

# Schall – das Auslegekriterium für ölüberflutete Schraubenverdichteranlagen und zu berücksichtigende Parameter für Anwender

Prof. Dr. **G. Benes** VDI, Gießen/Friedberg

## Zusammenfassung

Für den Betrieb von Kompressoranlagen gibt es gesetzliche Vorschriften, die unter anderem die maximal zulässige Geräuschemission festsetzen.

Um diese Vorgaben erreichen zu können, ist die Kenntnis der einzelnen Schallquellen und ihrer Emission notwendig, so daß schallsenkende Maßnahmen eingeleitet werden können.

In den meisten Fällen beeinflussen diese Maßnahmen den Wirkungsgrad und die Herstellungskosten der Kompressoranlage. Somit gehört der Schall zur den Auslegekriterien der Anlagenkonstruktion.

## Résumé

For the operation of compressor there are legal regulations specifying such as the maximum permissible emission of noise.

In order to comply with these instructions, knowledge of the particular sources of noise and their emission is necessary for noise-reducing measurements.

In most cases these measurements have influence on the degree of effectivity and manufacturing costs of the compressor plant. Thus, noise belongs to the design criteria when constructing the installation.

## 1. Einleitung

Die Anforderungen an eine Kompressoranlage sind in Bild 1 vereinfacht dargestellt. Dieses Schema birgt detaillierte Forderungen, von der Art der Regelung bis zu den zu berücksichtigenden gesetzlichen Vorschriften, in sich. In diesem Vortrag soll der Abschnitt "Schall" näher erläutert werden.

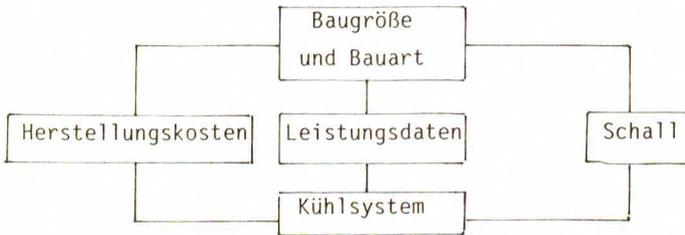


Bild 1: Gesamtbetrachtung der Anforderungen an eine Kompressoranlage

Overview of the demands on a compressor installation

Da die Schallabstrahlung einer Maschine nur ein unerwünschter Nebeneffekt ist, der sich darüber hinaus negativ auf das menschliche Wohlbefinden bzw. die Gesundheit auswirkt, gibt es seitens des Gesetzgebers bzw. der Berufsgenossenschaft Vorschriften zur Lärmbekämpfung bzw. Nichtüberschreitung bestimmter Höchstwerte. Die physikalischen Parameter der Anlage sind die Parameter der einzelnen Aggregate, die in der Anlagenkonstruktion zu einem Gesamtoptimum integriert werden müssen. In Bild 2 sind drei Hauptgruppen einer luftgekühlten Anlage mit ihren Parametern zusammengestellt, die auch gleichzeitig als Schallquellen zu betrachten sind.

Die direkt erzeugten Maschinengeräusche sind aeropulsiver und aerodynamischer Art. Die indirekt erzeugten Geräusche resultieren aus Betriebskräften. Eine Minderung der erzeugten Geräusche läßt sich durch Primär- und Sekundärmaßnahmen erzielen. Die primären Maßnahmen zur Senkung der direkt und indirekt erzeugten Geräusche fordern umfangreiche konstruktive Maßnahmen, deren Wirksamkeit nur begrenzt ist.

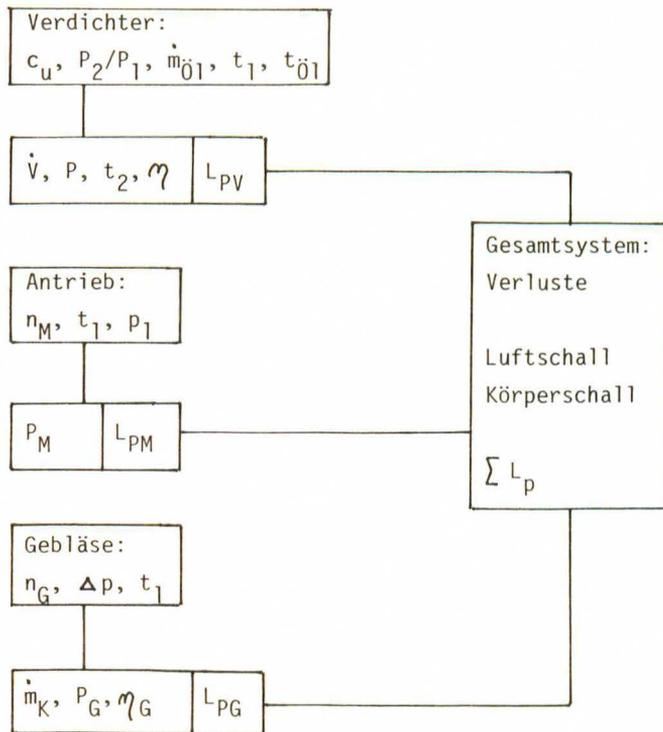


Bild 2: Physikalische Parameter der Anlage  
Physical parameters of the installation

Den größten Einfluß auf die Geräuschminderung haben Sekundärmaßnahmen wie Kapselung der Maschine, Schwingungskompensation, Verwendung von Schalldämpfern usw.

Alle schallgedämpften Kompressoranlagen werden heute in vollgekapselter Ausführung gebaut. Bild 3 zeigt eine schallgedämpfte Anlage /3/.

Da es sich hier um eine luftgekühlte Ausführung handelt, sind in der Kapselung Ein- und Austrittsöffnungen für den Kühlluftvolumenstrom vorhanden. Die Kühlung in Form der Öleinspritztemperatur bzw. Ölviskosität hat großen Einfluß auf die volumenspez. Arbeit (Bild 4) und auf den Polytropenexponenten (Bild 5).

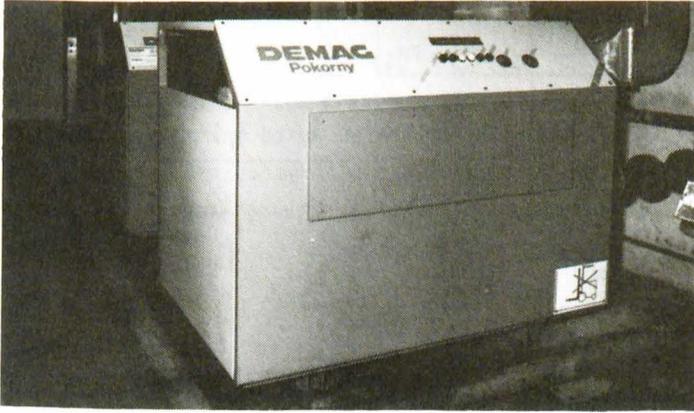


Bild 3: Luftgekühlte, schallgedämpfte Anlage, Typ SE 60 S /3/  
Air-cooled silent compressor

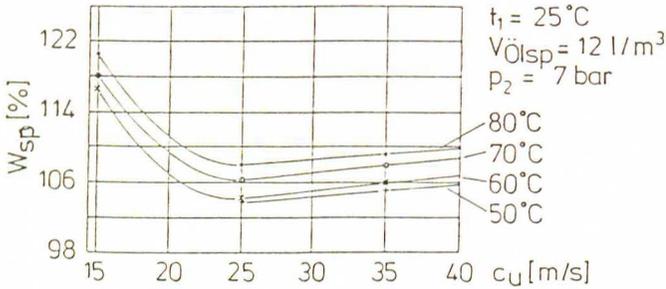


Bild 4: Volumenspez. Arbeit als Funktion der Öleinspritztemperatur /1/  
Specific power consumption subject to the injected oil temp.

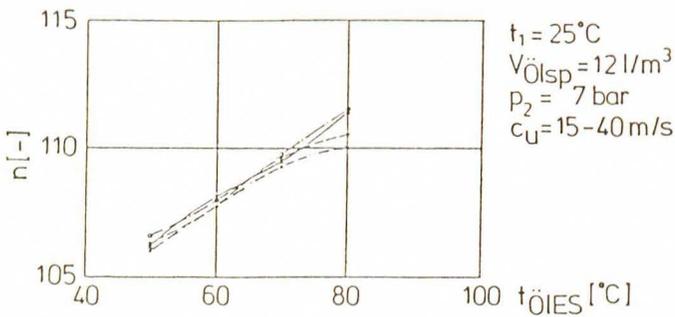


Bild 5: Polytropenexponent als Funktion der Öleinspritztemperatur /2/  
Polytropic exponent subject to the injected oil temperature

## 2. Geräuschquellen

Der auf dem Prüfstand ermittelte mittlere Schalldruckpegel des Schraubenverdichters /3/ ist in Abhängigkeit vom Betriebsdruck  $p_2$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $c_u$  in Bild 8 festgehalten. Da die Untersuchung ohne besondere schalltechnische Maßnahmen durchgeführt wurde, sind die Meßwerte mit dem Raumeinfluß behaftet.

Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit erhöht sich der Schalldruckpegel mit abnehmendem Gradient. Der Druckeinfluß wird erst bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten deutlich.

Um gezielte schallmindernde Maßnahmen durchführen zu können, benötigt man das Frequenzspektrum, da die besonders herausragenden Frequenzbereiche Hinweise auf Störquellen geben.

Die Bilder 6 und 7 zeigen den Ausschnitt einer Schmalbandanalyse mit den ermittelten Höchstwerten. In beiden Aufzeichnungen treten resonanzartige Überhöhungen des Schalldruckpegels mit den Grundfrequenzen 250 Hz und 370 Hz und ihren n-fachen Werten auf. Bei genauer Betrachtung stellt man fest, daß die Grundfrequenz  $f_0$  nach der Gleichung

$$f_0 = n_{HL} \cdot Z_{HL}$$

mit der Frequenz der einzelnen Verdichtungsvorgänge übereinstimmt. Es handelt sich demgemäß um aeropulsive Geräusche, deren Ursprung in Druckausgleichsvorgängen innerhalb des Verdichters liegt. Das zur Grundfrequenz gehörende Geräusch wird als Drehklang bezeichnet. Da die Grundfrequenz und die diskreten Frequenzen Differenzen von mehr als 10 dB aufweisen, beeinflussen sie nicht nur den Summenpegel, sondern wirken sich auch störend auf das menschliche Gehör aus. Primäre Maßnahmen wie z.B. konstruktive Änderungen der Steuerkarte hatten bisher nur geringen Einfluß auf die Höhe der Grundfrequenz.

Zu den weiteren Geräuschquellen zählen der Antrieb, Teile des Kühlsystems, Nebenaggregate sowie Strömungsgeräusche im Druckluft-, Öl- und Kühlmediumsystem.

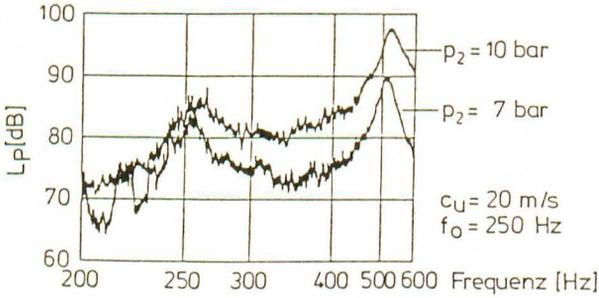


Bild 6: Ausschnitt des Frequenzspektrums bei  $c_U = 20$  m/s  
Part of the range of frequencies at  $c_U = 20$  m/s

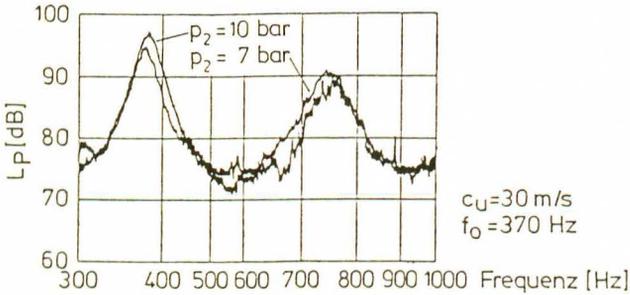


Bild 7: Ausschnitt des Frequenzspektrums bei  $c_U = 30$  m/s  
Part of the range of frequencies at  $c_U = 30$  m/s

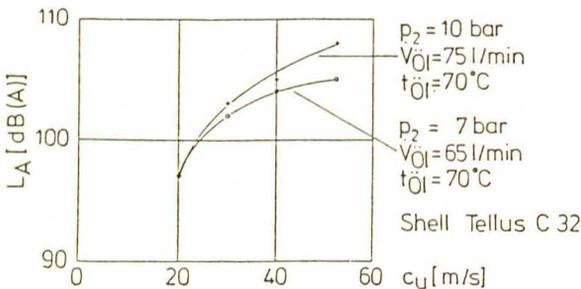


Bild 8: Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit und des Enddruckes auf den Schalldruckpegel  
Influence of the mail rotor tip speed and discharge pressure on the sound pressure level

Am Beispiel eines Dieselmotors als Antrieb ist in Bild 11 der Schalldruckpegel über der Motordrehzahl dargestellt. Um wirkungsvolle Sekundärmaßnahmen zur Schallminderung treffen zu können, wird von den Motorenherstellern /4/ ein dem Betriebszustand entsprechendes Frequenzspektrum zur Verfügung gestellt.

Bei luftgekühlten Anlagen wird in den meisten Fällen ein axiales Gebläse zur Förderung des Kühlluftstromes verwendet. Da die Einbaubedingungen keinesfalls den Prüfstandsbedingungen entsprechen, wurden Versuche an Baugruben mit variablen Größen notwendig /5/, deren konstruktive Gestaltung weitgehend den Anlagebedingungen entspricht. Der Einfluß der Lage des Gebläses in einem radialen Ausschnitt auf die Leistungsdaten und den Schalldruckpegel einer Gebläse-Kühleranordnung ist in Bild 9 und 10 festgehalten.

In jeder Kompressoranlage mit öleingespritzten Schraubenverdichtern sind mindestens drei Kreisläufe von verschiedenen Fluiden installiert.

Beim Druckluftsystem befindet sich die Strömung im Bereich der Reynoldszahl  $Re \approx 10^5$  bis  $10^6$ ; somit tritt eine turbulente Strömung auf. Durch die Grenzschichtturbulenzen entsteht an durchgeströmten Bauteilen Körperschall, der ab  $Re > 10^6$  als Schallquelle betrachtet werden muß.

Die Reynoldszahl der Strömung im Öl- und Kühlsystem ist wesentlich kleiner, weshalb diese beiden Systeme nicht berücksichtigt werden müssen, soweit nicht durch Freistrahlen oder sonstige Resonanzen Geräusche entstehen. Das Frequenzspektrum des vom Druckluftkreis abgestrahlten Geräusches ist grundsätzlich breitbandig und besitzt kein ausgeprägtes Maximum wie im Falle des Verdichters.

### 3. Schallmindernde Maßnahmen

Der von den einzelnen Schallquellen emittierte Luftschall kann durch Anbringung von Schalldämpfern, z.B. in der Verdichteransaugung, direkt am

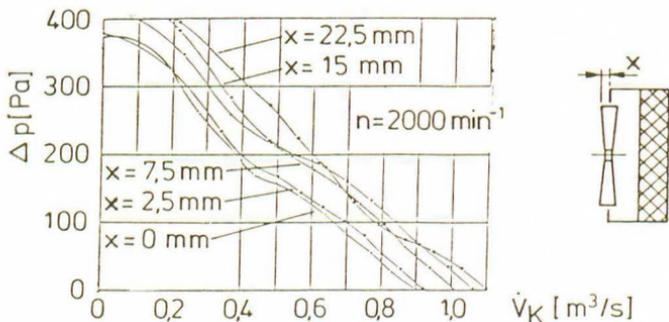


Bild 9: Fördervolumenstrom eines ax. Gebläses als Funktion der Lager im Kreisabschnitt /5/

Delivery volume range of an axial ventilator subject to its position within the sector /5/

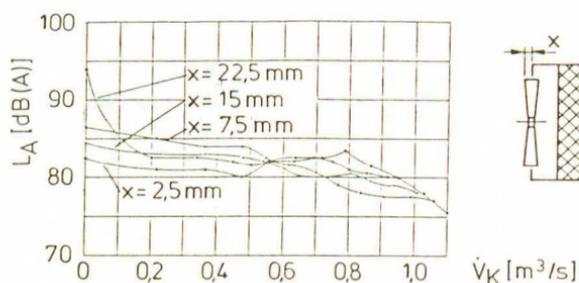


Bild 10: Schalldruckpegel eines ax. Gebläses als Funktion der Lage im Kreisabschnitt /5/

Sound pressure level of an axial ventilator subject to its position within the sector /5/

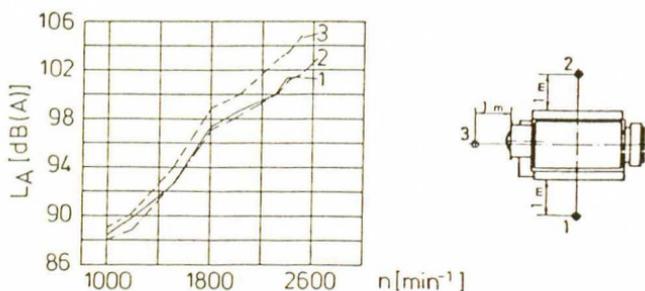


Bild 11: Charakteristik des Schalldruckpegels des Dieselmotors F8L 413 F /4/

Characteristic of the sound pressure level of the Diesel engine F8L 413 F /4/

Aggregat herabgesetzt werden. In der Kompressoranlage tritt, im Gegensatz zum Prüfstand, verstärkt Körperschall auf. Da es sich bei der heutigen Generation der Anlagen um Leichtbauweise handelt, kann es durch Anregung bzw. Körperschallübertragung an geeigneten Stellen, z.B. an der Karosserie, aufgrund des Körperschalls zu verstärkter Schallemission kommen. In Bild 12 wurde die gemessene Anregung des Verdichtergehäuses bei einzelnen Frequenzen aufgetragen. Die resonanzartigen Erhöhungen entsprechen den in Bild 10 auftretenden Frequenzspitzen, die als Drehklang identifiziert wurden.

Bei der Körperschallübertragung innerhalb einer Struktur treten durch Dämmung und Dämpfung im Werkstoff Schalleistungsverluste auf, die zur Lärminderung genutzt werden können. Formänderungen an Bauteilen führen zur Reflexion, was zur Folge hat, daß der Körperschall nach Überwindung dieser Stelle kleiner geworden ist. Eine größere Wirkung erzielt die heute übliche elastische Lagerung der anregenden Bauteile in Form von Elastomerpolstern, deren E-Modul sehr klein ist, wodurch die größte Reflexion erreicht wird. Erschwert wird die Anwendung der elastischen Lagerung durch die Forderung /6/ nach druckfesten, der Polymerisation oder Peroxidbildung widerstehenden Verbindungsleitungen.

Die Körperschallanregung wird bestimmt von der mechanischen Eingangsimpedanz. Sie kann im wesentlichen durch Anbringen von Zusatzmassen, Änderungen der Steifigkeit, der Wandstärke oder der Massenbelegung beeinflusst werden. Die rechnerischen Richtwerte sind in der folgenden Tabelle zusammengefaßt /7/:

Verdoppelung von	ergibt Veränderung des Schalleistungspegels in dB			
	Geschwindigkeitserregung		Krafterregung	
	$f < f_g$	$f > f_g$	$f < f_g$	$f > f_g$
Steifigkeit	+ 3	± 0	+ 1,5	- 1,5
Massenbelegung	- 3	± 0	- 7,5	- 4,5
Wandstärke	+ 6	± 0	- 3	- 9

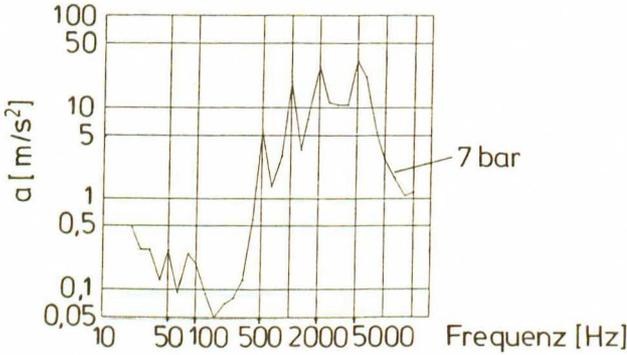


Bild 12: Frequenzanalyse des Körperschalls am Verdichtergehäuse  
 Frequency analysis of the contact noise at the compr. casing

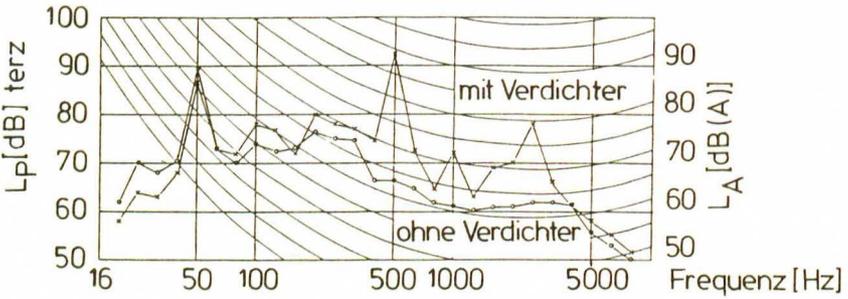


Bild 13: Frequenzanalyse des Luftschalls mit und ohne Verdichter  
 Frequency analysis of the air noise with and without compr.

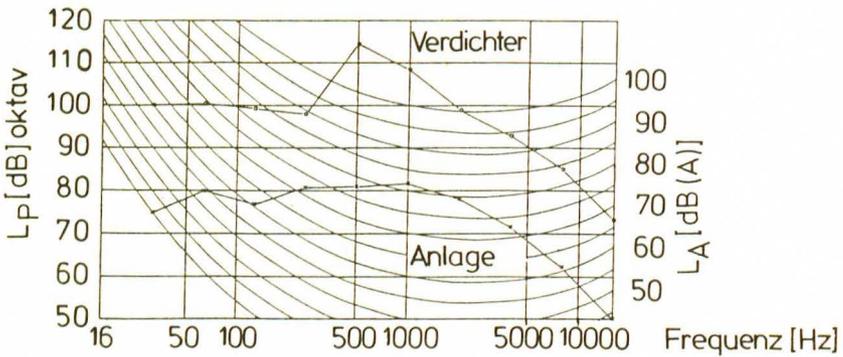


Bild 14: Frequenzvergleich Verdichter zur Anlage  
 Frequency comparison compressor to installation

Der emittierte Gesamtschallpegel des Systems wird durch Dämmung und Dämpfung in Form einer Vollkapsel (Bild 3) gemindert. Als Wandausführungen der Kapseln werden heute Blechkonstruktionen mit zusätzlichem Entdröhnbelag und Schluckstoff wie Polyurethan-Weichschaum oder Mineralwolle verwendet. Die notwendigen Zu- und Abluftöffnungen in der Kapsel müssen mit Umlenkungen und Dämpferkanälen versehen werden (Bild 15, 16), um einen direkten Schallaustritt zu verhindern. Der Einfluß des Verdichters einer Elektroanlage auf das erzeugte Frequenzspektrum ist in Bild 13 dargestellt. Bild 14 zeigt die Wirkung der Gesamtmaßnahmen zur Senkung des Schalldruckpegels.

#### 4. Schallrichtlinien

Für die Aufstellung von Verdichteranlagen in Arbeitsräumen muß § 3 UVV "Lärm" berücksichtigt werden. Er besagt, daß der Meßflächen-Schalldruckpegel nach DIN 45635 Teil 13 im Arbeitsraum 85 dB(A) nicht überschreiten soll. Daher gilt es, vor Installation einer Kompressoranlage zu überprüfen, ob noch andere Schallquellen vorhanden sind. Darüber hinaus muß, unter Berücksichtigung des Raumeinflusses, der zukünftige Schalldruckpegel bestimmt werden. Auch die Aufstellung der Kompressoranlage ist ein wichtiger Parameter. Ein Restkörperschall, der in das Fundament eingeleitet wird, kann sogar in weiten Teilen des Gebäudes Geräusche verursachen. Auch die Ankopplung an das Druckluftnetz kann als Luft- und Körperschall Probleme verursachen.

1986 trat für den EG-Bereich die Richtlinie 84533/EWG für fahrbare Kompressoranlagen in Kraft und ersetzt damit die bisher gültigen nationalen Vorschriften. Sie legt den maximal zulässigen Schalleistungspegel in Abhängigkeit vom Fördervolumenstrom fest.

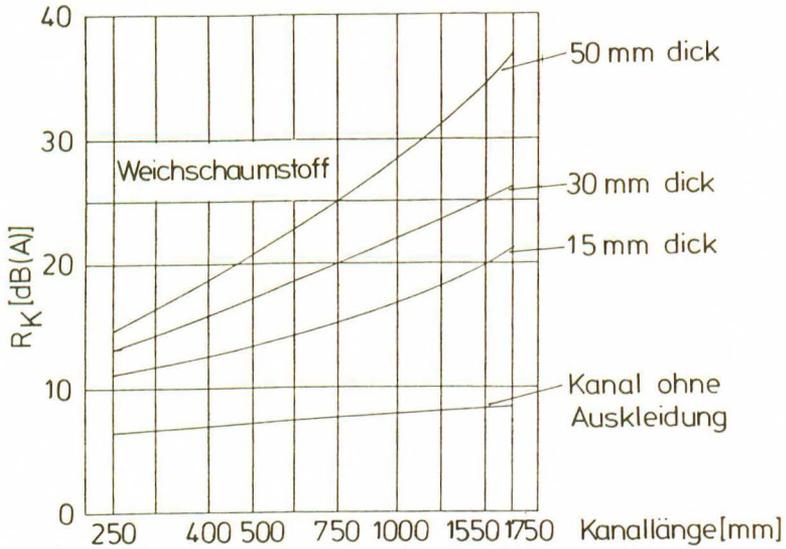


Bild 15: Einfluß der Kanallänge auf das Schalldämmmaß /8/  
Influence of the channel length on the efficiency of the sound absorption

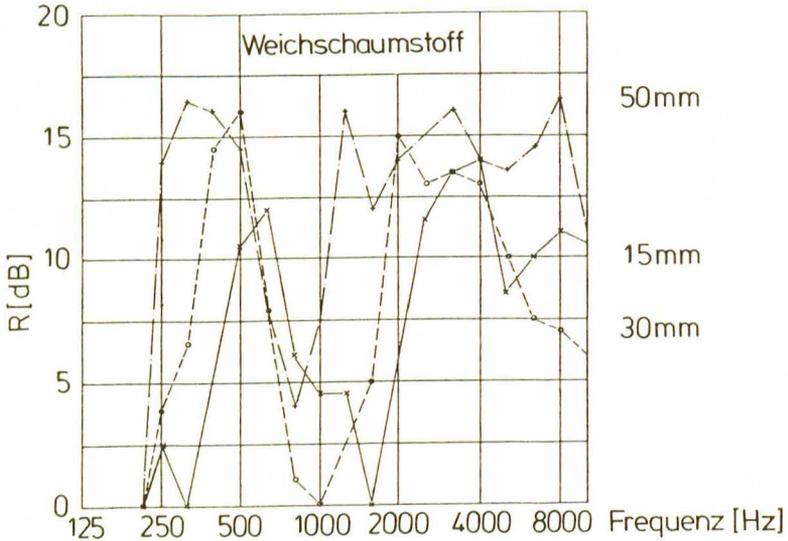


Bild 16: Frequenzdämpfung von PE-Schaumstoff /8/  
Frequency absorption of PE-material

<u>Symbol</u>		<u>Indizes</u>	
a	- Beschleunigung	g	- grenz
$c_u$	- Umfangsgeschw. d. Hauptläufers	o	- grund
f	- Frequenz	A	- A-Bewertung
$L_p$	- Schalldruckpegel	G	- Gebläse
$\dot{m}$	- Massenstrom	HL	- Hauptläufer
n	- Drehzahl	M	- Motor
n	- Polytropenexponent	V	- Verdichter
P	- Leistung	Öl	- Öl
p	- Druck	K	- Kühlluft
R	- Schalldämmmaß	1	- Ansaugzustand
t	- Temperatur	2	- Endzustand
$\dot{V}$	- Fördervolumenstrom	$\Delta$	- Differenz
$W_{SP}$	- volumenspez. Arbeit	$\eta$	- Wirkungsgrad
Z	- Zähnezahl		

---

#### Literatur:

- /1/ - Kattentidt, H.: Tendenzen der Weiterentwicklung von Schraubenverdichtern mit Öleinspritzung.  
Diss. TU Wien 1982
- /2/ - Benes, G.: Leistungsgerechte Auslegung von ölüberfluteten Schraubenverdichteranlagen. Diss. TU Wien 1984
- /3/ - Hersteller: Mannesmann Demag Verdichter und Drucklufttechnik, Frankfurt/Main
- /4/ - Hersteller: Klöckner Humbold Deutz, Köln
- /5/ - N.N.: Lüfteruntersuchung. Karberg und Hennemann, Mannesmann Demag, unveröffentlicht.
- /6/ - N.N.: Unfallverhütungsvorschrift "Verdichter". Berufsgenossenschaft Chemie
- /7/ - N.N.: Lärmfibel, Daimler Benz AG, VMA, 091010479
- /8/ - N.N.: Entwicklungsvorhaben Geräuschminderung an Verdichteranlagen. VDMA Frankfurt/M, 1967.