

Industrieventilatoren

Lieferprogramm

- ▲ Radialventilatoren
- ▲ Axial-Gleichdruckventilatoren
- ▲ Schallschutz



TLT-Turbo GmbH

Inhaltsverzeichnis



Grubenlüfter

Einleitung	3
Anwendungsbereiche	3
Lieferprogramm	5
Bauarten	6
Regelungsarten und charakteristische Kennlinien	7
Konstruktion und Fertigung	9
Gebläse - Anfrage	22
Erläuterungen zu Begriffen und Problemen der Gebläse - Technik	24
Geräuschfragen	28

Einleitung

Die Anforderungen, die an die Industrie-Gebläse gestellt wurden, sind im Laufe der Zeit merklich gestiegen. Die Vielfalt der Aufgaben, die beim Transport von gasförmigen Medien zu lösen sind, erfordern ein reichhaltiges Gebläseprogramm, um in jedem Einzelfall eine optimale Lösung bieten zu können.

Auf Grund jahrzehntelanger Entwicklungsarbeiten und der während dieser Zeit gesammelten Betriebserfahrungen haben wir ein Gebläse-Programm geschaffen, welches den Einsatz der wirtschaftlichsten Maschinen sicherstellt; dabei wurden insbesondere folgende Forderungen berücksichtigt:

Geringe Investitionskosten, niedrige Betriebskosten, geringe Anfälligkeit der Maschinen - auch bei erschwerten Betriebsbedingungen, lange Lebensdauer, hohe Geräuschdämpfung.

Radial-Frischluf-Gebläse mit Drallregler und Ansaugdämpfer ▶

Anwendungsbereiche

Aus unserem Gebläse-Programm werden u. a. folgende Industriezweige beliefert:

Dampfkessel- und Kraftwerksbau

Saugzug-Gebläse in radialer und axialer Ausführung

Frischluf-Gebläse für alle Drücke

- Brüden-Gebläse
- Mühlen-Gebläse
- Staubförder-Gebläse
- Druckerhöhungs-Gebläse
- Rezirkulations-Gebläse
- Kaltgas-Gebläse
- Heißgas-Gebläse
- Sekundärluft-Gebläse
- Sperrluft-Gebläse



Zementindustrie
Heißgas-, Rauchgas- und Frischluft-
Gebläse
Kühluft-Gebläse
Mühlen-Gebläse
Bypass-Gebläse

Bergbau
Grubenlüfter unter und über Tage als
Radial- und Axialgebläse für alle Wetter-
mengen.

Hüttenindustrie
Gebläse aller Art für
Sinter-Anlagen
Pelletier-Anlagen
Direktreduktions-Anlagen
Entstaubungs-Anlagen
(Trocken- und Naßentstaubung)
Tieföfen
Hubbalkenöfen
Notwind-Anlagen
Indirekte Saugzug-Anlagen

Kokereien
Koksgas-Druckerhöhungs-Gebläse, ein-
und zweistufig in geschweißter Ausfüh-
rung.

Schiffbau
Frischluf-Gebläse

Glasindustrie
Kühl-Gebläse für Glaswannen
Abgas- und Verbrennungsluft-Gebläse

Grubenlüfter
 \dot{V} = 383 m³/s
Depression $\hat{=} \Delta p_{\text{Ant}}$ = 5400 Pa
n = 440 1/min
P_w = 2560 kW



Lieferprogramm

Chemische Industrie
 Röstgas-Gebläse
 Rezirkulations-Gebläse
 Kühlluft-Gebläse
 Zwischengas-Gebläse
 Gas-Gebläse
 Gebläse für Glüh- u. Trocknungsprozesse
 Gebläse für HCL Regenerier-Anlagen
 Hochdruck-Gebläse-Anlagen
 Heißdampf-Gebläse

Radial-Gebläse
 Axial-Gleichdruck-Gebläse

Schalldämpfer
 Schallisierungen
 Schallhauben

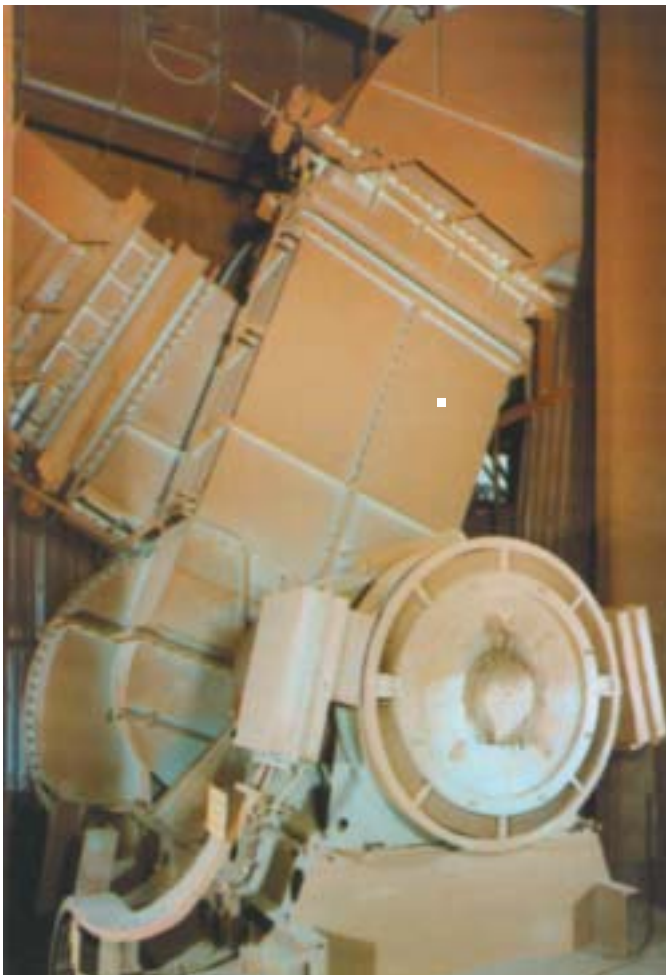
Drallregler
 Unterstützungskonstruktionen
 Indirekte Saugzug-Anlagen
 Notwind-Anlagen

Zweiflutiges Abgas-Gebläse für eine Elektro-Ofen-Entstaubung

\dot{V}	=	126	m ³ /s
t	=	120	°C
Δp_t	=	3820	Pa
n	=	990	1/min
P_w	=	595	kW

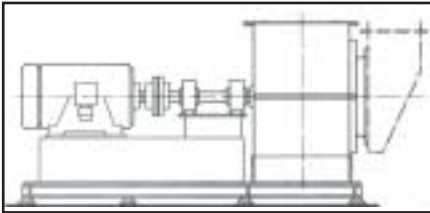
Zweiflutiges Not-Frischluff-Gebläse in einem Kraftwerk

\dot{V}	=	350	m ³ /s
Δp_t	=	9320	Pa
n	=	990	1/min
P_w	=	4100	kW

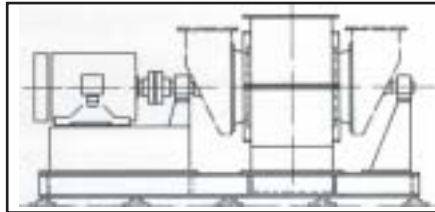


Bauarten

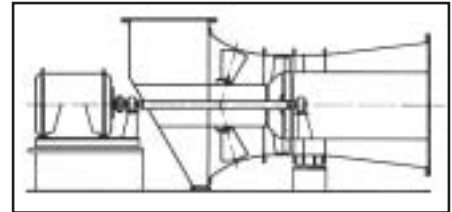
Das Gebläse-Programm der TLT umfaßt:



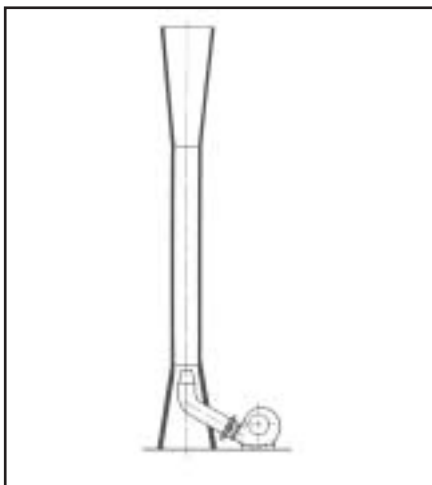
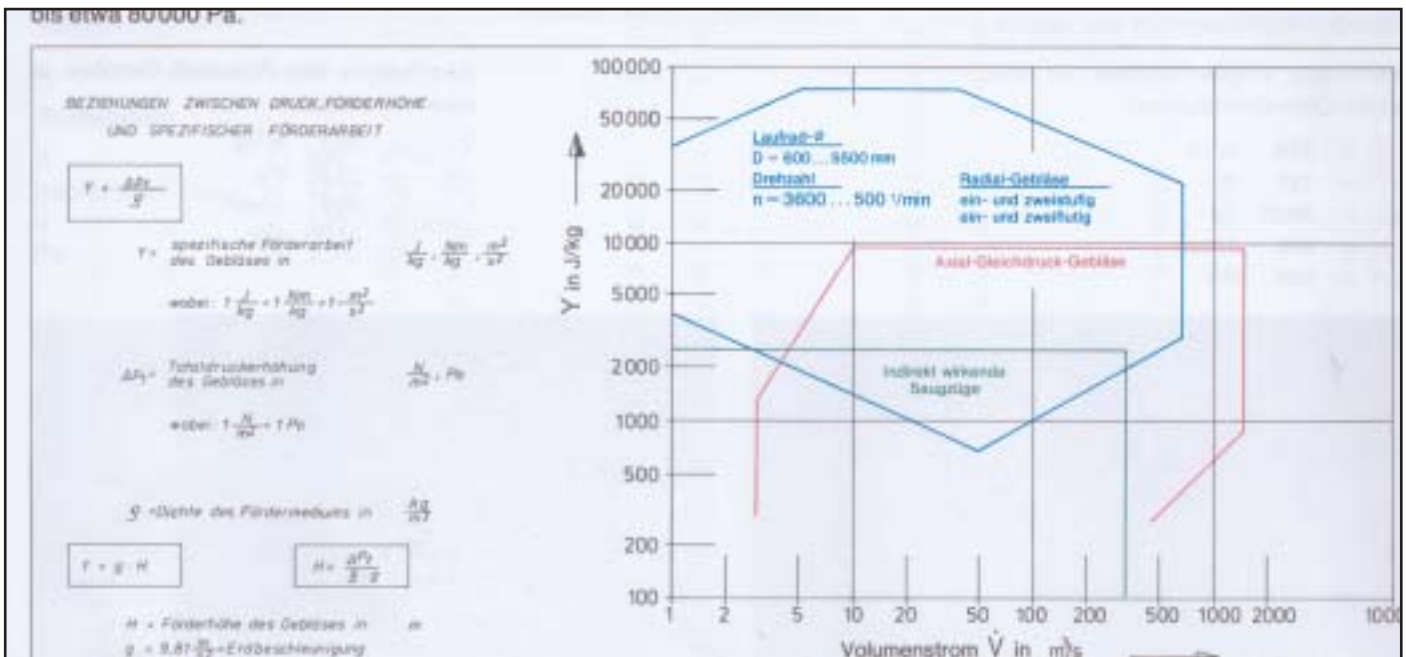
Radial-Gebläse, ein- und mehrstufig in einfacher und robuster Ausführung mit höchsten Wirkungsgraden bei Drücken bis etwa 80000 Pa.



Radial-Gebläse, zweiflutig in einfacher und robuster Ausführung für hohe Drücke und große Volumenströme.



Axial-Gleichdruck-Gebläse mit einstellbaren Spaltflügeln für hohe Drücke bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten.



Eine Zusammenfassung des Leistungsbereiches der verschiedenen Gebläse-Ausführungsarten zeigt obenstehendes Diagramm.

Für die Förderung von Abgasen mit Temperaturen $> 500^\circ C$ werden häufig indirekt wirkende Saugzug-Anlagen eingesetzt.

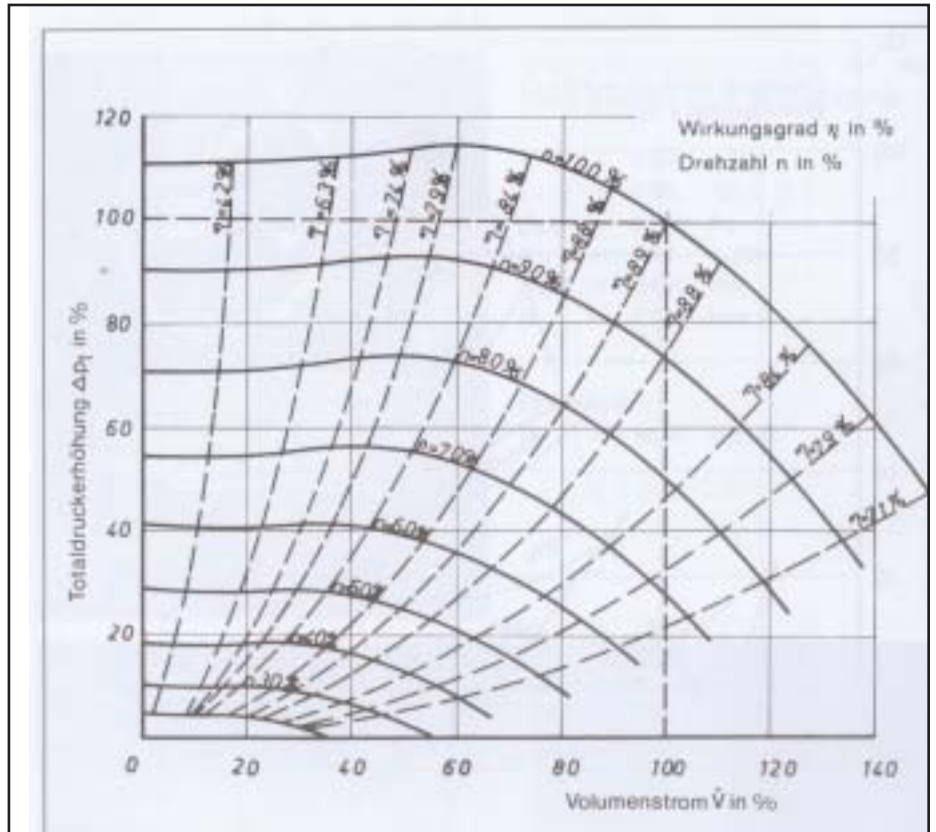
Regelungsarten und charakteristische Kennlinien

Gebläsewirkungsgrade um 90% stellen sicher, daß die Betriebskosten auf ein Minimum zurückgehen. Doch nicht nur die Wirkungsgrade im Auslegungspunkt sind maßgebend, sondern auch der Wirkungsgrad des Gebläses im Teillastgebiet ist häufig von ausschlaggebender Bedeutung.

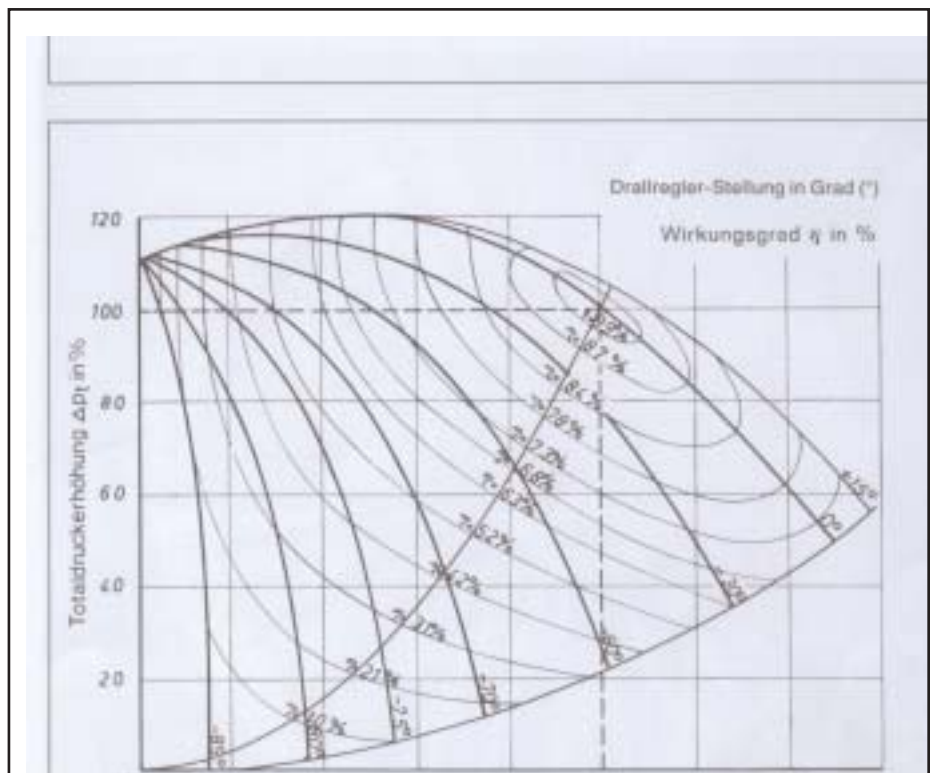
Die günstigste Art der Regelung wird durch Verändern der Drehzahl erreicht. Da die Drehzahl-Regelung jedoch auf der Antriebsseite einen hohen Aufwand erfordert, führen wir, um hohe Teillastwirkungsgrade zu erreichen, unsere Radial- und Axial-Gebläse häufig mit Drallreglern aus.

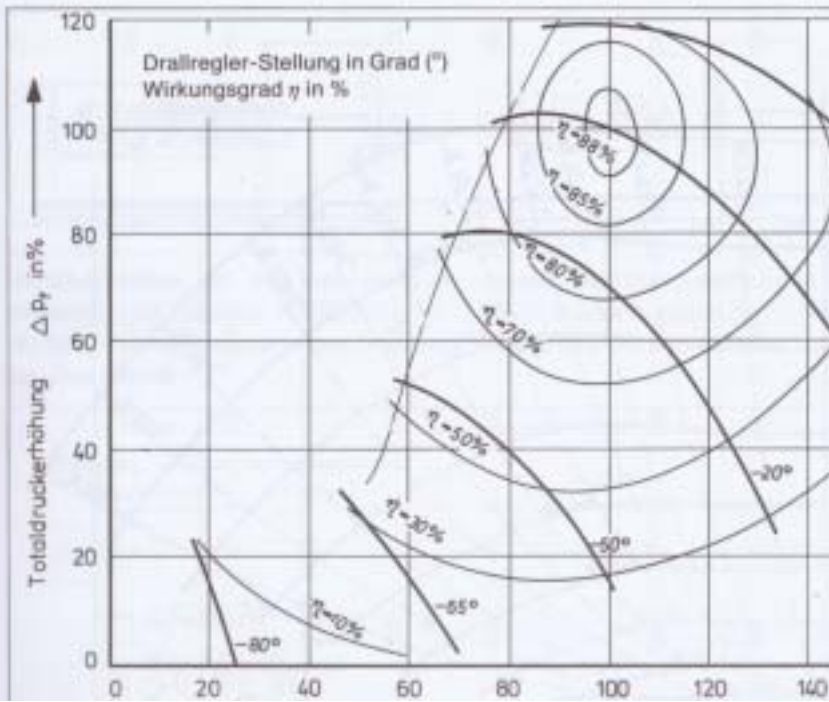
In den nebenstehenden Diagrammen stellt der 100% Punkt ($\dot{V} = 100\%$, $\Delta p_r = 100\%$) den Bestpunkt dar. Aus verschiedenen Gründen ist der Bestpunkt nicht immer identisch mit dem Auslegungspunkt.

Kennlinienfeld eines Radial-Gebläses mit Drehzahl-Regelung



Kennlinienfeld eines Radial-Gebläses mit Drallregler

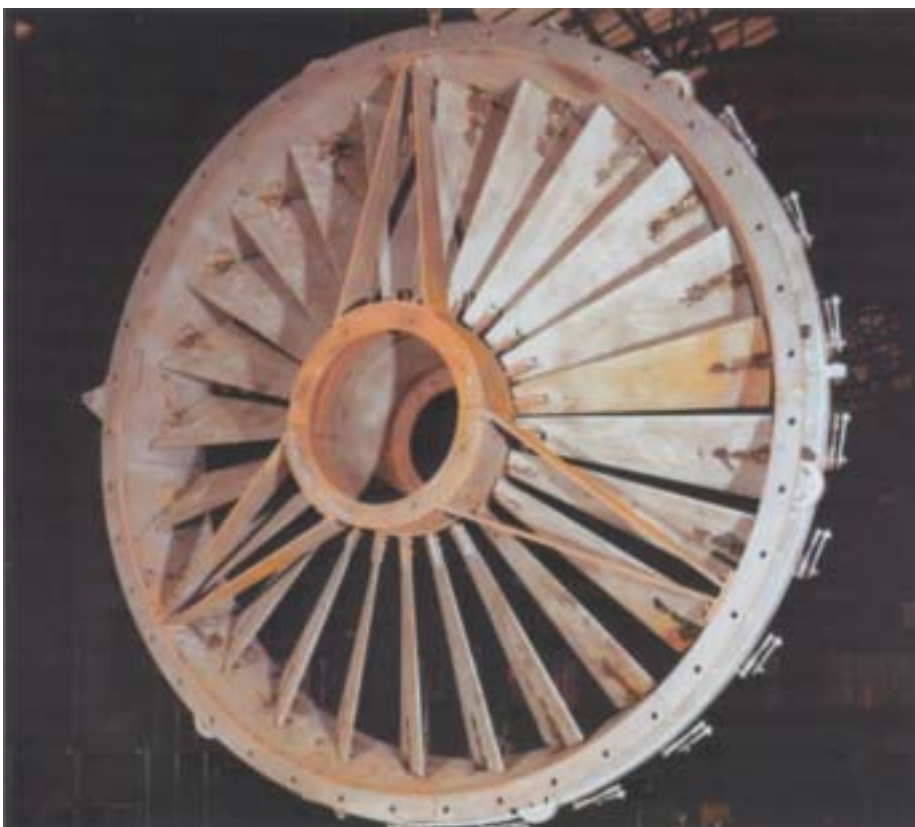




Die Kenndaten unserer Gebläse werden anhand von Modellen auf dem Prüfstand ermittelt, und zwar unter Einfluß verschiedener Regelsysteme. Hierdurch ist es möglich, bei der Planung das genaue Leistungsverhalten der Gebläse anzugeben. Über das Zu- und Abschalten bei Parallelbetrieb können eindeutige Voraussagen gemacht werden.

In einzelnen Fällen werden auch Großausführungen auf dem Prüfstand oder im eingebauten Zustand auf der jeweiligen Anlage untersucht.

Kennlinienfeld eines Axial-Gleichdruck-Gebläses mit Drallregler.



Drallregler für ein Gaszirkulations-Gebläse, weitgehend gasdichte Ausführung, lichter Ansaugdurchmesser $D = 2730 \text{ mm } \varnothing$

Konstruktion und Fertigung

Die Vielzahl der zur Verfügung stehenden Typen gestattet uns fast immer, Gebläse und Antriebsmotor direkt zu koppeln. Wir bevorzugen diese Ausführung, weil die Betriebssicherheit durch Fortfall von Übertragungselementen (Getriebe, Keilnementrieb usw.) erhöht wird. Sollte sich nach Inbetriebnahme herausstellen, daß andere Leistungsdaten benötigt werden, so sind wir in der Lage, das Gebläse durch Änderungen am Flügelrad oder durch Lieferung eines neuen Flügelrades weitgehend den tatsächlichen Betriebsdaten anzupassen.

Darüber hinaus haben sich die Schaufelendverstellung beim Radialgebläse und die Spaltflügel-Einstellung beim Axial-Gleichdruck-Gebläse bei vielen Anlagen als einfache Maßnahme zur Anpassung an gegebene Betriebsverhältnisse bewährt.



Axial-Gleichdruck-Gebläse mit Spaltflügel-Einstellung in der Fertigung.

\dot{V}	=	660	m ³ /s
t	=	156	°C
Δp_t	=	6520	Pa
n	=	590	1/min
P _w	=	5480	kW
D	=	4220	mm ø

Drallregler:			
D	=	4800	mm ø

Zweiflutiges Saugzug-Gebläse für eine Abhitze-Kessel-Anlage
Gebläse-Unterstützung als Lamellen-Rahmen ausgeführt

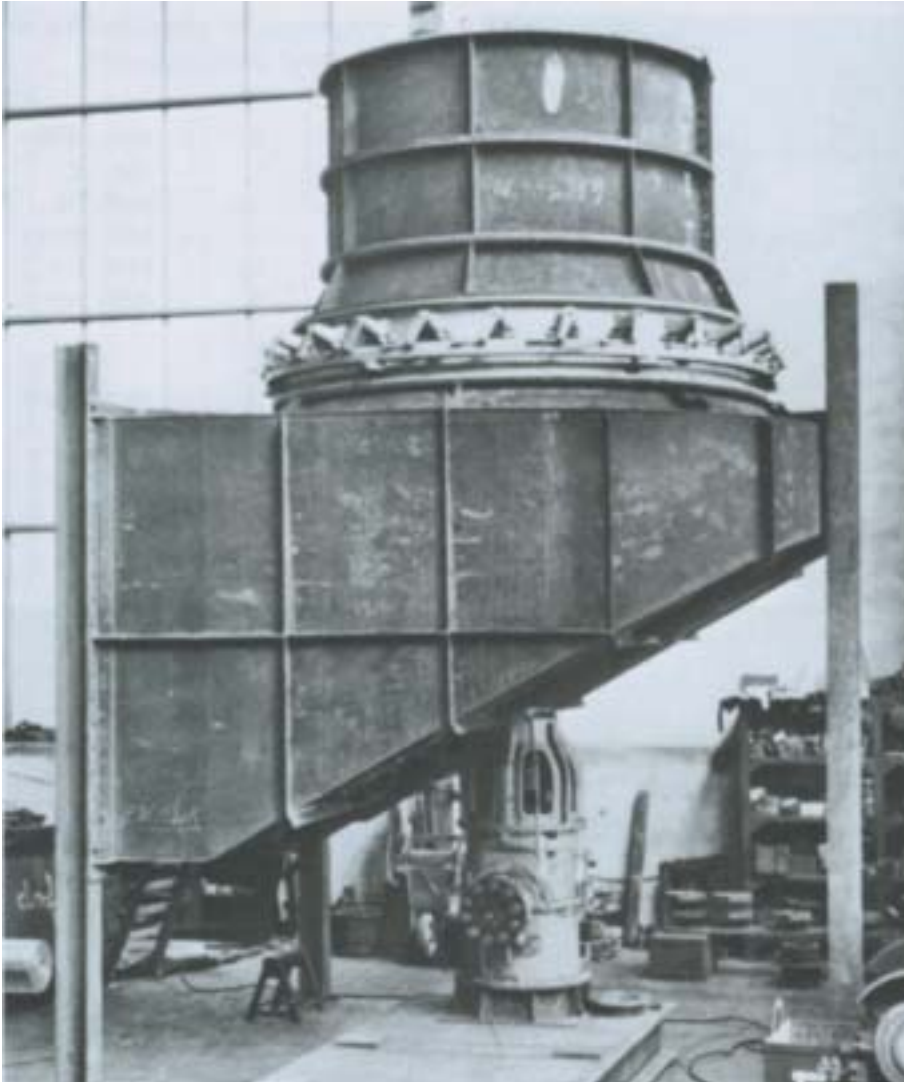
\dot{V}	=	180	m ³ /s
t	=	245	°C
Δp_t	=	4420	Pa
n	=	990	1/min



Frischluf-Gebläse mit Saugschall-dämpfer in einem Hüttenwerk.

\dot{V}	=	77	m ³ /s
t	=	30	°C
Δp_t	=	7260	Pa
n	=	990	1/min
P _w	=	650	kW
η	=	84	%
D	=	2400	mm ø





Erhöhte Temperaturen des Fördermittels oder der Gehalt an Feststoffen im Förderstrom führen zu erschwerten Betriebsbedingungen für die Gebläse, die bei der Auswahl der Gebläsetypen und der Konstruktion berücksichtigt werden. In solchen Fällen empfehlen wir oft, auf den maximalen Wirkungsgrad zugunsten der größeren Betriebssicherheit zu verzichten.

Axial-Saugzug-Gebläse für vertikale Aufstellung in der Fertigung.



LaufRad und Welle eines Axial-Gleichdruck-Gebläses auf der Wuchtanlage.

Zweiflutiges Abgas-Gebläse in einem Werk der Elektro-Metallurgie.

\dot{V}	=	195	m^3/s
t	=	230	$^{\circ}\text{C}$
Δp_t	=	3720	Pa
n	=	740	1/min
P_w	=	875	kW
P_M	=	1100	kW



Zweiflutiges Sinter-Abgas-Gebläse in einem Hüttenwerk

\dot{V}	=	366	m^3/s
t	=	160	$^{\circ}\text{C}$
ΔP_t	=	14200	Pa
n	=	990	1/min
η	=	84	%
P_w	=	5900	kW
P_M	=	6500	kW





Links: Laufrad für ein einstufiges Frischluft-Gebläse

\dot{V}	=	4,8	m^3/s
t	=	20	$^{\circ}\text{C}$
Δp_t	=	31 400	Pa
n	=	2980	1/min
D'	=	1250	mm \varnothing
m_{Rad}	=	210	kg

Rechts: Rotor für ein zweistufiges Abgas-Gebläse

\dot{V}	=	1,03	m^3/s
t	=	100	$^{\circ}\text{C}$
Δp_t	=	28500	Pa
n	=	2980	1/min
D'	=	865	mm \varnothing
m_{Rad}	=	140	kg

(beide Räder)



Rotor für einen Grubenlüfter

$\dot{V}_{\text{Auslegung}}$	=	417	m^3/s
(\dot{V}_{max})	=	500	m^3/s)
t	=	20	$^{\circ}\text{C}$
Drepression = Δp_{Anl}	=	5890	Pa
n	=	420	1/min
D'	=	5280	mm \varnothing
m_{Rad}	=	14000	kg
m_{Welle}	=	9900	kg

Rotor für ein zweiflutiges Sinter-Abgas-Gebläse

Wellenbefestigung: Einspannung der Flügelrad-Mittelscheibe zwischen den Flanschen einer geteilten Welle, Zentrierung auf sehr kleinem Durchmesser.

\dot{V}	=	265	m ³ /s
t	=	160	°C
Δp_r	=	16650	Pa
n	=	990	1/min
P _w	=	5230	kW
m _{Rad}	=	11 000	kg
m _{Welle}	=	11 000	kg



Rotor eines Axial-Gleichdruck-Gebläses (Saugzug für ein Kraftwerk)

\dot{V}	=	660	m ³ /s
t	=	156	°C
Δp_r	=	6520	Pa
n	=	590	1/min
D	=	4220	mm ø
m _{Rad}	=	12100	kg
m _{Welle}	=	5200	kg

(Hohlwelle)

Unteres Bild und rechtes Bild, vorn: Rotor eines einflutigen Rauchgas-Gebläses für ein Hüttenwerk. Drehmoment-Übertragung: durch Naben-Verbindung mit Paßfeder. Verschleißschutz: Aufgeschraubte Schleißchutz-Winkel mit Auftrags-Schweißung.

\dot{V}	=	39,5	m ³ /s
t	=	150	°C
Δp_t	=	13550	Pa
n	=	1145	1/min
D	=	3030	mm ø



Rechtes Bild, hinten: Rotor eines zweiflutigen Abgas-Gebläses für ein Zementwerk. Drehmoment-Übertragung: durch Flansch-Verbindung mit Paßschrauben.

\dot{V}	=	125	m ³ /s
t	=	350	°C
Δp_t	=	6770	Pa
n	=	990	1/min
D	=	3160	mm ø



Rechtes Bild:
Links: Säkaphenierter Rotor für ein zweistufiges Koksgas-Gebläse

\dot{V}	=	3,9	m ³ /s
t	=	25	°C
Δp_t	=	19650	Pa
n	=	2970	1/min
D	=	1224	mm ø

Rechts: Gummiertes Rad eines Rotors für ein Abgas-Gebläse hinter Venturi-Wäscher

\dot{V}	=	17,6	m ³ /s
t	=	72	°C
Δp_t	=	9810	Pa
n	=	1485	1/min
D	=	1874	mm ø



Einflutiges, beidseitig gelagertes
Wäscher-Gebläse beim Zusammenbau
in der Werkstatt

- Rotor aus Incoloy
- Gehäuse und Saugkasten verbleit
- Zwei Festlager-Systeme mit elastischer Unterstützungs-Konstruktion

\dot{V}	=	50	m^3/s
t	=	30	$^{\circ}\text{C}$
Δp_i	=	5870	Pa
n	=	1000	1/min
D	=	2160	mm \varnothing



Verbleiter Saugkasten zum Wäscher-Gebläse



Zweistufiges Frischluft-Gebläse für eine Abgas-Verbrennungsanlage in der Ausführung zweier hintereinandergeschalteter Gebläse mit einem Antrieb. Aus Ersatzteilgründen zeichnungs-gleiche Rotoren für beide Gebläse (1. und 2. Stufe).

\dot{V}	=	5,1	m^3/s
t	=	26	$^{\circ}\text{C}$
Δp_i	=	53900	Pa
n	=	2985	1/min
P_w	=	331	kW

Gas-Rezirkulations-Gebläse in einem Kraftwerk, einflutig, zweiseitig gelagert,

\dot{V}	=	167	m ³ /s
t	=	350	°C
Δp_i	=	2360	Pa
n	=	720	1/min
η	=	85,5	%
P_w	=	457	kW

Einflutiges, peidseitig gelagertes Gas-Rezirkulations-Gebläse in einem Kraftwerk, schwingungs-isolierte Aufstellung

\dot{V}	=	142	m ³ /s
t	=	361	°C
Δp_i	=	7850	Pa
n	=	990	1/min
P_w	=	1360	kW
D	=	3280	mm ø



Zweiflutiges Gas-Rezirkulations-
Gebläse in einem Kraftwerk, schwin-
gungs-isolierte Aufstellung, Rahmen mit
Betonausguß.

\dot{V}	=	124	m ³ /s
t	=	300	°C
Δp_r	=	9615	Pa
n	=	1490	1/min
P _w	=	1410	kW
D	=	2320	mm ø



Zweiflutiges Rezirkulations-Gebläse in
der Fertigung

\dot{V}	=	250	m ³ /s
t	=	340	°C
Δp_r	=	3470	Pa
n	=	715	1/min
P _w	=	1100	kW
P _M	=	1300	kW
D'	=	3200	mm ø





Einflutiges, einseitig gelagertes Rohmehl-Mühlen-Gebläse für die Zement-Industrie.

\dot{V}	=	114	m^3/s
t	=	90	$^{\circ}\text{C}$
Δp_i	=	5700	Pa
n	=	745	1/min
D_{Rad}	=	3350	mm \varnothing



Radial-Gebläse, einflutig, fliegend gelagert, direkt gekuppelt, als Abgas-Gebläse für die Zement-Industrie. Ausführung der Gebläse-Unterstützung als Lamellen-Rahmen

\dot{V}	=	133	m^3/s
t	=	100	$^{\circ}\text{C}$
Δp_i	=	4600	Pa
n	=	745	1/min

Unsere rationell arbeitenden Fertigungsbetriebe sind mit modernen Maschinen ausgestattet, beispielsweise werden in der Blechverarbeitung eine numerisch-gesteuerte Brennschneidmaschine und eine moderne Drückmaschine eingesetzt.



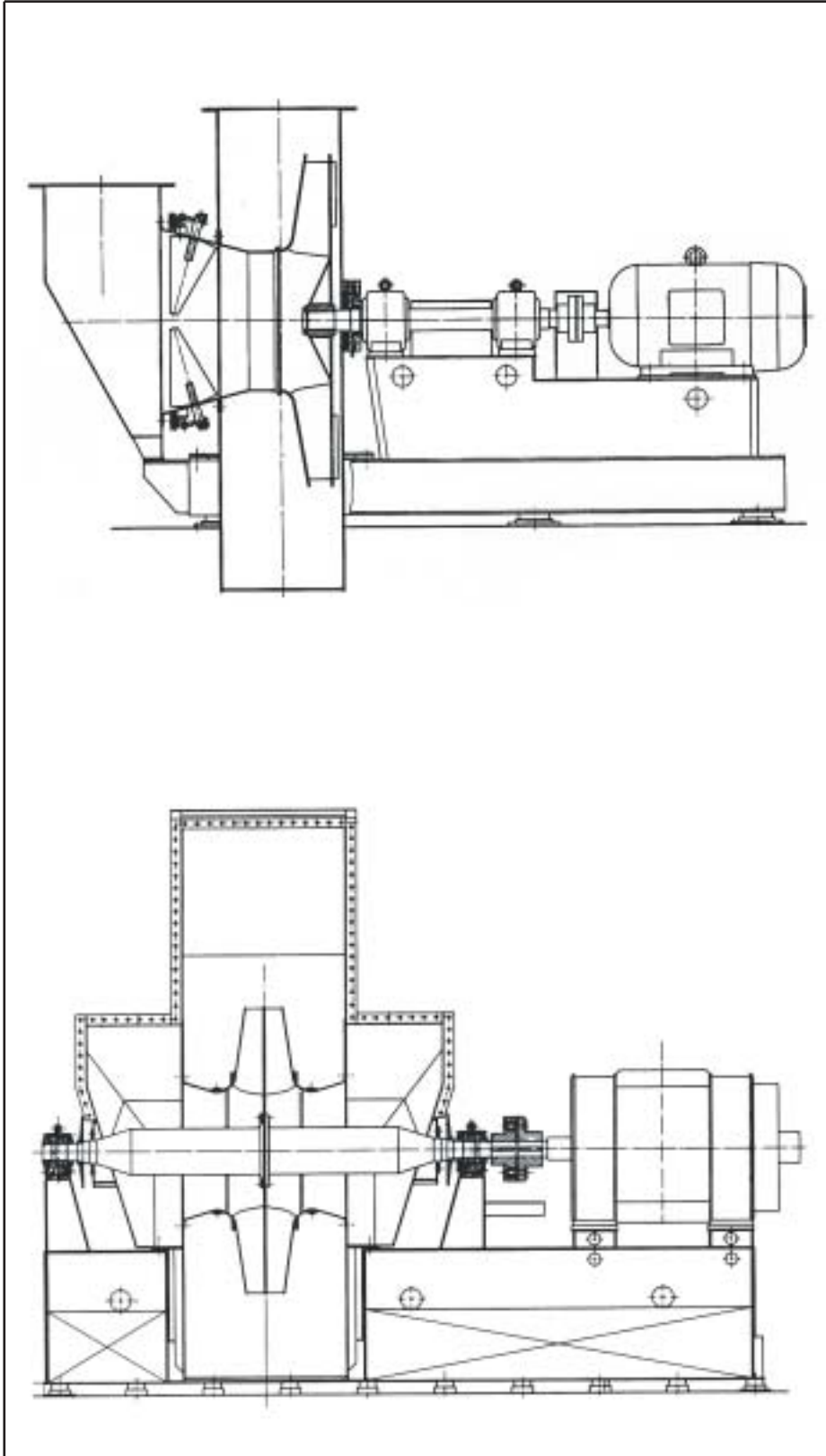
NC-Brennschneidmaschine mit automatischer Erstellung der Lochstreifen über EDV.



Auswuchtmaschine für Gebläse-Rotoren bis 30000 kg und 5000 mm \varnothing



Drückmaschine zum Drücken von Radien an Einlauf-Düsen und Flügelrad-Deckscheiben und zum Drücken von Flanschen.

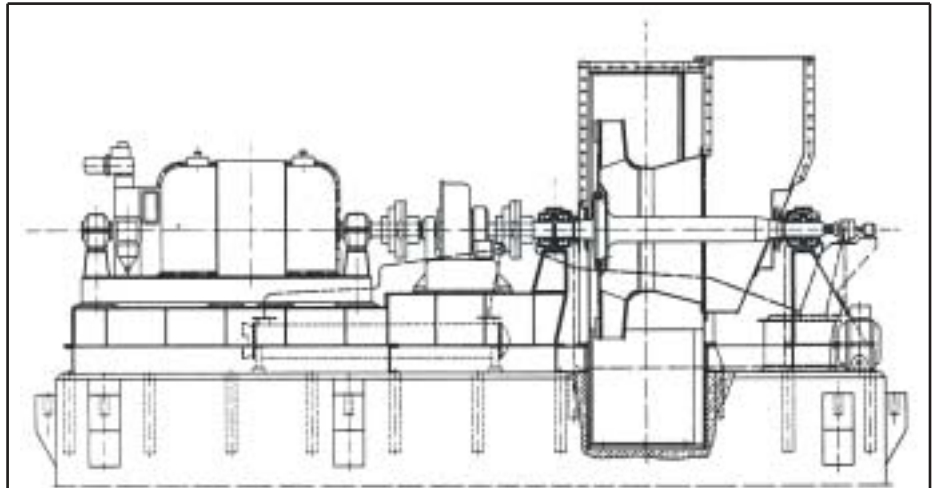


Eine Auswahl von verschiedenen konstruktiver Lösungen aus unserem Gebläse-Programm zeigen die folgenden Schnittbilder:

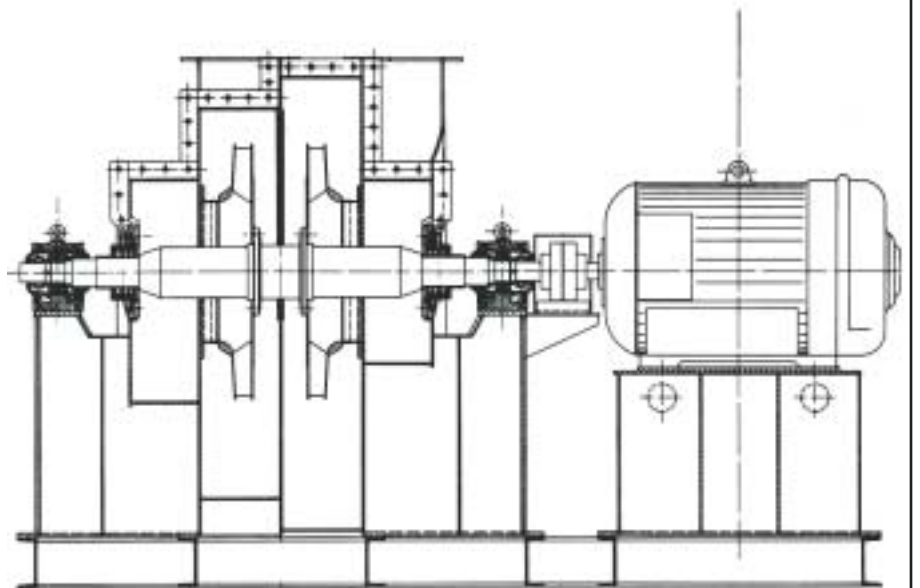
Einflutiges, fliegend gelagertes Radial-Frischluft-Gebläse mit Drallregler. Schwingungs-isolierte Aufstellung.

Zweiflutiges Radial-Abgas-Gebläse. Aufstellung auf Schwingungs-Isolatoren.

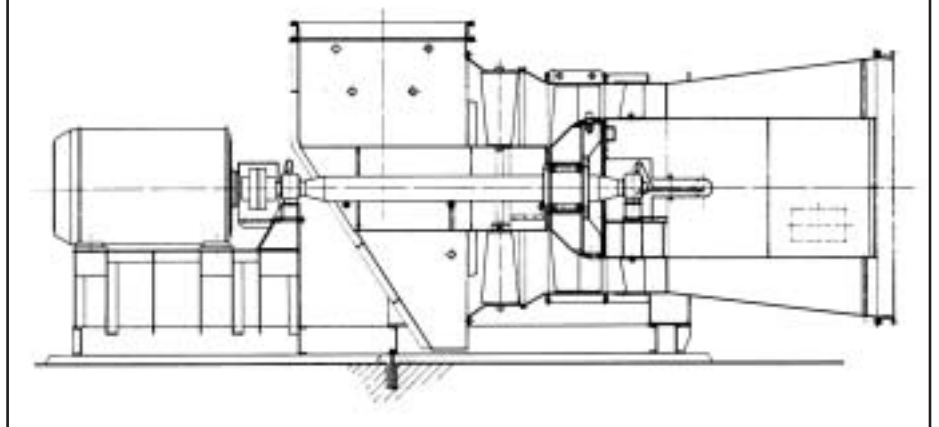
Sinter-Gebläse mit Antrieb über Voith-Turbo-Kupplung. Ausführung als einflutiges, zweiseitig gelagertes Radial-Gebläse.



Zweistufiges Radial-Koksgas-Gebläse mit äußerer Umführungsleitung zwischen den beiden Stufen. Lagerung: ölgeschmierte Wälzlager. Abdichtung: Kohlepackungen. Drehzahl: 2950 1/min Saugzug als horizontales Axial-Gleich-



druck-Gebläse mit Drallregler und Verstellmöglichkeit der einzelnen Spaltflügel im Stillstand.



Gebläse-Anfrage

Als Gebläse-Hersteller arbeiten wir mit dem Anlagen-Planer und / oder Anlagenbetreiber Hand in Hand, um für den einzelnen Bedarfsfall das optimale Gebläse einzusetzen. Für die Auslegung eines

Gebläses benötigen wir von unseren Kunden zunächst folgende Angaben und Daten, die sich auf den Zustand vor dem Gebläse beziehen:

Gebläse-Ausführungs- und -Aufstellungstypen

1. Bezeichnung der Anlage, für die das Gebläse bestimmt ist, bzw. Gebläse-Bezeichnung:			
2. Volumenstrom	\dot{V} oder \dot{V}_n^{**})	in	m^3/s
3. Temperatur:	t	in	°C
4. Anlagenbedingte Druckerhöhung:	Δp_{Anl}	in	Pa
$\Delta p_{Anl} = p_{t4} - p_{t1}^*$ (Druckverteilung: Saugseite Druckseite)			
5. Druck auf der Gebläse-Saugseite gemessen gegen Umgebungsdruck (+/-)	p_1	in	Pa
6. Ortshöhe:	h	in	m. ü. NN
7. Netzfrequenz:	f_{Netz}	in	Hz
8. Zulässige Lautstärke: als Schalldruck-Pegel (mit Abstands-Angabe): oder Schall-Leistungs-Pegel:	L_{zul} L_{Wzul}	in	dB (A)
9. Angaben zum Fördermedium			
9.1 Fördermedium:			
9.2 Dichte des Fördermediums: (ggf. Gas-Analyse/Feuchte)	ρ oder ρ_n^{**})	in	kg/m^3
9.3 Staubbelastung des Fördermediums:	St oder St_n^{**})	in	g/m^3 ; mg/m^3
9.4 Erwartete Staubwirkung: S: Staubansatzgefahr V: Verschleißgefahr			
9.5 Korrosion: K: Korrosionsgefahr wegen			
10. Form der Gebläse (siehe folgende Erläuterungen und Skizzen)			
11. Ergänzende Bemerkungen:			

Radialgebläse werden in einflutiger Bauweise normalerweise bis etwa $100 m^3/s$ ausgeführt, die zweiflutige Ausführung wird in manchen Fällen bereits ab etwa $60-70 m^3/s$ angewandt. Die tatsächliche Grenze zwischen ein- und zweiflutiger Ausführung wird im wesentlichen durch den gegebenen Einsatzfall, die geeignete Gebläsetype, die geforderte spezifische Förderarbeit und die Drehzahl bestimmt.

Einstufige Radialgebläse haben wir für eine spezifische Förderarbeit von über $40000 J/kg$ gebaut. Ab welcher Druckerhöhung das Gebläse zweistufig ausgeführt werden muß, hängt vom gegebenen Einsatzfall, Temperatur, Volumen/Druck-Verhältnis und der möglichen Drehzahl ab.

Die günstigste Aufstellung der Gebläse ist die auf hochgezogenem Betonunterbau. Hier ergeben sich kurze Lagerböcke, der Motor kann auf einem niedrigen Rahmen oder sogar direkt auf Platten gestellt werden, die im Beton eingebettet sind. Diese einfache, robuste Aufstellung ist wenig schwingungsempfindlich und daher auch bestens geeignet, hohe Unwuchtkräfte infolge von Verschleiß oder Staubanbackungen aufzunehmen.

Falls der Unterbau in Stahl ausgeführt werden muß, sind bei großen Sticht Höhen entsprechende Blechquerschnitte einzusetzen, um eine ausreichende Schwingungsstabilität zu erreichen. Damit erhöhen sich das Gebläsegewicht und die Kosten entsprechend.

Gebläse, die auf schwingungsempfindlicher Unterkonstruktion, wie zum Beispiel im Gerüst oder auf einer Gebäudedecke installiert werden, müssen schwingungs isoliert aufgestellt werden.

*) siehe auch Kapitel „Druckangaben“ Die von uns definierte „anlagenbedingte Druckerhöhung Δp_{Anl} “ wird häufig als „statische Druckerhöhung Δp_{stat} “ bezeichnet, wobei die dynamischen

Druckanteile vernachlässigt werden.

**) Index „n“ kennzeichnet den Normzustand (t = °C, p = 101325 Pa)

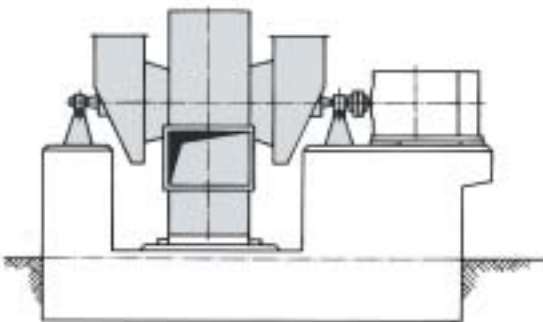
Dazu eignet sich die Kompaktbauweise, die unter Ausnutzung der Steifigkeiten der fast rundum geschlossenen Saugkästen und des Gehäuses eine rahmenlose, selbsttragende Konstruktion darstellt. Unter den „harten“ Punkten, wie z. B. Gehäusewände, werden die Schwingungsisolatoren montiert. Die Aufstellung des Gebläses auf einem hochgezogenen Betonsockel, der auf

Schwingungsisolatoren ruht, ist zu empfehlen, wenn höhere Unwuchten erwartet werden.

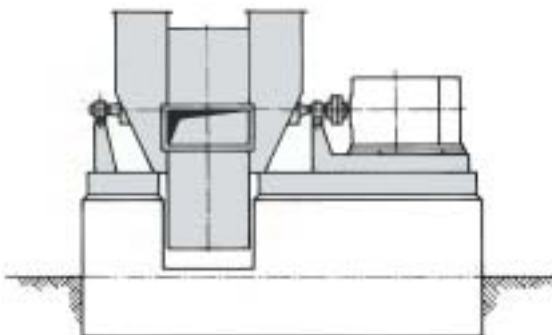
Die Schwingungsisolatoren reduzieren die Amplituden der dynamischen Kräfte (Wechsellasten aus der mit der Gebläsedrehzahl umlaufenden Unwucht). Der sogenannte Isolierwirkungsgrad ist abhängig vom Abstand der Erregerfrequenz (= Gebläsedrehzahl) und der Eigenfrequenz

des Feder-Masse-Systems Schwingungsisolator - Maschinenmasse. In der Regel liegt der Isolierwirkungsgrad über 90%. Bei drehzahlgeregelten Gebläsen muß daher unbedingt die unterste gewünschte (sinnvolle) Drehzahl angegeben werden, da dann entsprechend „weiche“ Federn eingesetzt werden müssen.

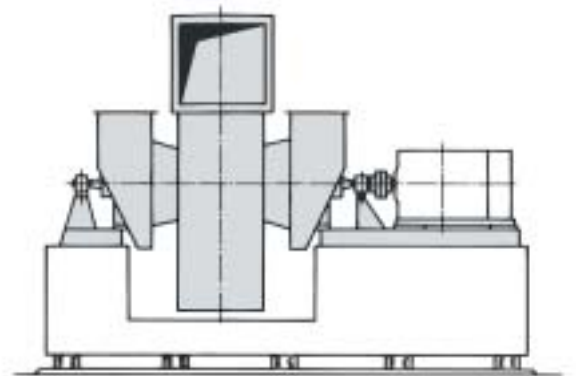
Einige Aufstellungsbeispiele:



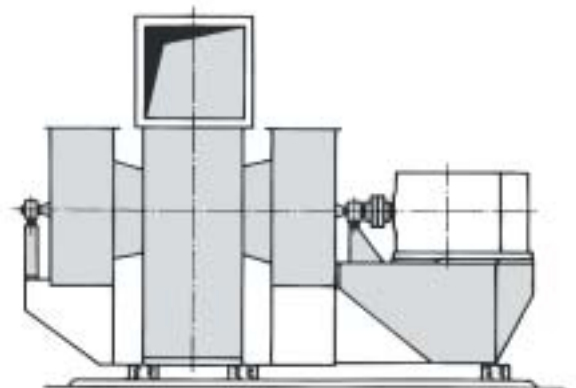
Hochzogener Betonsockel ohne Rahmen unter dem Motor; robuste, einfache Aufstellung.



Hochzogener Betonsockel mit niedrigem Rahmen.



Schwingungsisolierte Aufstellung mit hochgezogenem Betonklotz auf Federkörpern.



Kompaktbauweise, selbsttragende Konstruktion, direkt auf Federkörper gestellt.

Zur Erleichterung des Dialoges zwischen Gebläsekunde und Gebläsehersteller geben wir im folgenden einige Hinweise und Definitionen zur Gebläsetechnik.

Bedeutung der verwendeten Formelzeichen:

p	Druck
Δp	Druckdifferenz, Druckerhöhung
p_v	Druckverlust, Widerstand
\dot{V}	Volumenstrom im Ansaugzustand
A	Querschnittsfläche
l	Länge
\dot{m}	Massenstrom
c	mittlere Gasgeschwindigkeit
ρ	Dichte
f	Kompressibilitätsfaktor
Y	spezifische Förderarbeit
P_w	Leistungsbedarf an der Gebläsewelle
η	Wirkungsgrad
T	Absolute (Kelvin-) Temperatur
χ	Adiabatexponent

Indizes:

t	total
s	statisch
d	dynamisch
1, 2, 3, 4	Bezeichnung der betrachteten Querschnitte

Druckangaben

Ein Ventilator (Gebläse) ist eine Arbeitsmaschine, die einem Arbeitsmedium durch das Flügelrad die Energie zuführt, die zur Überwindung der Widerstände in einer Anlage gebraucht wird. Diese Widerstände können im einzelnen beispielsweise entstehen aus: Reibungsverlusten, Gegendrücken in Anlagenteilen mit Überdruck, Geschwindigkeitsänderung am Ein- und Austritt und innerhalb der Anlage, Auftriebskräften durch unterschiedliche Dichten und den meist vernachlässigbaren Differenzen der geodätischen Höhe. Die Summe der obengenannten Widerstände stellt, soweit sie in der jeweiligen Anlage auftreten, den Gesamtwider-

stand dar. Dieser ist stets als Totaldruck im Sinne Bernoullis anzusehen. Nach Bernoulli setzt sich der Totaldruck p_t (analog: Gesamtenergie) zusammen aus dem statischen Druck p_s (analog: potentielle Energie) und dem dynamischen Druckanteil (analog: kinetische Energie).

$$p_t = p_s + p_d$$

(Diese Schreibweise entspricht dem VDMA-Einheitsblatt 24161)

Um den der Auslegung zugrunde liegenden Volumenstrom zu fördern, muß das Gebläse innerhalb seiner Liefergrenzen die dem obengenannten Gesamtwiderstand der Anlage entsprechende Druckerhöhung erzeugen, die wir **anlagen- oder system-bedingte Druckerhöhung** Δp_{Anl} oder Δp_{Syst} nennen.

$$\Delta p_{Anl} = p_{t4} - p_{t1}$$

$$\Delta p_{Syst} = p_{t4} - p_{t1}$$

Wenn die Punkte 1 u. 4 (Bild: C- 1) die Liefergrenzen des Gebläses darstellen, so ist die anlagen- oder system-bedingte Druckerhöhung Δp_{Anl} oder Δp_{Syst} die Differenz der Totaldrücke an den Meßstellen 1 u. 4. Diese gewünschte Druckerhöhung wird oft noch **fälschlich** als **statische Druckerhöhung** Δp_{Stat}

bezeichnet, wobei die meist vorhandene dynamische Druckdifferenz leider außer acht gelassen wird.

Die Vernachlässigung der dynamischer Druckanteile hat ihre Ursache wahrscheinlich in der vornehmlich angewandten Methode der statischen Druckmessung durch Bohrungen in der Kanalwand senkrecht zur Strömung. Hier muß die dynamische Druckdifferenz noch aus den jeweiligen Meßquerschnitten errechnet und zu dem Ergebnis aus der statischen Druckmessung addiert werden, um die tatsächliche der Anlage zu geführte Druckerhöhung zu erhalten. Daher werden wir, solange keine näheren Angaben über Gasgeschwindigkeit bzw. gewünschte Leitungsquerschnitte oder spezielle Einbaubedingungen vorliegen, den Ventilator so auslegen, daß zwischen

den als flächengleich angenommenen Querschnitten A_1 und A_4 die Totaldruck-Erhöhung gleich dem vom Kunden genannten Anlagendruckverlust Δp_{Anl} ist.

$$A_1 = A_4$$

$$\Delta p_{Anl} = p_{t4} - p_{t1}$$

$$\Delta p_{Syst} = p_{t4} - p_{t1}$$

Mit $A_1 = A_4$ ist - unter Vernachlässigung der Kompression - $p_{d4} = p_{d1}$ und daher:

$$\Delta p_{Anl} = (p_{s4} + p_{d4}) - (p_{s1} + p_{d1}) = \Delta p_s$$

$$\Delta p_{Syst} = (p_{s4} + p_{d4}) - (p_{s1} + p_{d1}) = \Delta p_s$$

Der dynamische Druck p_d wird aus der mittleren Gasgeschwindigkeit für jeden Querschnitt berechnet nach:

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

z.B. für die Druckseite am Querschnitt 4:

$$p_{d4} = \frac{\rho_4}{2} \cdot c_4^2 = \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_4} \right)^2 \cdot f^2$$

Druckverluste von

Gebläsezubehörenteilen p_v zwischen den Querschnitten A_1 und A_4 , wie z. B.

Saugkasten, Drallklappe, Drallregler, Diffusor, werden von uns bei der Auslegung des Ventilators berücksichtigt.

Der Auslegungsdruck Δp_t , der die Ventilatorgröße bestimmt, ergibt sich aus der Summe von anlagen-bedingter (system-bedingter) Druckerhöhung Δp_{Anl} (Δp_{Syst}) und Druckverlusten aus Gebläsezubehör.

$$\Delta p_t = \Delta p_{Anl} + p_v = p_{t3} - p_{t2}$$

$$\Delta p_t = \Delta p_{Syst} + p_v = p_{t3} - p_{t2}$$

In unseren Kennlinien ist der Auslegungsdruck Δp_t dargestellt, da dieser für den jeweiligen Gebläse-Typ bei gegebenen Betriebsbedingungen eine durch Versuch definierte Größe darstellt, während die anlagen-bedingte (system-bedingte) Druckerhöhung Δp_{Anl} (Δp_{Syst}) je nach Größe der Verluste p_v , die durch die jeweils zum Einsatz kommenden Gebläsekomponenten entstehen, variiert. Bei der Berechnung des Auslegungsdruckes Δp_t werden neben den oben erwähnten Druckverlusten p_v weitere Verluste berücksichtigt, wenn

uns spezielle Auslegungsbedingungen, besondere Einbau-, Ansaug- oder Ausblasverhältnisse genannt werden, wie z. B. Druckverluste bei Schalldämpfern, Austrittsverluste (speziell auch beim Grubenlüfter), Druckverluste durch Umlenkungen usw.

Leistung und Wirkungsgrad

Der Auslegungsdruck Δp_t unserer Gebläse ist gleich der Totaldruck-Erhöhung zwischen den Querschnitten A_2 und A_3 .

Mit diesem Auslegungsdruck und dem Auslegungsvolumenstrom \dot{V} im Ansaug-Zustand werden der Leistungsbedarf an der Gebläsewelle P_w und der Wirkungsgrad η ermittelt, wobei einwandfreie Anströmverhältnisse vorausgesetzt werden.

$$P_w = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_t \cdot f}{\eta} = \frac{\dot{m} \cdot Y}{\eta}$$

\dot{V}	in m^3/s	
Δp_t	in Pa	= N/m^2
f	< 1	
η	< 1	
\dot{m}	in kg/s	
Y	in J/kg	= Nm/kg
P_w	in W	= Nm/s

Einfluß von Temperatur und Dichte

Eine deutliche **Temperaturerhöhung** ergibt sich bei Gebläsen mit großer Druckerhöhung, vor allem, wenn das Gebläse im angedrosselten Zustand bei niedrigem Wirkungsgrad arbeitet.

Die adiabatische Temperaturerhöhung Δt_{ad} ist:

$$\Delta t_{ad} = T_2 \cdot \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right]$$

Die effektive Temperaturerhöhung Δt ist:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{ad}}{\eta} \approx \frac{\Delta p_t}{1250 \cdot \eta}$$

Δp_t	in Pa
Δt	in °C
η	< 1

Beim Betrieb des Gebläses bei einer Temperatur, die deutlich unter der Auslegungstemperatur liegt, steigt der **Leistungsbedarf** wegen der höheren Gasdichte im Verhältnis der absoluten Temperaturen. Wird ein anderes Medium mit höherer Dichte als bei Auslegung eingesetzt, so wächst die Gebläseleistung im Verhältnis der Gasdichten.

$$P_{w \text{ Betrieb}} = \frac{T_{\text{Auslegung}}}{T_{\text{kalt}}} \cdot P_{w \text{ Auslegung}}$$

$$= \frac{\rho_{\text{Alternativ-Medium}}}{\rho_{\text{Auslegung}}} \cdot P_{w \text{ Auslegung}}$$

Da diese Betriebsverhältnisse häufig beim Anfahren auftreten, soll in diesen Fällen die vorhandene Drosselklappe oder der Drallregler geschlossen werden.

Ebenso wächst die **Druckerhöhung** des Gebläses bei niedrigen Temperaturen oder höheren Gasdichten, was bei der Auswahl der Leitungen, Kompensatoren usw. zu berücksichtigen ist.

$$\Delta p_t \text{ Betrieb} = \frac{T_{\text{Auslegung}}}{T_{\text{kalt}}} \cdot \Delta p_t \text{ Auslegung}$$

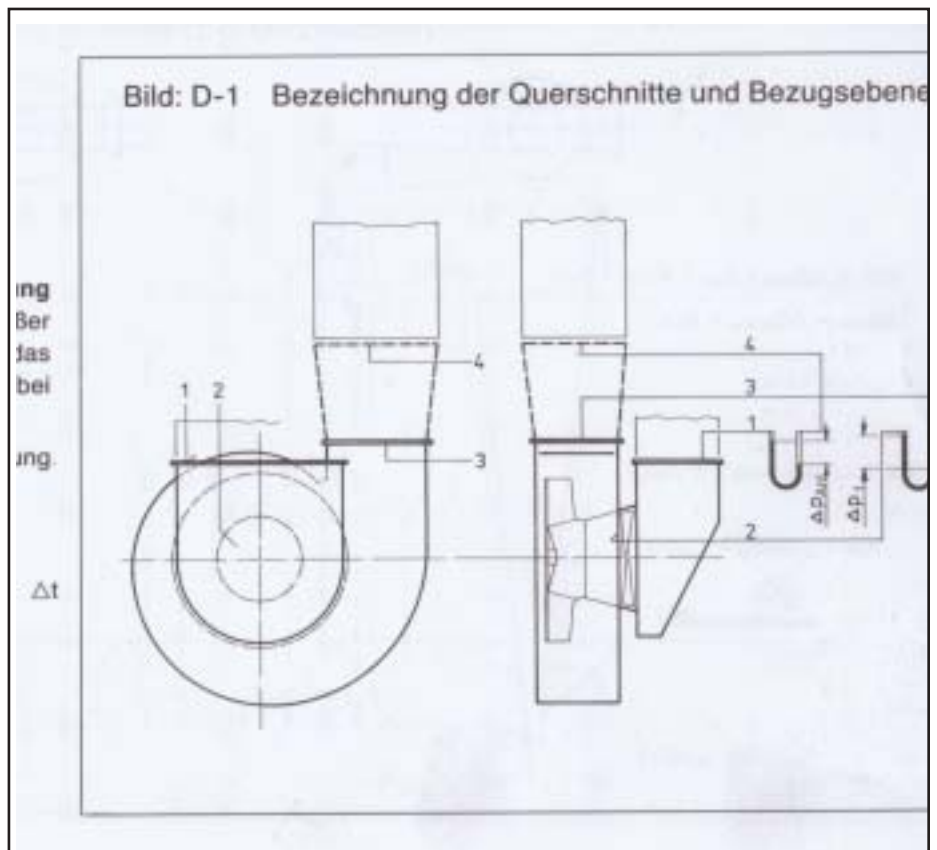
$$= \frac{\rho_{\text{Alternativ-Medium}}}{\rho_{\text{Auslegung}}} \cdot \Delta p_t \text{ Auslegung}$$

Einfluß von Masse und Massenträgheit

Anlagenbedingte Verschmutzungen, Anbackungen, Verschleiß und Korrosion führen u. U. durch ungleiche Massenverteilung zu Unwuchten und damit zum unruhigen Lauf der Maschinen.

Hier sind Flügelräder mit großer Masse von Vorteil, da die Unwucht hierbei eine kleinere Schwerpunktsverlagerung bewirkt.

Beim Anfahren eines Gebläses ist das Massenträgheitsmoment maßgebend, um die Hochlaufzeit des Gebläses zu bestimmen. Diese Zeit ist für die Erwärmung von elektrischen Antrieben von Bedeutung und begrenzt somit auch die Anfahr-Schalzhäufigkeit der Anlage.



Beispiele für verschiedene Gebläse-Einbau-Möglichkeiten mit den entsprechenden Druckverteilungen (Bild D-2 bis D-4)

$$\Delta p_t = \Delta p_{Anl} + \sum p_v \quad \Delta p_t = \Delta p_{Syst} + \sum p_v$$

$$\Delta p_{Anl} = \Delta p_{Anl, s} + \Delta p_d \quad \Delta p_{Syst} = \Delta p_{Syst, s} + \Delta p_d$$

Bedeutung der verwendeten Formelzeichen:

Δp_t Totaldruckerhöhung zwischen den Querschnitten 2 und 3

Δp_{Anl} Anlagenbedingte (Δp_{Syst} system-bedingte) Druckerhöhung

$\Delta p_{Anl, s}$ Anlagen-bedingte ($\Delta p_{Syst, s}$ system-bedingte) Druckerhöhung, statischer Anteil

p_d Dynamischer Druckanteil

Δp_d Differenz der dynamischen Drücke

p_v Druckverlust

p_{ve} Druckverlust am Eintritt

p_{vSk} Saugkasten-Druckverlust

p_{vDif} Diffusor-Druckverlust

p_{va} Druckverlust am Austritt

A Querschnittsfläche

Indizes:

1, 2, 3, 4. Bezeichnung der Querschnitte

Verlauf des

- Totaldruckes
- statischen Druckes
- dynamischen Druckes

Bild D-2: Frei ansaugendes Gebläse (z. B. Frischluft-Gebläse)

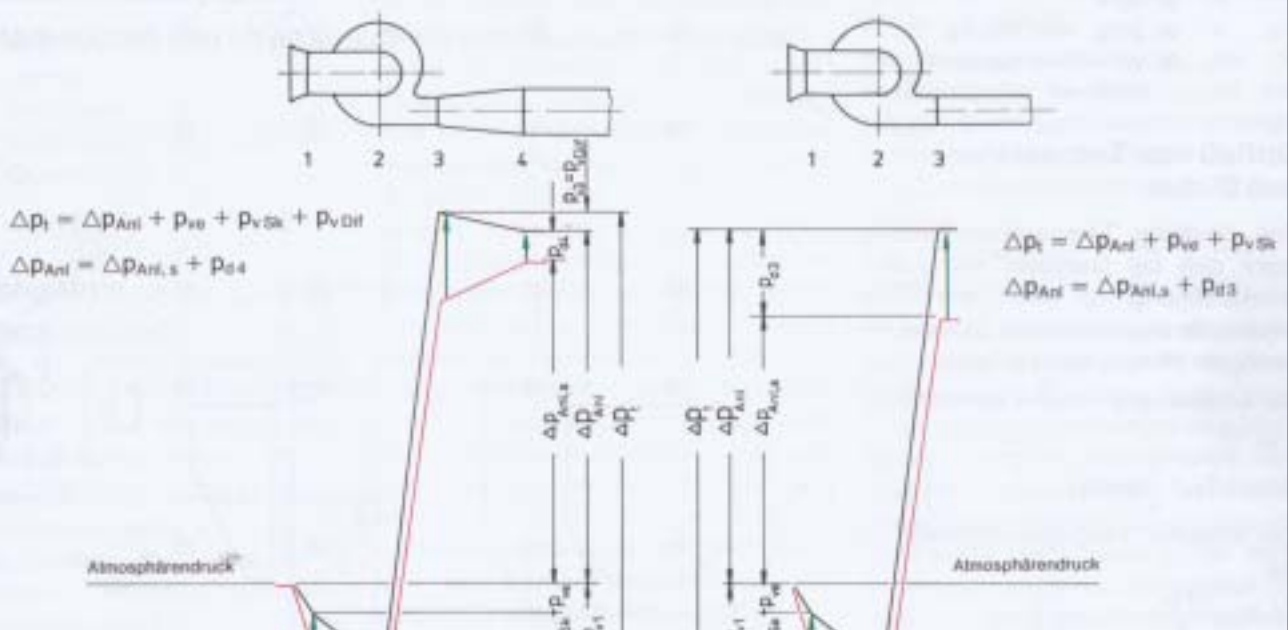


Bild D-3: Saug- und druckseitig angeschlossenes Gebläse (z. B. Saugzug-Gebläse)



$$\Delta p_t = \Delta p_{Art} + p_{vSk} + p_{vDr}$$

$$\Delta p_{Art} = \Delta p_{Art,s}$$

$$p_{d4} = p_{d1}$$

$$A_4 = A_1$$



$$\Delta p_t = \Delta p_{Art} +$$

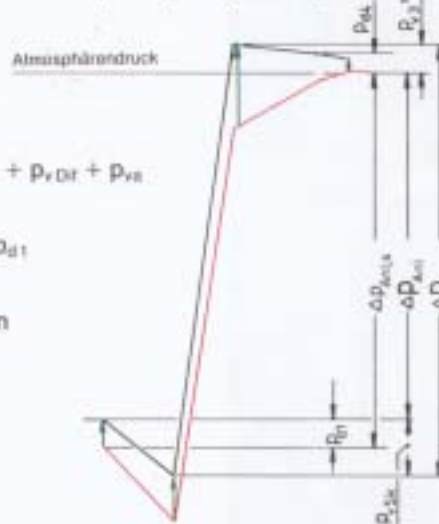
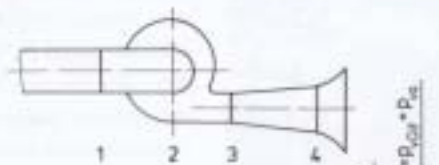
$$\Delta p_{Art} = \Delta p_{Art}$$

Atmosphärendruck



$$(\Delta p_{Art} = \Delta p_{vDr})$$

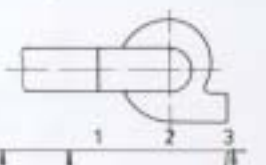
Bild D-4: Frei ausblasendes Gebläse (z. B. Grubenlüfter)



$$\Delta p_t = \Delta p_{Art} + p_{vSk} + p_{vDr} + p_{vE}$$

$$\Delta p_{Art} = \Delta p_{Art,s} - p_{d1}$$

$$\Delta p_{Art} \hat{=} \text{Depression}$$



$$\Delta p_t = \Delta p_{Art} + p_{vSk}$$

$$\Delta p_{Art} = \Delta p_{Art,s} - p_{d1}$$

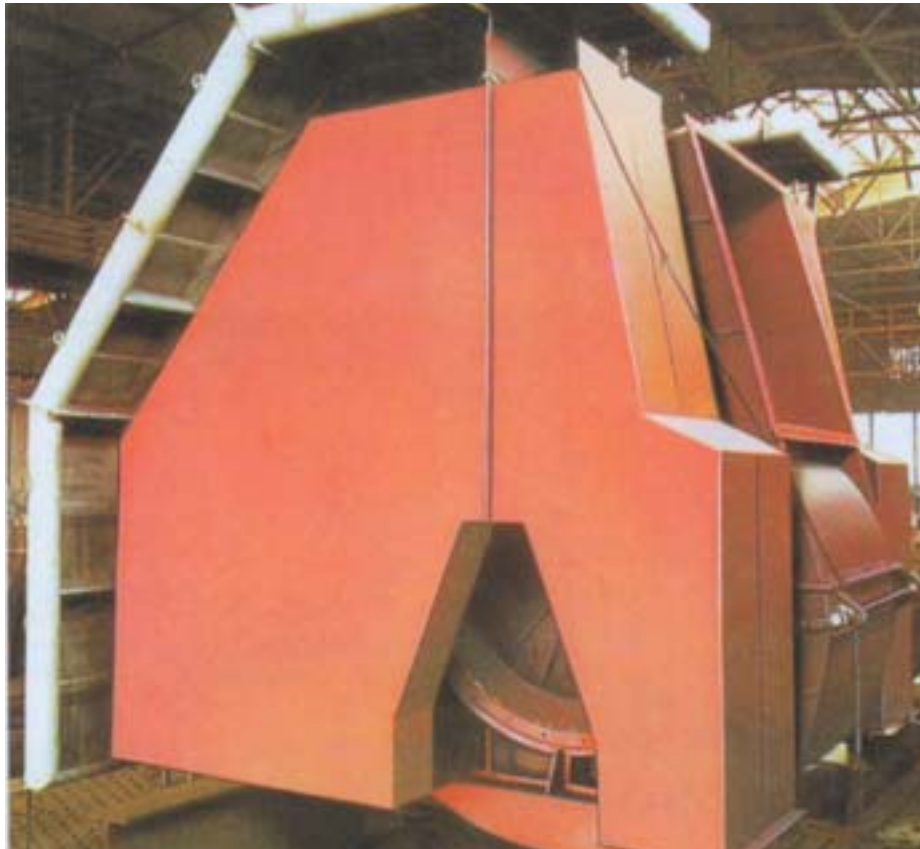
Geräuschfragen



Druckschalldämpfer für zwei Radial-Frischlucht-Gebläse, Ausführung als Absorptions-Schalldämpfer, Pegelabsenkung um 15 dB Gebläse-Daten:

\dot{V}	=	2x62	m ³ /s
Δp_i	=	8120	Pa
t	=	50	°C
n	=	1490	1/min

Unten:
Zweiflutiges Radial-Frischlucht-Gebläse mit Scheiben-Schalldämpfern und Umlenk-Kulissen zur Dämpfung des Ansaugeräusches (bei der Werksmontage).



1. Grundsätzliches

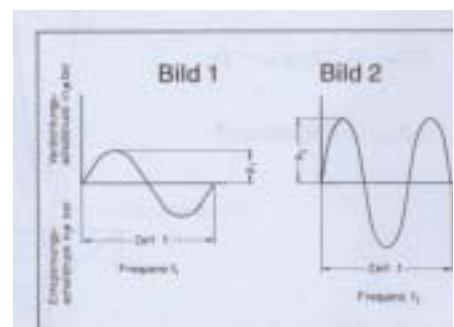
Mit fortschreitender Industrialisierung ergeben sich für den Menschen immer stärker in Erscheinung tretende Umweltprobleme. Hierzu müssen auch Geräuschbelastungen gerechnet werden, die durch Maschinen und strömende Medien hervorgerufen werden. Da der Ventilator und die Strömung in den Saug- und Druckleitungen als derartige Geräuschquellen anzusehen sind, sollen im folgenden einige Erläuterungen und Hinweise gegeben werden, die dem Interessierten einen kurzen Einblick in den Problemkreis „Schall“ gestatten.

Unter dem vom menschlichen Ohr wahrnehmbaren **Schall** versteht man Schwingungen materieller Teile eines elastischen Mediums, um eine bestimmte Nulllage im Frequenzbereich von etwa 16-16000 Hertz (Hz), wobei 1 Hz eine Schwingung pro Sekunde bedeutet. Entsprechend dem Medium, in dem sich der Schall ausbreitet, unterscheidet man zwischen Luftschall, Körperschall und Wasserschall.

Einen **Ton** nennt man den Schall, der als sinusförmige Schwingung (Verdichtung und Entspannung) auftritt.

Mit wachsender Amplitude wird der Schall (bei gleicher Frequenz) lauter, mit wachsender Frequenz höher empfunden.

Der Ton im Bild 2 (Schalldruck p_2) wird also höher und im allgemeinen lauter empfunden (nähere Einzelheiten siehe unter Punkt 2) als der Ton im Bild 1 (Schalldruck p_1).



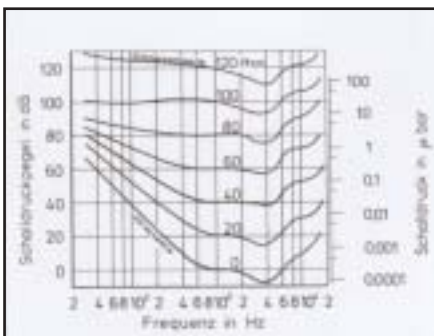
Unter **Klang** versteht man mehrere gleichzeitig hörbare Töne, die harmo-

nisch zusammengesetzt sind, wogegen ein **Geräusch** (Rauschen) gedeutet werden kann als statistische Schalldruck-Verteilung über dem hörbaren Frequenzbereich. Ein auf das Ohr störend wirkendes Geräusch bezeichnet man als **Lärm**.

2. Geräuschempfinden des Menschen

Der Schalldruck läßt sich zwar mit Meßinstrumenten exakt feststellen, die physiologische Wirkung auf den Menschen ist jedoch sehr viel schwieriger zu erfassen, denn vom menschlichen Ohr werden zum Beispiel zwei Töne gleichen Schalldruckes, aber unterschiedlicher Frequenz als nicht gleich laut empfunden.

Man hat nun von zahlreichen Versuchspersonen die Lautstärken von Tönen unterschiedlicher Frequenz und verschiedener Schalldrücke mit den Schalldrücken eines 1000 Hz-Tones vergleichen lassen. Im einzelnen wurde zu dem Schalldruck p_n bzw. dem entsprechenden Schalldruckpegel¹⁾



gemessen in Dezibel (dB) - und der Frequenz f_m - gemessen in Hz - derjenige Schalldruck p_x bzw. Schalldruckpegel in dB gesucht, der bei der Frequenz 1000 Hz bei der Versuchsperson die gleiche Empfindung hinsichtlich der Lautstärke hervorruft. Den Schalldrücken p_n und p_s bzw. den entsprechenden Schalldruckpegeln wurde also

die gleiche Lautstärke (angegeben in Phon) zugeordnet. Definitionsgemäß stimmen Schalldruckpegel und Lautstärke bei 1000 Hz zahlenmäßig überein (Bild 3).

In Bild 3 sind die auf diese Weise ermittelten Kurven gleicher Lautstärke dargestellt.

Da sich der Verlauf dieser Kurven sowohl mit der Frequenz als auch mit dem Schalldruck ändert, ergibt sich die Schwierigkeit, ein handliches Meßgerät für die objektive Lautstärkenmessung herzustellen. Dies ist aber nur ein Grund für die Suche nach einem anderen Bewertungssystem. Ein weiterer Grund liegt darin, daß bei der Phonkurven-Darstellung nur Einzeltöne verglichen werden. Das menschliche Ohr empfindet Einzeltöne jedoch anders als Geräusche.

Die Lösung, die diese Gegebenheiten berücksichtigt und auf die man sich international geeinigt hat, wurde in der sogenannten „Schallbewertungskurve A“ gefunden, die eine Annäherung an die Phon-Kurve im mittleren Schalldruckpegel-Bereich darstellt. Der Tatsache, daß ein Einzelton lästiger²⁾ empfunden wird als ein Geräusch derselben Lautstärke, wird dadurch Rechnung getragen, daß man häufig neben der Forderung nach Einhaltung eines bestimmten Gesamtpegels eine etwas verschärfte Forderung für die Einzeltöne stellt. Einzeltöne bei Maschinen sind physikalisch bedingt und lassen sich generell nicht verhindern. Ein derartiger typischer Einzelton ist zum Beispiel der „Schaufelton“ beim Gebläse, dessen Frequenz sich aus Schaufelzahl und Drehzahl ergibt. Dieser Grundton und dessen ganzzahlige Vielfache (= Obertöne) bilden den sogenannten „Drehklang“.

¹⁾ Einzelheiten unter Punkt 3: „Schalltechnische Grundbegriffe“

²⁾ Der Grund für die besondere Lästigkeit des Einzeltones ist sein Informationsgehalt (Beispiel: Sirenentöne, Warn- und Lockrufe in der Tierwelt)

3. Schalltechnische Grundbegriffe (Definitionen)

Einheiten von Schallgrößen

In der Akustik ist es üblich, mit Pegeln zu arbeiten, das heißt, man gibt nicht die ursprünglichen Größen mit den zugehörigen Einheiten an (- effektive Werte), sondern bildet logarithmierte Größenverhältnisse, die - bei Verwendung des Zehnerlogarithmus - durch Bel (B) bzw. Dezibel (dB) gekennzeichnet werden:

$$\text{Pegel} = 10 \lg \frac{\text{effektiver Wert der Schallgröße}}{\text{Bezugswert der Schallgröße}} \quad \text{in B}$$

$$\text{Pegel} = 10 \lg \frac{\text{effektiver Wert}}{\text{Bezugswert}} \quad \text{in dB}$$

Da also **alle** Schallgrößen**pegel dieselben Einheiten** haben, muß man ein besonderes Augenmerk auf den Namen der jeweiligen Schallgröße richten und genau unterscheiden, ob beispielsweise gerade der **Schalldruckpegel** oder der **Schall-Leistungspegel** gemeint ist.

Schalldruckpegel L

Der Schalldruckpegel L (meist auch als Schallpegel bezeichnet) ist ein Maß für die Größe des Schalldruckes in einem bestimmten Meßpunkt.

Gemäß Definition ist

$$L = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad \text{in dB}$$

mit p Effektivwert des Schalldruckes im Meßpunkt z. B. in N/m^2

$$\begin{aligned} p_0 &= 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 \\ &= 20 \text{ } \mu \text{ Pa} \\ &= 2 \cdot 10^{-4} \text{ } \mu \text{ bar} \end{aligned}$$

(Bezugsschalldruck, Hörschwelle für den 1000-Hz-Ton)

Bewerteter Schalldruckpegel L_A

Aus dem Schalldruckpegel L erhält man durch Bewertung nach DIN 45633, Blatt 1 den bewerteten Schallpegel L_A angegeben in dB (A). Die Bewertung



Kulissen des als Absorptions-Schall-dämpfer ausgebildeten Druck-Schall-dämpfers für die nebenstehenden Daten des Frischluft-Gebläses (nach ca. 11 000 Betriebsstunden).



Unten:
Großaufnahmen von Absorptions-Kulissenwänden nach ca. 11 000 Betriebsstunden.

Saug-Schalldämpfer für die Außenab-saugung eines dreistufigen Absorp-tions-Schalldämpfers für ein Frischluft-Gebläse ($\dot{V} = 433 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta p_i = 8250 \text{ Pa}$) in einem Kraftwerk.
Auslegung auf $\dot{V} = 60\%$
Dämpfung auf 70 dB (A)

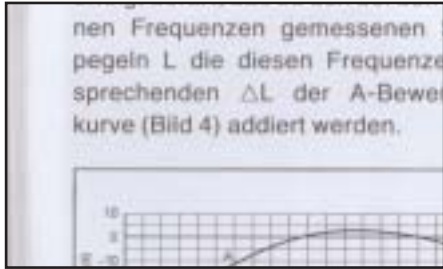


Druck-Schalldämpfer als Interferenz-
 (Resonanz- oder $\lambda/4$ -) Schalldämpfer für
 zwei Saugzug-Gebläse
 ($\dot{V} = 2 \times 660 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta p_1 = 6520 \text{ Pa}$) in einem
 Kraftwerk. Dämpfung = 33 dB bezogen
 auf den Drehklang von 118/236 Hz
 (Schaufelton und 1. Oberton).



Kulissen (Mitte rechts) und Kulissen-
 wände (unten links und rechts) des oben
 abgebildeten Saugzug-Druck-
 Schalldämpfers nach ca. 11 000
 Betriebsstunden





erfolgt derart, daß zu den bei den einzelnen Frequenzen gemessenen Schallpegeln L die diesen Frequenzen entsprechenden ΔL der A-Bewertungskurve (Bild 4) addiert werden. Aus dem Verlauf der Bewertungskurve ist zu ersehen, daß besonders im Bereich niedriger Frequenzen die L_A -Zahlenwerte deutlich unter denen der L -Werte und bei höheren Frequenzen nur wenig oberhalb der L -Werte liegen.

Meßflächen-Schalldruckpegel \bar{L} und L_A

Mit Meßflächen-Schalldruckpegel \bar{L} bezeichnet man den Schallpegel, der über die Meßfläche S energetisch¹⁾ gemittelt und ggf. um Fremdgeräusche und Raumeinflüsse (Reflexionen) bereinigt wird. L_A ist der entsprechend bewertete Meßflächen-Schalldruckpegel.

Unter der Meßfläche S versteht man eine gedachte Fläche, die die schallabgebende Maschine in einem bestimmten Abstand (meist 1 m) umschließt, wobei man entsprechend der äußeren Maschinenform einfache geometrische Oberflächen (oder Teiloberflächen) wie Kugel, Zylinder, Quader zur gedanklichen Konstruktion dieser Meßfläche heranzieht. Einzelne herausragende Bauteile, die nicht wesentlich zur Schallabstrahlung beitragen, bleiben dabei unberücksichtigt. Schallreflektierende Begrenzungsflächen wie Fußböden oder Wände werden nicht in die Meßfläche einbezogen. Die Meßpunkte sollen in genügender Anzahl gleichmäßig auf der Meßfläche verteilt liegen. Die Anzahl hängt von der Größe der Maschine und der Gleichmäßigkeit des Schallfeldes ab. Da man, wie eingangs erwähnt, in der

Akustik mit logarithmierten Verhältnissen arbeitet, wird die in m^2 gemessene Meßfläche zu einer Bezugsfläche ins Verhältnis gesetzt und als Kenngröße das **Meßflächenmaß** L_s definiert:

$$L_s = 10 \lg \frac{S}{S_0} \text{ in dB}$$

S = Meßfläche in m^2
 $S_0 = 1 \text{ m}^2$ (Bezugsfläche)

Schall-Leistungspegel L_w

Die Größe der gesamten von der Schallquelle abgestrahlten Schallleistung wird durch den Schall-Leistungspegel L_w gegeben.

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} \text{ in dB}$$

W = als Luftschall abgegebene akustische Leistung in Watt
 $W_0 = 10^{-12}$ Watt (Bezugs-Schallleistung an der Hörschwelle bei 1000 Hz)

Bewerteter Schall-Leistungspegel L_{WA}

Führt man die wie am Beispiel des Schalldruckpegels erläuterte Bewertung entsprechend der A-Bewertungskurve durch, erhält man aus dem Schall-Leistungspegel L_w den bewerteten Schall-Leistungspegel L_{WA} .

¹⁾ Der örtliche oder zeitliche Mittelwert aus mehreren gemessenen Pegeln einer Schallquelle wird nach folgender Formel gebildet:

$$\bar{L} = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i} \right)$$

Ist die Differenz zwischen den einzelnen Pegeln kleiner als 6 dB, so kann näherungsweise arithmetisch gemittelt werden:

$$\bar{L} \approx \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n L_i$$

Zusammenhang zwischen Schall-

druck- und Schall-Leistungspegel

Im Gegensatz zum Schalldruck p wird die Schall-Leistung W nicht direkt gemessen, sondern aus Schalldruck p , Schallschnelle v (Wechselgeschwindigkeit der Moleküle) und Meßfläche S berechnet:

$$W = p \cdot v \cdot S$$

mit $v = \frac{p}{\rho \cdot c}$

ρ = Luftdichte
 c = Luft-Schallgeschwindigkeit wird:

$$W = \frac{p^2}{\rho \cdot c} \cdot S$$

Unter der Annahme, daß $\rho = \text{const}$
 $c = \text{const}$

ergibt sich die Proportionalität:
 $W \sim p^2 \cdot S$

In Pegel-Schreibweise erhält man hieraus die für die Praxis wichtige Beziehung:

$$\bar{L}_{WA} \approx \bar{L} + 10 \lg \frac{S}{S_0} = \bar{L} + \bar{L}_s \text{ in dB}$$

$$\bar{L}_{WA} \approx \bar{L}_A + 10 \lg \frac{S}{S_0} = \bar{L}_A + \bar{L}_s \text{ in dB}$$

Näherungsweise läßt sich also der Schall-Leistungspegel L_w als Summe aus Meßflächen-Schalldruckpegel \bar{L} und Meßflächenmaß L_s berechnen.

Aus dieser Beziehung läßt sich ableiten, daß bei gegebenem Schall-Leistungspegel und kugelförmiger oder halbkugelförmiger Schallausbreitung in den freien Raum (ideale Schallausbreitung) der Schalldruckpegel um 6 dB abnimmt, wenn sich der Abstand zur Schallquelle verdoppelt. Durch Schallabsorption in der Luft und am Boden kann dieser Wert vergrößert und durch Reflexion an Hindernissen vermindert werden. Ferner kann durch Witterungseinflüsse entweder eine Zunahme oder eine Verminderung der Schalldruckpegel-Absenkung erfolgen.

Schall-Intensitätspegel L_i

An dieser Stelle sollte noch kurz die auf den Quadratmeter bezogene Schall-Leistung, die sogenannte **Schall-Intensität I** erwähnt werden:

$$I = \frac{W}{S} \text{ in } \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2}$$

Mit Hilfe dieser Größe läßt sich eine Analogie zur Elektrotechnik aufzeigen: Die Schallintensität ist proportional dem Quadrat des Schalldruckes.

Die Definition für den entsprechenden **Schall-Intensitätspegel L_i** ist:

$$L_i = 10 \lg \frac{I}{I_0} \text{ in dB}$$

mit $I_0 = 10^{-12} \text{ Watt/m}^2$
(Bezugs-Schallintensität)

4. Schall-Analyse

Der Gesamtschallpegel oder Summen-Schallpegel eines Geräusches ergibt sich aus der logarithmischen Addition einer Vielzahl unterschiedlicher Einzelschallpegel verschiedener Frequenzen (Bild 5). Für Geräuschmessungen wurde der hörbare Frequenzbereich in 10 Oktavbänder unterteilt.

Die Breite der Oktave ist derart gekennzeichnet, daß sich die obere Grenzfrequenz des Spektrums f_o zur unteren f_u wie 2 : 1 verhält.

$$\text{Oktave: } \frac{f_o}{f_u} = 2$$

Das entsprechende Verhältnis ist bei

$$\text{der Terz: } \frac{f_o}{f_u} = \sqrt[3]{2}$$

Drei Terzen aneinandergereiht ergeben eine Oktave.

Für die Mittenfrequenzen gilt:

$$f_m = \sqrt{f_u \cdot f_o}$$

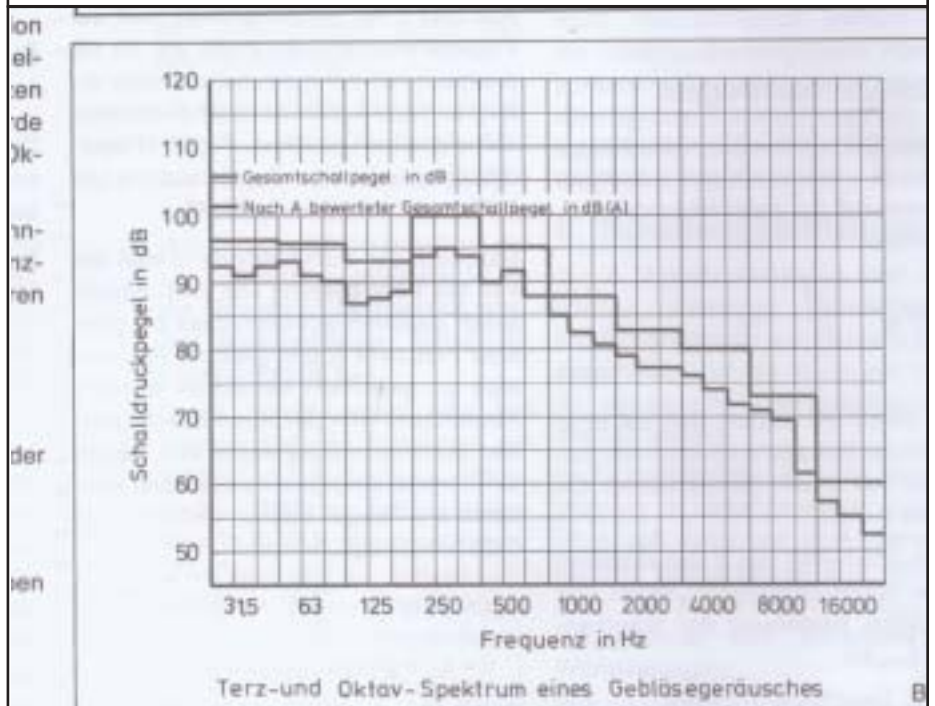
$$\text{Oktave: } f_m = \sqrt{2} \cdot f_u = \frac{f_o}{\sqrt{2}}$$

$$\text{Terz: } f_m = \sqrt[6]{2} \cdot f_u = \frac{f_o}{\sqrt[6]{2}}$$

Die einzelnen Oktavband-Mittenfrequenzen liegen bei:

Akustik	Elektrotechnik
$W = p \cdot v \cdot S$	$N = \text{Leistung}$
$\frac{W}{S} = I$	$u = \text{Elektrische Spannung}$
$I = p \cdot v$	$I = \text{Stromstärke}$
$v = \frac{p}{\rho \cdot c}$	$R = \text{Widerstand}$
$I = \frac{p^2}{\rho \cdot c} = v^2 \cdot \rho \cdot c$	$N = U \cdot I$
$I \sim p^2$	$I = \frac{U}{R}$
	$N = \frac{U^2}{R} = I^2 \cdot R$
	$N \sim U^2$

Die Schallintensität ist proportional dem Quadrat des Schalldruckes.



31,5	HZ	1000	HZ
63	HZ	2000	HZ
125	HZ	4000	HZ
250	HZ	8000	HZ
500	HZ	16000	HZ

In der Praxis spielen das erste und das letzte Oktavband meist eine untergeordnete Rolle.

Die handelsüblichen Schallmeßgeräte, mit denen man den Schallpegel in dB

und dB (A) messen kann, sind zur Aufnahme von Frequenz-Analysen mit schaltbaren Oktav- oder Terz-Filtern ausgerüstet. Wenn die Oktavband-Analyse zu grob ist, werden für eine selektivere Analyse Terz-Filter eingeschaltet, die jede Oktav-Bandbreite in drei Terz-Bandbreiten unterteilen.

Bei Einzeltönen oder Geräuschen, die sich nur über ein Terzband erstrecken, ergibt sowohl die Terzband-Analyse als auch die Oktavband-Analyse den gleichen Wert.

Ein Beispiel für eine Oktavband- und Terzband-Analyse ist in Bild 5 dargestellt.

Für gegenüber dem Terzband feinere Selektionen können Filter eingesetzt werden, die das Spektrum noch schmalbandiger auflösen (Suchton-Analysatoren).

5. Addition von Pegeln

Aus den Teilpegeln (Schalldruckpegel oder Schall-Leistungspegel) L_i wird der Summenpegel L_{tot} nach folgender Formel gebildet:

$$L_{tot} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_i}$$

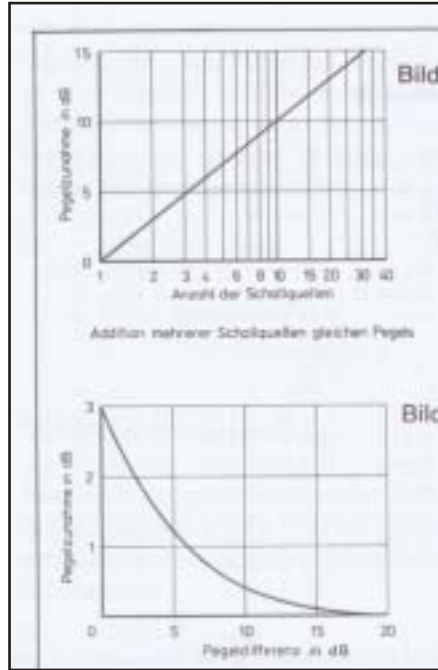
Es ist darauf zu achten, daß bei einer Addition von Schalldruckpegeln alle Einzelpegel auf einen gemeinsamen Ort bezogen werden.

Für den Sonderfall von n Schallquellen gleicher Schall-Leistung W_i ergibt sich nach dieser Beziehung der Summenpegel L_{Wtot} zu:

$$L_{Wtot} = L_{W1} + 10 \lg n$$

Die Pegelzunahme mit der Anzahl der Schallquellen kann auch aus Bild 6 entnommen werden.

Im Sonderfall von zwei Einzelschallquellen unterschiedlicher Pegel erhält man den Summenpegel aus der Addition der Pegeldifferenz zum größeren Pegel.



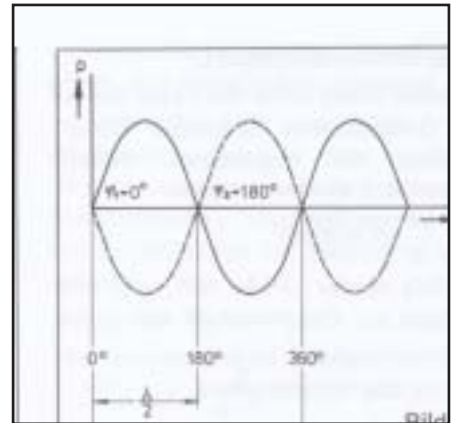
Aus Bild 7 ist zu entnehmen, daß bei Pegeldifferenzen von mehr als 10 dB praktisch keine Pegelzunahme mehr erfolgt und daß sich im Sonderfall von zwei Schallquellen gleicher Pegel (Pegeldifferenz = 0) eine Pegelzunahme um 3 dB ergibt (siehe auch Bild 6).

Bezüglich der Summenbildung muß der Fall der Überlagerung von zwei Einzeltönen gleichen Schalldruckes p_i , gleicher Frequenz f_i und gleicher Phasenlage φ_i gesondert betrachtet werden. Abweichend von der oben beschriebenen Summenbildung ergibt sich hierbei ein Summenpegel, der gegenüber dem Schalldruckpegel des Einzeltones um 6 dB höher liegt:

$$L_{tot} = 10 \lg \left(2 \cdot \frac{p_1}{p_0} \right)^2 = 20 \lg 2 \cdot \frac{p_1}{p_0} = L_1 + 20 \lg 2$$

Unterscheiden sich diese beiden Töne in der Phasenlage um 180° ($\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 180^\circ$) oder $\lambda/2$, so erfolgt Interferenz, die Töne löschen sich gegenseitig aus (siehe Bild 8).

Von praktischer Bedeutung sind diese beiden Erscheinungen für den Fall, daß



zwei Ventilatoren mit fast gleichen Drehzahlen in einem gemeinsamen Leitungssystem betrieben werden. Hierbei führen Schallwellen-Überlagerungen zu periodischen Pegelschwankungen, sog. Schwebungen. Die Schwebungsfrequenz ergibt sich aus der Differenz der beiden Drehzahlen.

6. Geräuschentwicklung bei Ventilatoren

Das Betriebsgeräusch eines Ventilators setzt sich aus verschiedenen Schallkomponenten zusammen.

An der Randzone schnellbewegter Gasstrahlen bilden sich unter dem Einfluß der Zähigkeit Wirbel. Beim Ventilator treten diese Ablösungs- und Wirbelerscheinungen an der Schaufelaustrittskante auf. Dieses durch das rotierende Laufrad hervorgerufene „Wirbelgeräusch“ ist als „Primärgeräusch“ anzusehen, es wird noch überlagert von einem Rauschen der im allgemeinen stark turbulenten Strömungen im Gehäuse und in den Kanälen. „Wirbelgeräusch“ und „Strömungsrauschen“ weisen ein breitbandiges Frequenzspektrum auf, dessen Schall-Leistung etwa mit der 5. bis 7. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit steigt.

Neben den breitbandigen Geräuschen treten bei bestimmten Frequenzen Pulsationsgeräusche in Erscheinung, die hervorgerufen werden durch periodische Druckschwankungen des Mediums

infolge von Relativbewegungen zwischen der Laufschaufel und einem umströmten Gegenstand. Ein Pulsationsgeräusch entsteht immer dann, wenn die Strömung in der Umgebung des Laufrades durch hervorspringende Kanten, Streben und dergleichen (Gehäusezunge beim Radialgebläse, Leitschaufeln beim Axialgebläse) gestört ist. Beim Ventilator ist ein solches Störgeräusch als „Schaufelton“ oder „Drehklang“ bekannt, seine Hauptstörfrequenz ergibt sich aus dem Produkt Schaufelzahl mal Drehzahl. Ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz können als Obertöne auftreten. Die Erscheinung des Drehklanges kann je nach Art und Größe der Störung eine beträchtliche Zunahme der Schall-Leistung in einzelnen Frequenz-Bereichen bewirken.

7. Schalldruck- und Schall-Leistungspegel bei Ventilatoren

Der Schalldruckpegel L kann bei Ventilatoren über Umfangsgeschwindigkeit, Flügelrad-Durchmesser und bestimmte Konstanten vorausberechnet werden. Je nach Bauart und Leistungsdaten ergeben sich mittlere bewertete Schalldruckpegel L_A von 90 bis 110 dB (A) (jeweils gemessen in 1 m Abstand unter 45° zur Ansaugrichtung).

Näherungsweise kann die Vorausberechnung des A-Schall-Leistungspegels erfolgen nach der Beziehung:

$$L_{WA} = K + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} + 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ in dB (A)}$$

mit p = Gesamtdruckdifferenz in μ bar
 p_0 = 100 μ bar

\dot{V} = Volumenstrom in m^3/h

\dot{V}_0 = 1 m^3/h

$K \approx 11$ dB (A) für Radial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln

$K \approx 16$ dB (A) für Axial-Ventilatoren

Ausgangsgröße für die Schallausbreitung des Ventilator-Geräusches ist die vom Ventilator insgesamt erzeugte Schall-Leistung W oder der entsprechende Schall-Leistungspegel L_W .

Bei der Geräuschabstrahlung muß unterschieden werden zwischen

- den Schall-Leistungen, die primär im Medienstrom durch Saug- und Druckstutzen
- und denjenigen, die sekundär von den zu Körperschall angeregten Bauteilen an die Umgebung abgestrahlt werden.

Primär abgestrahlte Schall-Leistungen sind W_s und W_D .

L_{WS} : Pegel der Schall-Leistung, die entgegen dem Medienstrom durch die Ansaugöffnung abgestrahlt wird.

L_{WD} : Pegel der Schall-Leistung, die mit dem Medienstrom durch den Druckstutzen tritt.

Sekundär abgestrahlte Schall-Leistungen sind: W_G , W_U , W_{SL} und W_{DL} .

L_{WG} : Die auf die Gehäusewandungen auftreffende Schall-Leistung W_G regt diese zu Körperschall an, der als Luftschall vom Gehäuse an die Umgebung abgestrahlt wird. Der entsprechende Schall-Leistungspegel ist L_{WG} .

L_{WU} : Durch Schall-Leitung wird der Körperschall des Gehäuses auf die fest mit dem Gehäuse verbundenen Bauteile (insbesondere Unterstützungs-Konstruktionen) übertragen und von dort als Luftschall an die Umgebung abgestrahlt. Der entsprechende Schall-Leistungspegel ist L_{WU} .

L_{WSL} : Die durch die Saug- und Druck-

L_{WDL} : öffnung abgestrahlte Schall-Leistung (W_s , W_D) regt das über

Kompensatoren angeschlossene und somit mechanisch entkoppelte Leitungssystem zu Körperschall an, der wiederum als Luft-

schall an die Umgebung abgestrahlt wird. Die entsprechenden Schall-Leistungspegel sind L_{WSL} und L_{WDL} .

Zur Erfassung dieser einzelnen Schall-Leistungen können in der zuvor beschriebenen Form entsprechende Meßflächen in 1 m Abstand von den betreffenden Bauteilen gedacht und die als Luftschall abgegebene Leistung nach der Näherungsformel

$$L_{Wi} = L_i + 10 \lg \frac{S_i}{S_0}$$

berechnet werden, wobei für die entsprechende Einzelbetrachtung zu setzen ist:

$$i = S, SL, D, DL, G, U$$

Anhand der Abbildungen Bild 10.1 bis Bild 10.4 sollen diese Gegebenheiten am Beispiel eines Frischluft-Gebläses (ohne und mit Schallschutz-Maßnahmen) veranschaulicht werden, wobei die Schallausbreitung durch Pfeile verschiedener Farben (primäre und sekundäre Geräuschquellen) und Pfeile unterschiedlicher Länge (Pegelhöhe) symbolisiert wird.

8. Schallschutz-Maßnahmen

Durch Schallisierungen und Schallhauben einerseits (**Schalldämmung**) und Schalldämpfer andererseits (**Schalldämpfung**) kann die durch den Ventilator verursachte Lärmbelästigung vermindert werden.

Im **Schalldämpfer** wird die Schallausbreitung im Leitungssystem abgesenkt, ohne daß dabei der Medienstrom wesentlich beeinträchtigt wird. (Reduzierung der Werte L_{WS} und L_{WD} durch Umwandlung von Schallenergie in Wärmeenergie).

Schallisierung und **Schallhaube** bewirken weitgehende Abschirmung der Ventilator-Umgebung gegen die Ausbreitung des Luftschalles, der von den zu Körperschall angeregten Bauteilen abgestrahlt wird. (Reduzierung der Werte L_{WG} , L_{WSL} , L_{WDL} durch Reflexion der Schallenergie zur Lärmquelle und

zusätzlich teilweise durch Umwandlung in Wärmeenergie.)

Für die **Schall-Dämpfung** von Ventilatoren werden je nach den Bedingungen des Einzelfalles entweder nicht abgestimmte Absorptions-Schalldämpfer oder auf besondere Frequenzen abgestimmte Kammer-Schalldämpfer (auch Interferenz-Schalldämpfer, Resonanz-Schalldämpfer oder $\lambda/4$ -Schalldämpfer genannt) eingesetzt.

Bei beiden Bauarten sind in einem Gehäuse mehrere Kulissen parallel zur Richtung des Medienstromes angeordnet.

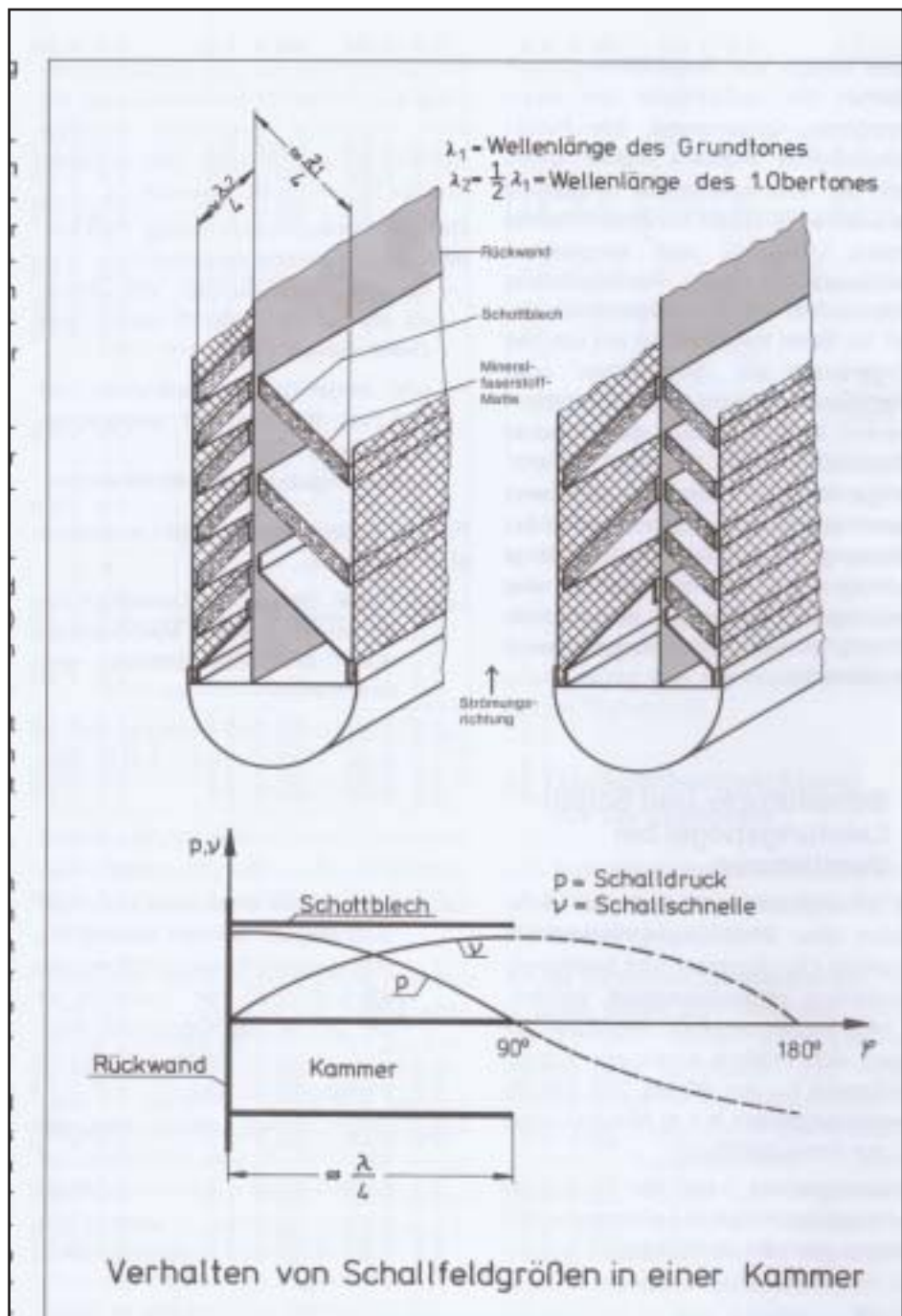
Entsprechend den verschiedenen Wirkungsprinzipien (Reibung einerseits und Reflexion mit Interferenz andererseits) unterscheiden sich die Kulissen in ihrem Aufbau.

Beim **Absorptions-Schalldämpfer** ist der Raum zwischen den aus Lochblechen bestehenden Kulissenwänden mit schallschluckenden Mineral-Faserstoffen ausgekleidet.

Die zu Schallschwingungen angeregten Moleküle des Medienstromes werden durch die Mineral-Faserstoff-Packungen gebremst, so daß die durch die Löcher durchstrahlende Schallenergie infolge der Reibung der Moleküle in Wärmeenergie umgewandelt wird.

Der Absorptions-Schalldämpfer wird dort angewandt, wo ein breitbandiges Geräuschspektrum gedämpft werden soll. Ein erfolgreicher Betrieb ist aber nur bei staubarmen Fördermedien möglich, denn bei Vorhandensein von Staub im Medium setzen sich die Löcher der Kulissenwände zu, und der Dämpfer wird in seiner Wirkung stark beeinträchtigt.

Bei staubhaltigen Fördermedien wird man deshalb den Kammer-Schalldämpfer ($\lambda/4$ -Schalldämpfer) einsetzen, der zur Dämpfung von breitbandigen Geräuschen allerdings nur begrenzt wirksam ist. Denn gemäß seinem Wirkungsprinzip dämpft er in erster Linie herausragende Einzeltöne, auf die er abgestimmt sein muß. Durch Anbringung von schallschluckenden Mineral-Faserstoff-Matten auf der Unterseite der



Schottbleche, die die Kulissenkammern bilden, wird zusätzlich zur Einzelton-Dämpfung auch eine gewisse Breitband-Dämpfung erreicht (Bild 9). Die Wirkungsweise der Einzelton-Dämpfung erklärt sich aus dem Prinzip der Reflexion und Interferenz. Das wich-

tigste Maß bei der Konstruktion eines Kammer-Schalldämpfers ist die Kammertiefe t ; sie muß etwa $1/4$ der Wellenlänge des Störtöne betragen ($t = \lambda/4$), damit folgender Vorgang eintritt:

Im Abstand von $\lambda/4$ von der äußeren Kulissenwand trifft die Schallwelle auf die schallharte Kammer-Rückwand, wird reflektiert und legt bis zur Schallquelle einen weiteren Weg von $\lambda/4$ zurück, so daß sie dort in Bezug auf die nachrückende Schallwelle um $\lambda/2$ oder 180° phasenverschoben ankommt und Interferenz (Tonauslöschung) bewirkt.

Axial-Gleichdruck-Gebläse als Saugzug in einem Kraftwerk, Wärme-Schall-Isolierung, Druckschalldämpfer.

\dot{V}	=	660	m ³ /s
t	=	156	°C
Δp	=	6520	Pa
n	=	590	1/min
P _w	=	5480	kW



Axial-Saugzug-Gebläse (Axial-Gleichdruck-Gebläse) mit Wärme-Schall-Isolierung und Druckschalldämpfer zur Dämpfung des Ausblasgeräusches an der Kaminmündung.

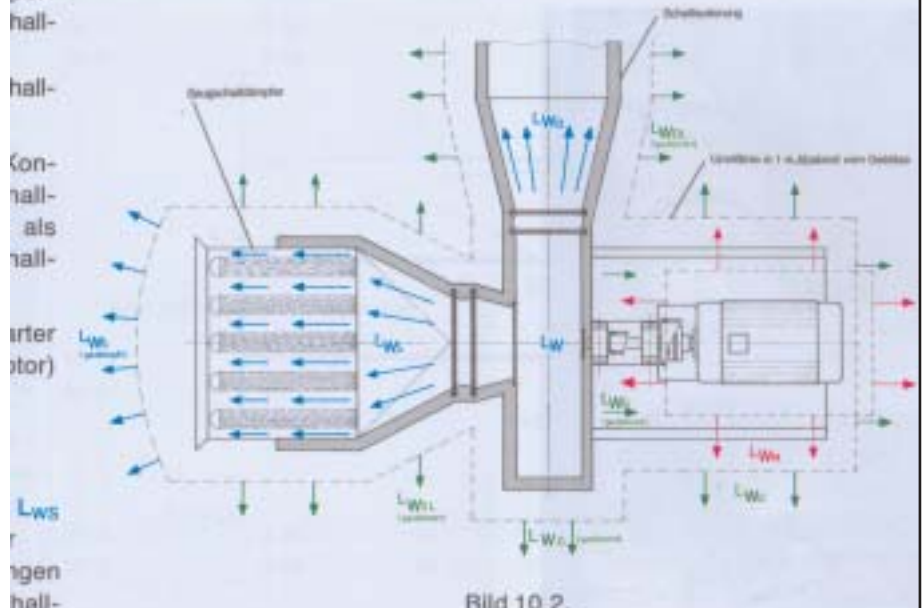
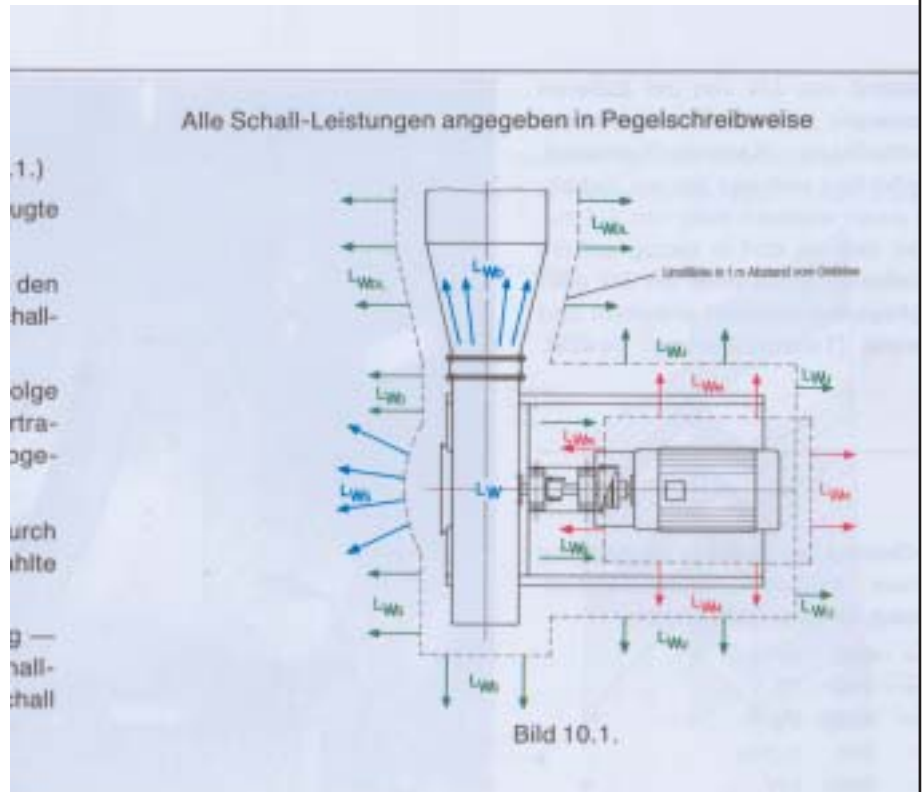


Schallabstrahlung an einem Frischluft-Gebläse ohne Schallschutz-Maßnahmen (Bild 10.1.)

- L_w gesamte vom Ventilator erzeugte Schall-Leistung
- L_{WD} mit dem Medienstrom durch den Druckstutzen abgestrahlte Schall-Leistung
- L_{WDL} von der Druckleitung infolge L_{WD} und Körperschall-Übertragung - als Luftschall abgestrahlte Schall-Leistung
- L_{WS} gegen den Medienstrom durch den Saugstutzen abgestrahlte Schall-Leistung
- L_{WSL} wäre die von der Saugleitung - infolge L_{WS} und Körperschall-Übertragung als Luftschall abgestrahlte Schall-Leistung (Bild 10.2. und 10.3.)
- L_{WG} Vom Gehäuse - infolge Körperschall-Anregung durch die Schall-Energie im Medienstrom - als Luftschall abgestrahlte Schall-Leistung
- L_{WU} Von der Unterstützungs-Konstruktion - infolge Körperschall-Leitung vom Gehäuse - als Luftschall abgestrahlte Schall-Leistung
- L_{WM} Schallabstrahlung benachbarter Maschinen (z. B. Gebläse-Motor)

Schallschutz an einem Frischluft-Gebläse durch Saug-Schalldämpfer und Isolierungen (Bild 10.2.)

- Dämpfung der Schall-Leistung durch einen Saug-Schalldämpfer
 - Dämmung der Schall-Leistungen durch Schall-isolierungen.
- Da kein Abbau der Schallenergie im Inneren des Systems erfolgt, strahlen die Flächen, an denen die Isolierung unterbrochen ist, den Schall in voller Höhe ab.
- Die Schall-Leistung wird ins Leitungs-System abgestrahlt.



Schalldämpfung: (durch Absorption): Schallenergie dringt durch poröse Wände und wird durch viskose Reibung in Wärmeenergie umgewandelt.

Schalldämmung: Schallenergie trifft auf nicht-poröse Wände und wird reflektiert.

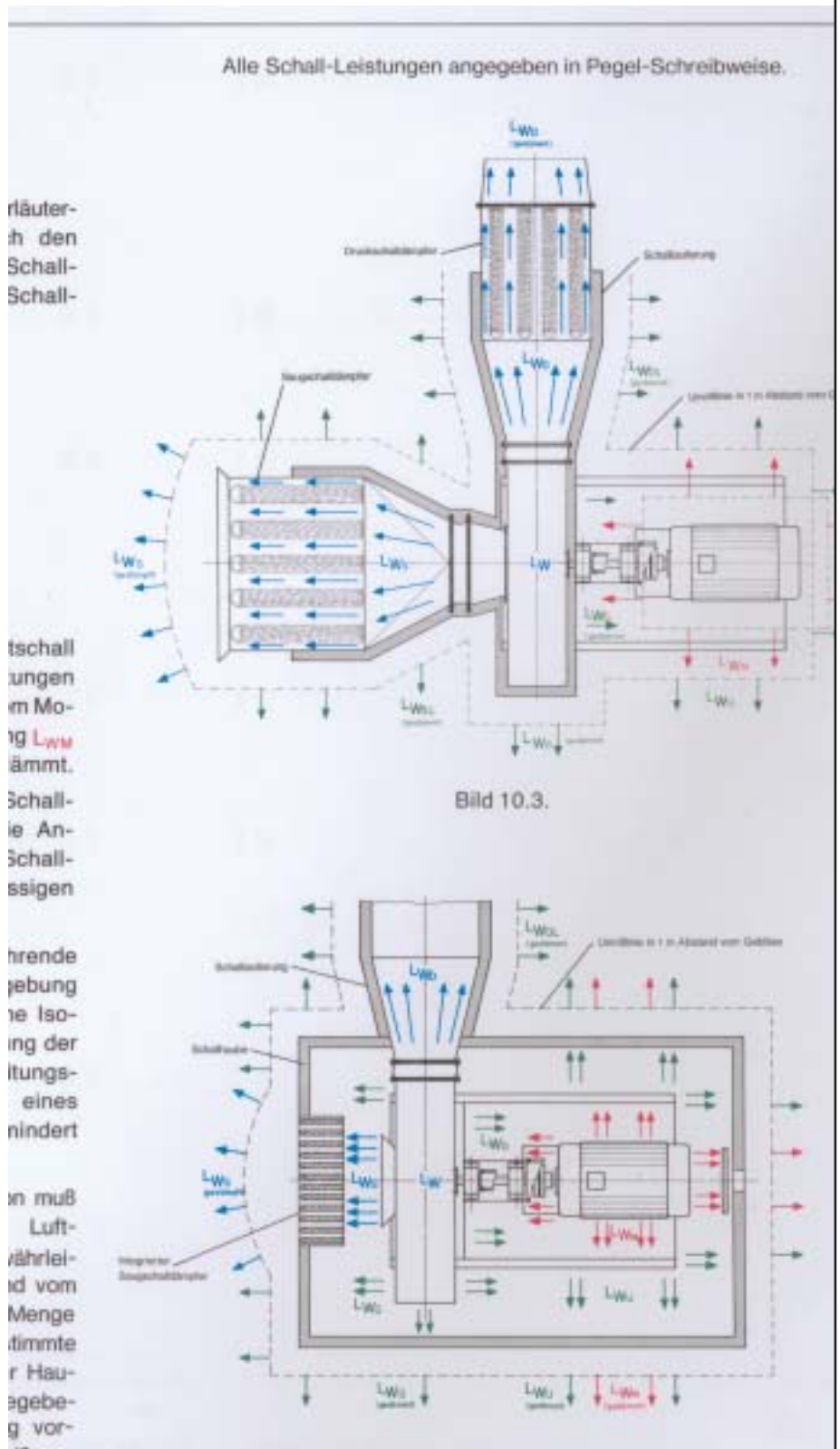
Schallschutz an einem Frischluft-Gebläse durch Saug- und Druck-Schalldämpfer und Isolierungen (Bild 10.3.)

Zusätzlich zu den zum Bild 10.2. erläuterten Maßnahmen wird die durch den Druckstutzen abgestrahlte Schall-Leistung L_{Wd} durch einen Druck-Schalldämpfer abgesenkt.

Schallschutz an einem Frischluft-Gebläse durch Schalihaube mit integriertem Saug-Schalldämpfer (Bild 10.4.)

- Die vom Ventilator als Luftschall abgestrahlten Schall-Leistungen L_{WG} und L_{Wu} ebenso wie die vom Motor abgestrahlte Schall-Leistung L_{WM} werden durch eine Haube gedämmt.
- Der in die Haube integrierte Schalldämpfer dämpft die durch die Ansaugöffnung abgestrahlte Schall-Leistung L_{Ws} auf den zulässigen Wert.
- Die von der Druckleitung herrührende Schallabstrahlung an die Umgebung L_{WdL} kann entweder durch eine Isolierung (hierbei aber Abstrahlung der Schall-Leistung L_{Wd} ins Leitungssystem) oder durch Einbau eines Druck-Schalldämpfers vermindert werden.

Bei der Schallhaubenkonstruktion muß durch Anordnung geeigneter Luft-Zufuhr- und -Abfuhrstellen gewährleistet sein, daß die vom Motor und vom Gebläse erzeugte Wärme in der Menge abgeführt wird, daß eine bestimmte Maximal-Temperatur innerhalb der Haube nicht überschritten wird. Gegebenenfalls muß eine Fremdbelüftung vorgenommen werden (z. B. bei Heißgas-Gebläsen).



Stronger Together

Die TLT wurde Anfang 2003 von der Frankenthaler Kühnle, Kopp und Kausch AG übernommen und firmiert als eigenständige Konzerngesellschaft unter dem Namen TLT-Turbo GmbH.

Die Aktiengesellschaft KK&K, wurde im Jahr 1899 durch den Zusammenschluß dreier Familienunternehmen gegründet. Im Verlauf des vergangenen Jahrhunderts hat es die KK&K stets verstanden, den Veränderungen – vor allem technischen Erfordernissen – rasch anzupassen.

Mit der Zielsetzung, sich wieder auf das traditionelle Kerngeschäft zu konzentrieren, hat die KK&K die Turbo-ladersparte im Jahr 1998 verkauft. Seither widmet sich der Konzern mit stetig wachsendem Erfolg wieder ausschließlich der Entwicklung, der Fertigung und dem Verkauf von Turbomaschinen – Turbinen, Verdichtern und Ventilatoren für sämtliche Anwendungsbereiche.

Bei allen den Tätigkeiten steht immer der Kunde mit seinen individuellen Bedürfnissen im Vordergrund. Auf der Basis dieser Kundenorientierung ist das gesamte Handeln von einem Miteinander

geprägt – einem Miteinander mit dem Kunden, dem Mitarbeiter und dem Aktionär.

Eine ausgewogene Kombination von strategischer Weitsicht, kaufmännischer Umsicht und weltweiter Kooperation mit kompetenten Partnern macht die KK&K so erfolgreich und bestärkt uns in der Auffassung, bestens auf die Zukunft vorbereitet zu sein. Den Motor des Erfolgs bilden qualifizierte, zielorientierte und zufriedene Mitarbeiter sowie sehr moderne Geschäftsprozesse.

Neben dem Verfolgen wirtschaftlicher Ziele ist es der KK&K besonders wichtig, mit den Produkten einen aktiven Beitrag zum Umweltschutz zu leisten. Dies dokumentiert der Konzern mit der Wahl der Worte „Clean Air“, „Clean Water“ und „Clean Energy“ als strategische Leitbegriffe für das unternehmerische Handeln. Zum Konzern gehören neben der TLT-Turbo GmbH auch die HV-Turbo A/S in Dänemark sowie die PGW-Turbo in Leipzig.

Weitere Informationen zum Konzern erhalten Sie auf der KK&K-Website unter: www.agkkk.de



Immer in Ihrer Nähe

Zweibrücken TLT-Turbo GmbH
Gleiwitzstraße 7
66482 Zweibrücken/Germany
Telefon: (06332) 80 80
Telefax: (06332) 80 82 67
E-Mail: tlt@tlt.de

Bad Hersfeld TLT-Turbo GmbH
Serien- und Industrieventilatoren
Am Weinberg 68
36251 Bad Hersfeld/Germany
Telefon: (06621) 95 00
Telefax: (06621) 95 01 00
E-Mail: serie@tlt.de
E-Mail: industrie@tlt.de

Frankenthal TLT-Turbo GmbH
Heßheimer Straße 2
67227 Frankenthal/Germany
Telefon: (06233) 8 50
Telefax: (06233) 85 21 12
E-Mail: tlt@tlt.de

Oberhausen TLT-Turbo GmbH
Havensteinstraße 46
46045 Oberhausen/Germany
Telefon: (0208) 8 59 21 25
Telefax: (0208) 8 59 23 56
E-mail: r.graeber@tlt.de

Riedstadt TLT-Turbo GmbH
Aussiger Straße 5
64560 Riedstadt/Germany
Telefon: (06158) 94 08 73
Telefax: (06158) 94 08 74
E-mail: e.matinjan@tlt.de

Australien TLT-Turbo Pty. Ltd.
516 Guildford Road
Bayswater W.A. 6053, Australia
Telefon: 0061 - 8 92 79 14 02
Telefax: 0061 - 8 92 79 11 06
E-Mail: tlt@iinet.net.au

China KK&K Beijing Representative Office
22D Building E, Majestic Garden
No. 6 North Sihuan Road
100029 Chaoyang District, Beijing
Telefon: 0086 - 10 82 84 26 84
Telefax: 0086 - 10 82 84 27 58
E-Mail: mashy@vip.163.com

Grossbritannien KKK Limited
Oxford House, Oxford Street
NN8 4JY Wellingborough, Northants
Telefon: 0044 - 19 33 23 10 80
Telefax: 0044 - 19 33 23 10 90
E-Mail: kkk.limited@agkkk.de

Österreich TLT-Turbo GmbH
Am Stadtpark 3 / 1734
1030 Wien/Österreich
Telefon: 0043 - 17 13 40 30 10
Telefax: 0043 - 17 13 40 30 30
E-Mail: mmayer@tltwien.at

Rußland TLT-Turbo GmbH
ul. Profsojuznaja 45
117 420 Moskau
Telefon: 007 - 9 57 18 72 31
Telefax: 007 - 9 57 18 73 31
E-Mail: tlt-moskau@sovintel.ru

Spanien PASCH Y CIA., S.A
Capitán Haya, 9 1°
E-28020 Madrid
Telefon: 0034 - 9 15 98 37 60
Telefax: 0034 - 9 15 55 13 41
E-Mail: info@madrid.pasch.es



TLT-Turbo GmbH

Industrieventilatoren

Am Weinberg 68
36251 Bad Hersfeld/Germany

Telefon: + 49 (0)6621-950-251
Telefax: + 49 (0)6621-950-115

E-mail: industrie@tlt.de
Website: www.tlt-turbo.de

© 2003 - TLT-Turbo GmbH · 3. Auflage 10/03/2.0/H · Irrtum und Änderungen vorbehalten.

