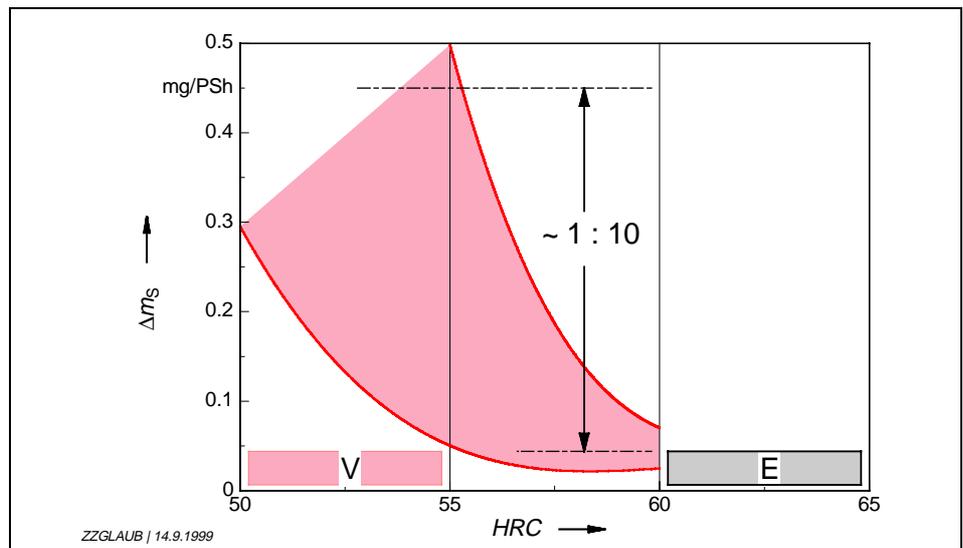


Bild 17.7 Spezifischer Verschleiß Δm_s im FZG-Test nach DIN 51354 bei verschiedenen Rockwell-Oberflächenhärten HRC (nach Glaubitz)
 V Bereich der vergüteten Räder
 E Bereich der einsatzgehärteten Räder

Bei Danfoss-Bauer-Stirnradgetrieben sind alle Zahnräder aus hochwertigem Mangan-Chrom-Stahl gefertigt und im Einsatz auf 60 ... 62 HRC gehärtet. Im Vergleich zu durchgehärteten Rädern ergibt der relativ weiche und zähe Kern eine bessere Festigkeit gegen Stoßbeanspruchung und günstigere innere Dämpfung gegen Geräuschregungen. Im Vergleich zu nur vergüteten oder ungehärteten Rädern sind die wesentlich bessere Tragfähigkeit und Verschleißfestigkeit höher zu bewerten als das etwas ungünstigere Geräuschverhalten.

17.8 Schmierung

Eine günstige Wirkung auf das Geräuschverhalten im Neuzustand ergibt sich durch Verwendung von Öl mit möglichst hoher Viskosität (Zähigkeit) oder Fett mit möglichst hoher Penetration (Fließfähigkeit) sowie durch einen möglichst hohen Füllungsgrad. Darüber hinaus soll der Schmierstoff durch Verwendung von EP-Zusätzen eine hohe Druckaufnahmefähigkeit haben und dadurch eine verschleißbedingte Geräuschzunahme möglichst verhindern.

Stellvertretend für die Ergebnisse von mehr als 500 FZG-Versuchsläufen, die bei Danfoss Bauer zur optimalen Schmierstoffauswahl bisher durchgeführt wurden, ist im **Bild 17.8** der Zustand einer optimal bemessenen und geschmierten Ritzelwelle nach 24 000 Betriebsstunden gezeigt.

Insgesamt ist der Einfluss der Schmierung auf das Geräuschverhalten relativ gering einzustufen.



Bild 17.8 Zahnflanken in ausgezeichnetem Zustand nach einem Dauerversuch über 24 000 Betriebsstunden zur Prüfung der Alterungsbeständigkeit von Schmierstoffen

17.9 Relative Belastung

Während bei Drehstrommotoren ohne Getriebe das Lüftergeräusch überwiegt und damit i. Allg. keine starke Geräuschzunahme mit der Belastung zu erwarten ist, sind Getriebegeräusche meist **sehr lastabhängig**.

Erfahrungsgemäß nimmt der gemessene Schalldruckpegel nicht im Verhältnis zur Auslastung zu. Ein relativ starker Geräuschsprung ergibt sich schon beim Übergang von Leerlauf auf etwa 10 ... 20% der Nennlast; dann folgt eine geringe Zunahme bis zur Nennlast und eine stärker zunehmende Geräuschbildung bei Überlast. Als Richtwert können etwa 5 ... 10 dB Unterschied zwischen Leerlauf und Nennlast angenommen werden.

Bei Getriebemotoren ist also eine Messung und Beurteilung des Maschinengeräusches nur bei Belastung aussagekräftig, wobei im Zweifelsfall schon eine Teilbelastung gute Anhaltswerte gibt.

18 Einzeltöne und Schaltgeräusche

Diese Sonderfälle der Geräuschbeurteilung sind durch Normen schwer erfassbar; sie können aber subjektiv besonders störend sein.

18.1 Herausragende Einzeltöne

Im Gegensatz zu einem Frequenzgemisch (Rauschen) werden herausragende Einzeltöne – vor allem bei Frequenzen über etwa 800 Hz – als besonders lästig empfunden. Das "Pfeifen" eines Lüfters durchdringt eine ganze Fabrikhalle. In den Erläuterungen zu DIN VDE 0530 Teil 9 heißt es zu diesem Thema:

"Falls vom Ohr aus dem Geräusch einzelne Töne wahrgenommen werden, ist das Maschinengeräusch an den Messpunkten, an denen der gemessene Schalldruckpegel gleich dem errechneten Mittelwert ist, in Frequenzbänder geeigneter Breite (ohne Frequenzbewertung) zu zerlegen. Hierbei genügen im allgemeinen Oktavbänder. Wenn in diesem Fall eines dieser Spektren in einer beliebigen Oktave einen Wert aufweist, der wenigstens 5 dB grösser ist als in den beiden unmittelbar benachbarten Oktavbändern, ist im Sinne dieser Bestimmungen anzunehmen, dass in dieser Oktave heraushörbare Einzeltöne vorliegen. Dieser Wert gilt ohne die Toleranz.

Solche heraushörbaren **Einzeltöne sind nicht zulässig**, wenn der 1-m-Flächen-Schalldruckpegel größer als **80 dB**, A-bewertet, ist."

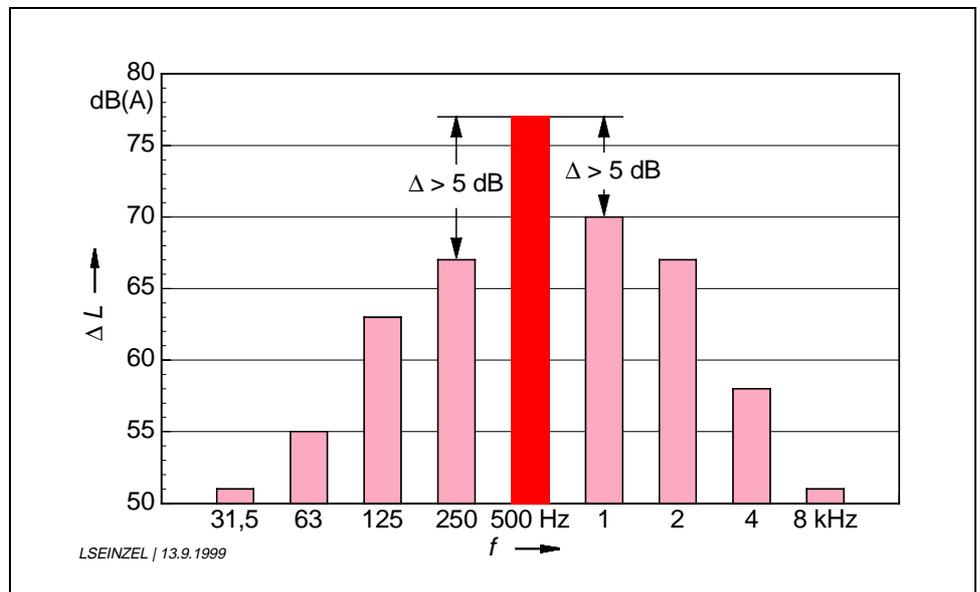


Bild 18.1 Beispiel für einen "herausragenden Einzelton" mit Oktav-Mittenfrequenz $f = 500$ Hz

18.2 Schaltgeräusche

Jeder Wechsel des Betriebszustandes (Einschalten, Stern-Dreieck-Anlauf, Drehzahlumschalten, Gegenfelddbremsen) führt zu impulsartigen Geräuschspitzen, die vor allem bei Hubbetrieb oder bei großen Fremdmassen (F) besonders ausgeprägt sein können. Eine Beobachtung von Baukränen bestätigt diese pauschale Aussage.

In den Normen sind zu diesem Thema folgende Aussagen zu finden:

- DIN EN 21680-2, Abschnitt 7.3:
"Die Messungen müssen durchgeführt werden, nachdem die Maschine einen stationären Zustand in einem definierten Betriebszustand erreicht hat."
Die Normgeber sagen leider nicht, dass damit sicher nicht der **thermische** Beharrungszustand gemeint sein kann – dies würde eine Geräuschmessung unzumutbar und unnötig komplizieren.
Gemeint ist aber ganz sicher, dass Schaltgeräusche auszuklammern sind.

- VDE 0530 Teil 1 / 11.72 (überholt)
In § 54, Abschnitt b1) hieß es dort ganz deutlich:
"Die ermittelten Geräuschstärken dürfen Werte nach Tafel 6 nicht überschreiten. Hiervon ausgenommen sind Geräusche, die nur selten und kurzzeitig auftreten, z. B. **Schaltgeräusche**."

Diese beiden Fundstellen in den Normen beweisen lediglich, dass Schaltgeräusche einen Sonderfall darstellen und normalerweise im Beanstandungsfall nicht der Gewährleistungspflicht unterliegen.

Die Erfahrung lehrt jedoch, dass solche Geräusche wegen ihrer subjektiven Lästigkeit oft zu aufwendigen Entstörmaßnahmen führen können.

Für die **objektive Beurteilung** genügt es nicht, den dynamischen Zeigerausschlag am Schallpegelmesser zu beobachten – dies würde zu Zufallsergebnissen führen.

Impulsschallpegelmesser erlauben dagegen die Erfassung solcher kurzzeitigen Geräusche, die in dB(l) angegeben werden.

Die **Ursachen** solcher Schaltgeräusche sind schwer zu erfassen und die Beseitigung kann einen erheblichen Aufwand bringen.

Teilerfolge lassen sich in Einzelfällen mit erhöhtem Luftspalt und/oder verminderter Induktion erreichen, sofern Auslegung und Auslastung dies erlauben.

Nachhaltige **Abhilfe** ist meist nur durch Änderung von Nutzahlverhältnis, Nutform und Läuferwiderstand möglich – bedingt also eine Schnittänderung und Neuauslegung der Maschine.

19 Richtwerte für den Schallpegel von Getriebemotoren

Die vielen Einflussgrößen auf die **Geräuschbildung eines Getriebemotors** machen verständlich, dass die Streuung bei Antrieben gleicher oder ähnlicher Auslegung wesentlich größer sein muss als bei Motoren ohne Getriebe. Wenn daher in den folgenden Abschnitten oder auf direkte Anfrage Geräuschrichtwerte nur mit gewissen Vorbehalten und Toleranzen genannt werden, so ist dies nicht etwa Ausdruck einer Unsicherheit aus Mangel an Messwerten, sondern vielmehr umgekehrt die Erkenntnis aus vielen Tausenden von Einzelmessungen und Beobachtungen.

Das im **Bild 19** dargestellte Streuband mit Richtwerten für den A-Schalldruckpegel 4poliger Drehstrom-Stirnradgetriebemotoren schließt neben den Einflüssen von Getriebegröße und Untersetzung auch den Belastungsgrad und Toleranzen ein. Die Grenzlinie nach DIN VDE 0530 Teil 9, Tabelle 1, gilt für alle Arten von umlaufenden elektrischen Maschinen. In Tabelle 2 dieser Norm sind für Normmotoren niedrigere Grenzwerte festgelegt.

Es ist bemerkenswert und kann als Beweis für den hohen Stand von Entwicklung und Fertigung der Danfoss-Bauer-Antriebe betrachtet werden, dass die Geräuschrichtwerte der Getriebemotoren teilweise deutlich unter den Grenzwerten liegen, die für Elektromotoren **ohne Getriebe** festgelegt wurden.

Im Leistungsbereich von 0,7 bis 100 kW wurde in das Diagramm zusätzlich eingezeichnet, was nach VDI 2159 »Emissionskennwerte technischer Schallquellen« den Stand der Technik bei Stirnrad-Untersetzungsgetrieben (ohne Motor) darstellt. Das gesamte Streuband von 4poligen Danfoss-Bauer-Getriebemotoren liegt demnach deutlich unter den Werten, die nach Aussage der VDI-Richtlinie für 80 % aller Stirnradgetriebe (ohne Motor) als Geräusch-emissionswerte erwartet werden können.

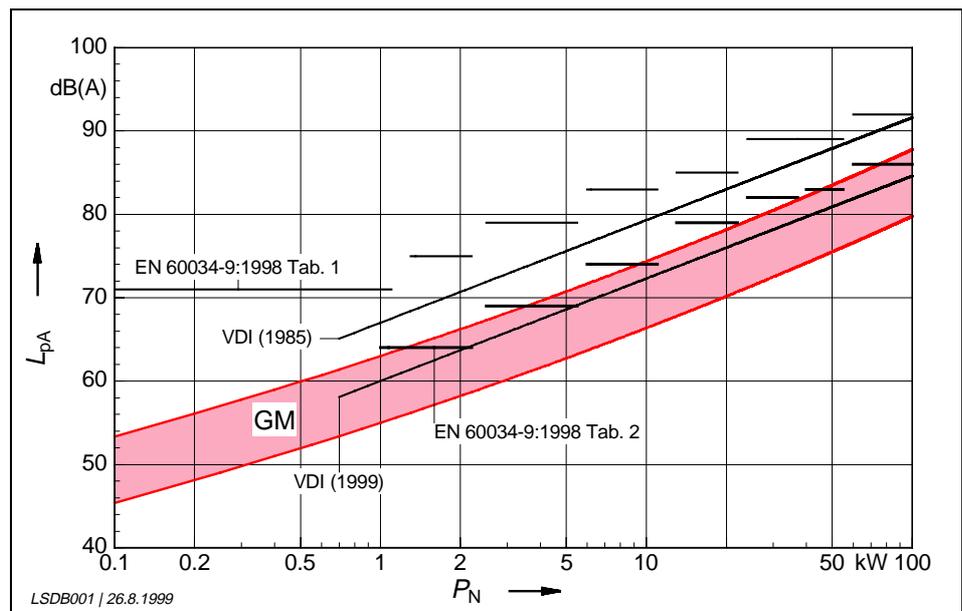


Bild 19 Richtwerte für den A-Schalldruckpegel L_{pA} von 4poligen Drehstrom-Stirnradgetriebemotoren in 1 m Abstand (GM) bei Bemessungsleistung im Vergleich zu

- EN 60034-9:1998 Tab. 1** gültig für alle Arten von drehenden elektrischen Maschinen mit ca. 1500 r/min, umgewertet von Leistungspegel auf Druckpegel und mit dem in Tabelle 3 der Norm festgelegten Lastzuschlag;
- EN 60034-9:1998 Tab. 2** gültig für 4polige Drehstrom-Käfigläufermotoren 50 Hz, IP44 ...IP55, IC411; mit max. Zuschlag für Vollast nach Tabelle 3
identisch mit IEC 60034-9:1997, Tabellen 2 und 3
- VDI (1985)** Richtlinie VDI 2159, gültig für 80 % aller Industrie-Stirnradgetriebe (ohne Motor), Stand 1985
- VDI (1999)** Richtlinie VDI 2159, gültig für 80 % aller Industrie-Stirnradgetriebe (ohne Motor), umgewertet auf den technischen Stand 1999
- GM** Streuband der Getriebemotoren Reihe 2000 von Danfoss Bauer

Im Bild 19 wurden A-Schall**druck**pegel angegeben, weil in der Praxis immer noch diese Größe bevorzugt wird. Der in der Norm genannte Schall**leistungs**pegel liegt je nach Baugröße der Antriebseinheit um etwa 12 ... 14 dB höher, sofern er nach EN 21680/11.91 bestimmt wird. Gegenüber früheren Festlegungen in DIN 45635 Teil 1 bestehen Unterschiede von ca. 2 ... 3 dB (s. Abschn. 7).

Bei Getriebemotoren ist die Zahl der möglichen Typen oder Baugrößen wesentlich höher als bei Normmotoren; und selbst innerhalb einer bestimmten Typenkombination können neben den durch Fertigung und Messfehler bedingten Toleranzen auch noch erhebliche auslegungsbedingte Unterschiede auftreten. Wenn daher im Projektstadium ein relativ niedriger Geräuschpegel verbindlich festzulegen ist, empfiehlt sich in jedem Einzelfall ein rechtzeitiger Kontakt mit Danfoss Bauer (vgl. Abschnitt 17).

Dies gilt auch, wenn die Richtwerte nach Bild 19 zu hoch sein sollten.

20 Anteil der Antriebe am Gesamtgeräusch

Bei der Bewertung und Entstörung des Geräuschverhaltens einer Anlage sollten einige wichtige Grundsätze beachtet werden:

- ❑ Es sollte zunächst eingegrenzt werden, welcher Anlagenteil das stärkste Geräusch verursacht. Im Abschnitt 12 ist gezeigt, dass nur eine Korrektur am lautesten Anlagenteil zum Erfolg führt.
- ❑ Sekundäre Störquellen, die zu Schwingungen angeregt werden (z. B. Abdeckbleche), lassen sich oft mit einfachen Mitteln beseitigen.
- ❑ In Grenzfällen können Maßnahmen des sekundären Schallschutzes (Abdeckhauben) eine billigere oder die einzige technisch realisierbare Lösung darstellen.

Als Beispiel für die Anteile der Antriebe am Gesamtgeräusch einer Anlage wird auf den Beitrag "Beurteilungskriterien für das akustische Verhalten von Förderanlagen" (P. Vierling und J. Weidemann in F + H 34/1984) verwiesen. Dort sind die "Umsetzungsmaße" für den Geräuschanteil verschiedener Baugruppen ermittelt, die im **Bild 20** vereinfacht verglichen werden.

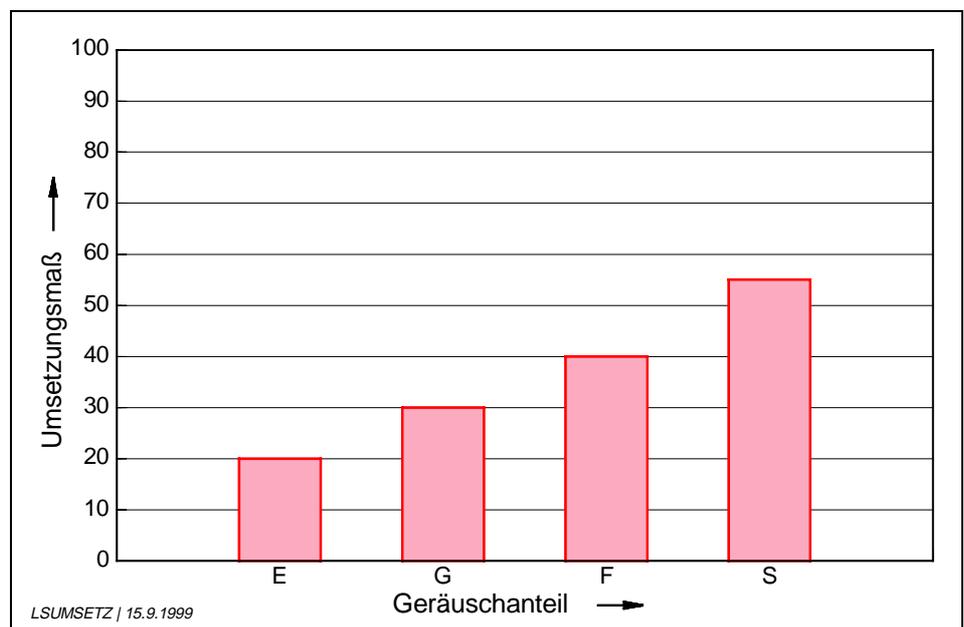


Bild 20 Vereinfachte Darstellung der "Umsetzungsmaße" für den Geräuschanteil verschiedener Baugruppen (nach P. Vierling und J. Weidemann)

E	Elektromotor	F	Gurtförderer
G	Getriebe	S	Schienenstoß

21 Zusammenfassung

Die Bemühungen um eine objektive, messtechnische Erfassung und umweltschonende Verminderung der Geräuschemission umlaufender elektrischer Maschinen gehen auf die 50er Jahre zurück und haben zu bemerkenswerten Erfolgen geführt.

4polige Normmotoren bis zur Achshöhe 355 (315 kW) und höher liegen ohne Sondermaßnahmen unter dem aus verschiedenen Regelwerken abgeleiteten Grenzwert für den Messflächen-A-Schalldruckpegel von 80 dB(A).

In geräuschtechnischer Sonderausführung sind sogar deutlich niedrigere Werte zu erreichen.

Leider haben die auf verschiedenen Ebenen (IEC/CENELEC und ISO/CEN) laufenden Normungsarbeiten zu unterschiedlichen Festlegungen und dadurch teilweise zu Kommunikationsproblemen zwischen Hersteller, Planer, Errichter und Betreiber geführt.

Statt einer einfachen "Geräuschangabe" muss streng nach "Schalldruckpegel" und "Schalleistungspegel" unterschieden werden und für das "Messflächenmaß" gibt es eine "alte" und eine "neue" Berechnungsmethode.

Mit dem vorliegenden Sonderdruck soll versucht werden, die Verständigungsschwierigkeiten zwischen Elektromaschinenbauern und ihren Partnern zu vermindern.

22 Stichwortverzeichnis

	Abschnitt
A	
A-Bewertung	4
Absorption	11.1, 11.2
Absorptionskoeffizient	11.2
Abstand	11
Achshöhe	13.4
Addition von Schallpegeln	12
Altershörminderung	10.5
Arbeitslärm	10
Arbeitsplatzlärm	10.5
A-Schalldruckpegel	4, 10.5
A-Schalleistungspegel	7
Axialkraft	17.3
B	
Belastung	9
Belastung, relative	17.9
Betriebszustand	9
Beurteilungspegel	10.1, 10.2, 10.4, 10.5
Beurteilungszeitraum	10.1
Bewertungsfilter	4
Bewertungskurven	4
Bezugsquader	6
E	
Echtzeit-Analysator	5.1
Einsteckritzel	17.2
Einzeltöne	16.2, 18.1
Elektromagnetische Geräusche	16.2
Elektromotoren, Geräuschgrenzwerte	13.1
Elektromotoren, Geräuschursachen	16
Emission	10
Emissionskennwerte von Getrieben	15
Emissionskennwerte von Normmotoren	14
F	
Filtermittenfrequenz	5.1
Frequenzanalyse	5.1
Frequenzbereich des Gehörs	2.
G	
Geräusch	1
Geräuschgrenzwerte	13
Geräuschgrenzwerte, Stufung	13.4
Geräuschlabor	5.1
Geräuschrichtwerte bei Getriebemotoren	19
Geräuschmessraum	9.2
Geräuschspektrum	5
Geräuschursachen bei Motoren	16
Geräuschvorausberechnung	16.2
Getriebe, Geräuschgrenzwerte	15
Getriebe, Geräuschursachen	17
Getriebebauarten	15.2
Getriebegröße	17.1
Getriebemotoren	14
Getriebemotoren, Geräuschgrenzwerte	19
Gleitlager	16.3
H	
Hörfläche	3
Hörminderung	10.5
Hörschwelle	2.2, 2.3

I	
Immission	10
Immissionsrichtlinie	10.3
Immissionsrichtwerte	10.3
Impulsschallpegelmesser	18.2
ISO-Noise-Rating	5.2
K	
Katalogangaben für Geräusche	14
Körperschall	2.1
Kurven gleichen Lautstärkepegels	3
L	
Lagergeräusch	16.3
Lärm	1, 10.2, 10.3
Lastzuschlag	9
Lautstärkepegel	3
Leerlauf	9
Lüftergeräusch	16.1
Luftschall	2.1
Luftspalt	16.2
M	
Maschinenarten	13.2
Messflächeninhalt	7.1
Messflächenmaß	7.2
Messpunktanordnung	8
Messpunktanordnung, vereinfachte	8
Messraum	9.2
Mikrofonanordnung	8
Mittenfrequenz	5.1
N	
Nachbarschaftslärm	10.4
Normmotoren	7.3
Normmotoren, Geräuschgrenzwerte	13.3, 14
Normschall	2.2
NR-Kurven	5.2
O	
Oktavfilter	5.1
P	
Pegel	2.3
Pegelschreiber	5.1
Polzahlen	16.2
Profilkorrektur	17.5
Profilverschiebung	17.4
R	
Rauschen	16.1
Reflexion	11.1
Relative Belastung	17.9
Rückwirkungen	9.2
Rundlauf	17.6
S	
Schall	1
Schalldruck	2.2
Schalldruckpegel	2.3
Schalldruckpegel, Addition	12
Schalleistung	2.4
Schalleistungspegel	7
Schallgeschwindigkeit	2.4
Schallpegelabnahme	2.7
Schallpegelmesser	5.1

Schaltgeräusche	18.2
Schlag	17.6
Schmerzgrenze	2.2, 2.3
Schmierung	17.8
Schrägungswinkel	17.3
Sirenentöne	16.1
Spektrogramm	5.1
T	
TA Lärm	10.3
Teilkreisdurchmesser	17.2
Teillast	17.9
Terzfilter	5.1
Ton	2.2
Typenleistung	13.4
U	
Überdeckungsgrad	17.4
Übertragungsmaß	7.2
Umfangsgeschwindigkeit	16.1, 17.2
Untersetzung	17.2
UVV Lärm	10.2
W	
Wälzlager	16.3
Wasserschall	2.1
Wellenlänge	2.6
Z	
Zahneingriffsfrequenz	5.2, 17.2
Zähnezahl	17.2
Zahnradhärte	17.7
Zahnradwerkstoff	17.7

23 Literaturverzeichnis

1 Normen, Bestimmungen, Vorschriften

- 1.1 VDE 0530, Teil 1/01.66 (überholt)
Bestimmungen für umlaufende elektrische Maschinen; Allgemeines mit Geräuschgrenzwerten in Tafel 20
- 1.2 DIN VDE 57530, Teil 9/12.84 (überholt)
Umlaufende elektrische Maschinen; Geräuschgrenzwerte
- 1.3 DIN EN 60034-9 (VDE 0530 Teil 9):1998
Drehende elektrische Maschinen; Geräuschgrenzwerte
- 1.4 IEC 60034-9 (1997)
Rotating electrical machines; Noise limits
- 1.5 DIN EN 21680, Teil 2
Verfahren zur Messung der Luftschallemission von umlaufenden elektrischen Maschinen;
Teil 2 : Verfahren der Genauigkeitsklasse 3
- 1.6 ISO 1680-2
Test code for the measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery;
Part 2 : Survey method
- 1.7 DIN 45635, Bl. 1/01.72
Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallmessung; Hüllflächen-Verfahren;
Rahmen-Messvorschrift
- 1.8 DIN 45635, Bl. 10/05.74 (überholt)
Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallmessung; Hüllflächen-Verfahren;
Rotierende elektrische Maschinen
- 1.9 VDI 3736, Bl. 1/04.84
Emissionskennwerte technischer Schallquellen (ETS);
Umlaufende elektrische Maschinen; Asynchronmaschinen
- 1.10 VDI 2159/ 07.85
Emissionskennwerte technischer Schallquellen (ETS);
Getriebegeräusche

2 Bücher, Broschüren, Aufsätze

- 2.1 *Bürck, W.:* Die Schallmessfibel für die Lärmbekämpfung
Rohde & Schwarz, 1966
- 2.2 *Broch, J. T.:* Acoustic Noise Measurements
Brüel & Kjaer, 1988
- 2.3 *Maue, J. H.:* Einführung in die Grundbegriffe und die quantitative Erfassung des Lärms
Erich Schmidt Verlag, Berlin, 1999
- 2.4 *Schmidt, H.:* Schalltechnisches Taschenbuch
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- 2.5 *Heckl, M. / Müller, H. A.:* Taschenbuch der Technischen Akustik
Springer-Verlag, Berlin, 1975
- 2.6 *N.N.:* Schallmessung
Brüel & Kjaer
- 2.7 *Lachenmeier, S.:* Getriebegeräusche
Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 55 der FVA
- 2.8 *Falk, K. / Kiefaber, J.:* Neue Generation oberflächengekühlter Drehstrom-Normmotoren
ABB Technik 7/89
- 2.9 *Falk, K.:* Der Drehstrommotor – Ein Lexikon für die Praxis
VDE-Verlag, Berlin, 1997