

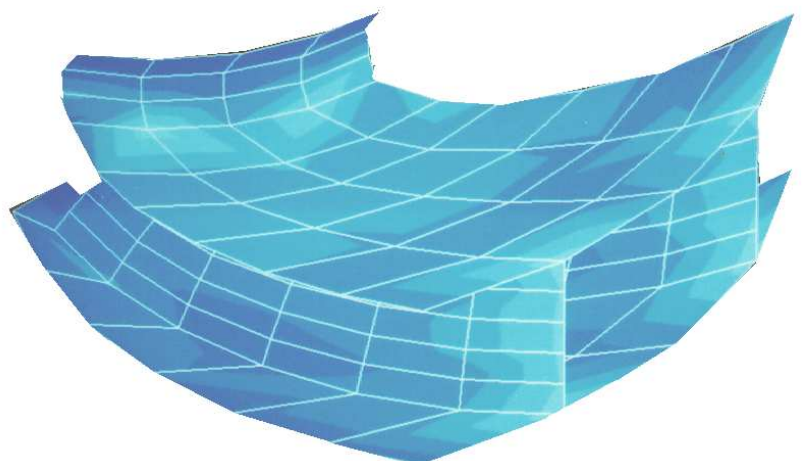


IGW-Radialventilator
Type PRZ9/140/400-DSF10
aus V4A mit 4200 Pa
und 2000 m³/h.
Druckstossfest für Zone 0

IGW-Centrifugal fan
type PRZ/140/400-DSF10
in stainless steel.
Working point at 4200 Pa
and 2000 m³/h.
Explosionproof for Zone 0

IGW-Radiallaufrad
Typ LRZ 9
Finite Elemente Analyse

IGW-Impeller
type LRZ 9
Finite element analysis



Ventilator Grundlagen

Formeln und Einheiten

Fan Technology

Formulas and Units

	Formeln und Einheiten	Formulas and Units	Formules et Unités	
g	Fallbeschleunigung ca. 9,807	gravitational acceleration ca. 9,807	accélération de la gravité env. 9,807	m/s ²
F	Kraft, 1 kp = 9,807 N	force, 1 kgf = 9,807 N	force, 1 kp = 9,807 N	N
A	Querschnittsfläche	cross-section	section transversale	m ²
p	Druck $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = \frac{\text{kp/m}^2}{9,807} = \frac{\text{mmWS}}{9,807}$ 1bar = 1,02 at = 1,02 kp/cm ² = 0,99 atm (phys) = 10 ⁵ Pa 1 Torr = 1 mm Hg = 133,32 Pa	pressure $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = \frac{\text{kgf/m}^2}{9,807} = \frac{\text{mmWG}}{9,807}$ 1bar = 1,02 at = 1,02 kgf/cm ² = 0,99 atm (phys) = 10 ⁵ Pa 1 torr = 1 mm Hg = 133,32 Pa	pression $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = \frac{\text{kp/m}^2}{9,807} = \frac{\text{mmCE}}{9,807}$ 1bar = 1,02 at = 1,02 kp/cm ² = 0,99 atm (phys) = 10 ⁵ Pa 1 torr = 1 mm Hg = 133,32 Pa	Pa
p _s	Statischer Druck	static pressure 1" WG = 25,4 mmWG	pression statique	Pa
$p_d = v^2 \frac{\gamma}{2g}$ γ	dynamischer Druck, wobei Spez. Gewicht von Luft = 1,226 bei 15°C, 1 bar	dynamic pressure, where spec. weight of air = 1,226 at 15°C, 1 bar	pression dynamique, où poids spécifique de l'air = 1,226 à 15°C, 1 bar	(kp/m ²) (kp/m ³)
$p_d = v^2 \frac{\rho}{2}$ ρ	dynamischer Druck, wobei Dichte von Luft = 1,226 bei 15°C, 1 bar	dynamic pressure, where density of air = 1,226 at 15°C, 1 bar	pression dynamique, où densité de l'air = 1,226 à 15°C, 1 bar	Pa kg/m ³
$p_t = p_s + p_d$	Gesamtdruck	total pressure	pression totale	Pa
\dot{V}	Volumenstrom	capacity, 1cuft/min=1,70 m ³ /h	débit	m ³ /s, m ³ /h
η	Wirkungsgrad	efficiency	rendement	%, number
n	Drehzahl	speed	nombre de tours	min ⁻¹
u ₂	Umfangsgeschwindigkeit	tip speed	vitesse périphérique	m/s
v	Kanalgeschwindigkeit	duct velocity	vitesse dans le conduit	m/s
t	Temperatur	temperature	température	°C
T	absolute Temperatur t [°C] = T [K] - 273,15 [°C]	absolute temperature t [°C] = T [K] - 273,15 [°C] t [°C] = 5 (t [°F] - 32 [°F])/9	température absolue t [°C] = T [K] - 273,15 [°C]	K
c _p	spez. Wärme von Luft	spec. heat of air $c_p = 1,0 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} = 0,24 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	chaleur spéc. de l'air	

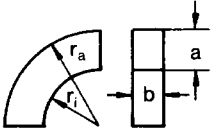
Ventilator Grundlagen

Formeln und Einheiten

Fan Technology

Formulas and Units

	Formeln und Einheiten	Formulas and Units	Formules et Unités	
$\Delta p_t = \Delta p_s + p_d$	mehr korrekte Bezeichnung der Drücke als Differenz zum atmosphärischen Druck	more correct denomination of pressures as differences to atmospheric pressure	dénomination des pressions plus correcte comme différences à la pression atmosphérique	
$P = \frac{\dot{V} \cdot p_t}{3670 \cdot \eta}$	Kraftbedarf, p_t in kp/m^2 η in %, \dot{V} in m^3/h	power demand, p_t in kgf/m^2 η in %, \dot{V} in m^3/h	puissance absorbée, p_t en kp/m^2 η en %, \dot{V} en m^3/h	kW
$P = \frac{\dot{V} \cdot p_t}{\eta}$	Kraftbedarf, p_t in Pa η als Zahl, \dot{V} in m^3/s	power demand, p_t in Pa η as number, \dot{V} in m^3/s	puissance absorbée, p_t en Pa η comme nombre, \dot{V} en m^3/s	W
1 kW = 1,341 HP = 1,360 PS = 1000 Nm/s = 0,24 kcal/s				
$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1}$	Leistungsvariation mit spez. Gewicht und absoluter Temperatur	power variation with spec. weight and absolute temperature	variation de puissance avec poids spéc. et température absolue	
$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{T_1 \cdot B_2}{T_2 \cdot B_1}$	Änderung der Luftdichte mit Temperatur [K] und Barometerdruck	variation of air density with temperature [K] and barometric pressure	variation de la densité de l'air avec température [K] et pression barométrique	
$\zeta = \frac{\Delta p_t}{p_d} - 1$	Widerstandsbeiwert	coefficient of resistance	coefficient de résistance	
	Ähnlichkeitsgesetze	fan laws $\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3$ $p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{n_2 \cdot d_2}{n_1 \cdot d_1} \right)^2$ $P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^5$	lois d'analogies	
$\zeta = \frac{L}{d} \cdot \frac{0,013}{\sqrt[3]{d}}$	Widerstandsbeiwert in rundem Stahlkanal, L, d in [m] Bei rechteckigen Kanälen ist $d = 2 \cdot ab/(a + b)$ einzusetzen	resistance coefficient in round steel ducts, L, d [m] For rectangular tubes use $d = 2 \cdot ab/(a + b)$	coefficients de résistance dans les gaines rondes en acier Pour les conduits rectangulaires utilisés, $d = 2 \cdot ab/(a + b)$	
$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0}$	Schalldruck in dB $p_0 = 2 \cdot 10^{-10} \text{ bar} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$	sound pressure in dB $p_0 = 2 \cdot 10^{-10} \text{ bar} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$	niveau de pression sonore dB $p_0 = 2 \cdot 10^{-10} \text{ bar} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$	
$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}$	Schalleistungspegel in dB $W_0 = 10^{-12} \text{ Watt}$	sound power level in dB $W_0 = 10^{-12} \text{ Watt}$	niveau de puissance sonore dB $W_0 = 10^{-12} \text{ Watt}$	

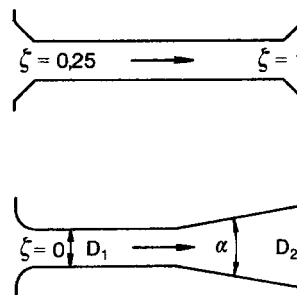
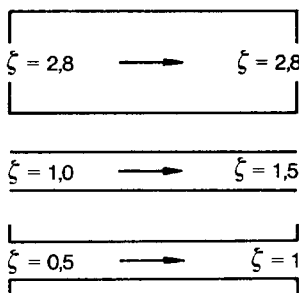


$r_a/a =$	0	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
$r_i/a =$	0	0	0,25	0,5	1,0	1,5
$b/a = 0,25$	1,5	1,4	0,8	0,45	0,3	0,25
$= 0,5$	1,3	1,2	0,5	0,3	0,2	0,15
$= 1,0$	1,2	1,1	0,4	0,2	0,15	0,12
$= 1,5$	1,1	1,0	0,4	0,2	0,15	0,12
$= 3$	1,0	0,9	0,4	0,2	0,15	0,12
Rohr, tube, tyau	0,9	0,8	0,4	0,25	0,18	0,14

Widerstandsbeiwert bei 90° Bogen
 bei 45° : multipliziere mit 0,5
 bei 150° : multipliziere mit 1,5

resistance coefficient in 90° bend
 at 45° : multiply with 0,5
 at 150° : multiply with 1,5

coefficients de perte de charge dans
 un coude de 90°
 à 45° : à multiplier par 0,5
 à 150° : à multiplier par 1,5



Widerstandsbeiwerte für Lufteintritte
 und Luftaustritte
 resistance coefficients for air inlets and
 outlets

coefficients de perte de charge
 d'entrées et de parties d'air

$\alpha \leq 15^\circ$ $\zeta = 0,15$
 $\alpha \geq 20^\circ$ $\zeta = 1,0$

	$A_2/A_1 =$	0,2	0,4	0,6	0,8
	$\zeta_2 =$	0,35	0,29	0,17	0,05
	$\zeta_2 =$	0,11	0,09	0,05	0,02
	$\zeta_2 =$	0,01	0,01	0,01	0,01

Widerstandsbeiwerte für
 Querschnittsänderungen, ζ_2

resistance coefficients for cross
 section variations, ζ_2

coefficients de perte de charge dans
 les changements de section, ζ_2

Einbauarten

Die DIN 24 163 gibt grundsätzliche Definitionen für die vom Ventilator erbrachte Leistung und wie die Leistung an einem Normprüfstand zu messen ist. Die Norm unterscheidet 4 Einbauarten.

Fan arrangements

The German standards DIN 24 163 give basic definitions for the fan output and methods, how this output is to be measured. The DIN is differentiating amongst 4 different fan arrangements.

Bezeichnung der Einbauart Symbol of installation mode	Beschreibung der Einbauart Fan installation mode	
	Saugseite des Ventilators Inlet side of fan	Druckseite des Ventilators outlet side of fan
A	Frei ansaugend free inlet	Frei ausblasend free outlet
B	Frei ansaugend free inlet	Druckseitig angeschlossen duct on outlet side
C	Saugseitig angeschlossen duct on inlet side	Frei ausblasend free outlet
D	Saugseitig angeschlossen duct on inlet side	Druckseitig angeschlossen duct on outlet side

Fig. 1 Verschiedene Einbauarten nach DIN 24 163
Different installation modes acc. to DIN 24 163

Bisher haben Ventilatorenhersteller und -anwender nur in den seltensten Fällen berücksichtigt, daß ein Ventilator genau genommen in diesen vier verschiedenen Einbauarten auch verschiedene Kennlinien hat. (Fig. 1)

Until recently fan manufacturers and users have only as an exception taken into account that a fan in reality in these 4 different installation modes has 4 distinctly different characteristics. (Fig. 1)

Wenn ein Ventilator saugseitig nicht angeschlossen ist, sondern frei aus dem Raum saugt, treten Verluste an den meist vorhandenen Ansaugschutzgittern auf, die dem Ventilator zuzurechnen sind. Kleine Veränderungen am Lufteintritt des Ventilators beeinflussen ferner die Kennlinie merklich, selbst wenn der Eintritt düsenförmig ist.

If a fan on the inlet side is not connected to a duct, but is taking its air directly from the room, losses will occur on inlet grills, which in this arrangement usually are part of the fan. Furthermore, small variations in the shape of the fan inlet will have an appreciable effect on the fan characteristic, in spite of all having a bell mouth.

Dieses wird durch die Fig. 2 illustriert (aus Bruno Eck, Ventilatoren, Springer Verlag).

This is illustrated in Fig. 2 (quoted from Bruno Eck, Ventilatoren, Springer Verlag).

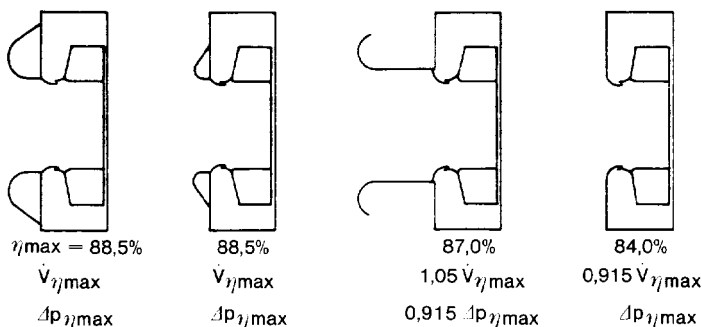


Fig. 2 Wirkung verschiedener Eintrittsbedingungen auf die Ventilatorleistung.

Effect of different inlet conditions on fan output.

Ausgleichsstrecke

Die Auswirkung des Vorhandenseins oder Fehlens einer druckseitigen Ausgleichsstrecke auf die Ventilatorcharakteristik ist meist noch größer.

Sowohl beim Axial- wie Radialventilator ist die Ausblasströmung sehr ungleichförmig über den Querschnitt verteilt (siehe Fig. 3). Durch eine druckseitige Ausgleichsstrecke kommt es zu einer Harmonisierung der Strömungsgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Erhöhung des saugseitig meßbaren statischen Drucks. Die Ausgleichsstrecke wirkt ähnlich einem Diffusor.

Outlet duct

The effect on the fan characteristic of the presence or absence of the connecting duct on the outlet side is normally even larger.

Both for axial and radial fans the outlet flow has a very uneven distribution over the outlet cross section (see Fig. 3). A connected duct will lead to a harmonisation of flow velocities, which leads to a simultaneous increase of the static pressure, which can be measured on the inlet side. The connected duct is having a similar effect as a diffuser.

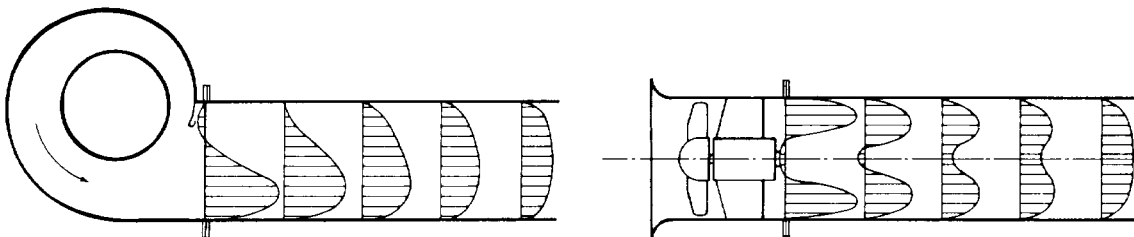
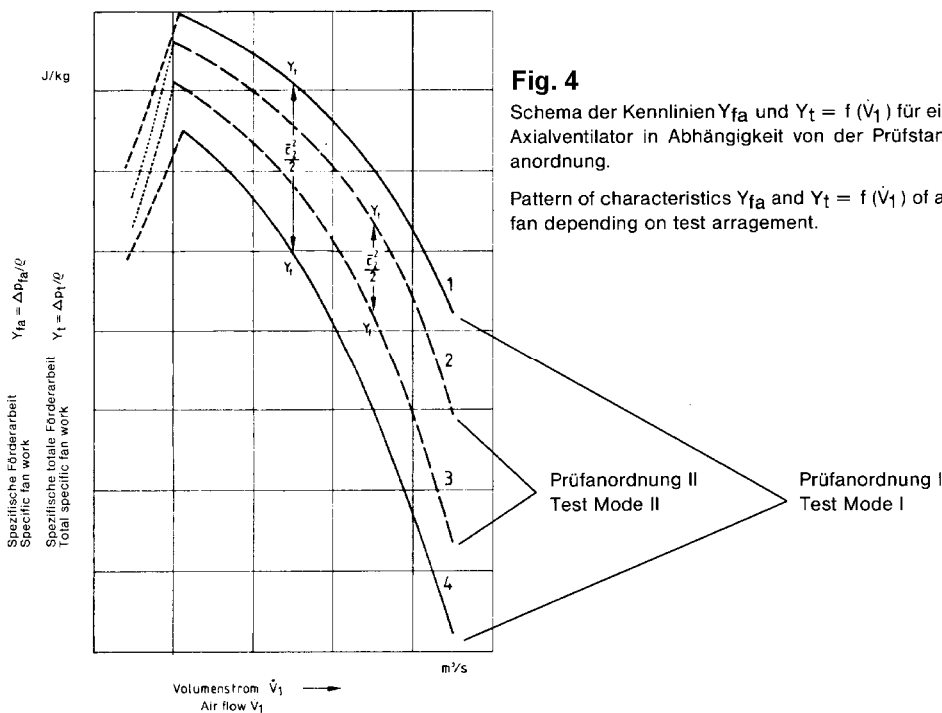
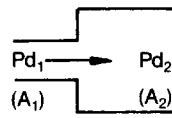


Fig. 3 Strömungsverlauf hinter einem Radial- bzw. Axialventilator
Downstream flow of radial and axial fan

Die DIN 24 163 läßt grundsätzlich die Leistungsmessung mit und ohne Ausgleichsstrecke zu. Hieraus resultieren grundverschiedene Leistungskurven, Fig. 4.

The DIN 24 163 permits fan tests to be carried out with or without such a duct on the outlet side. This results in remarkably different characteristics, see Fig. 4.





$$\Delta P_s = \zeta_1 \cdot Pd_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 Pd_1$$

$$= \zeta_2 \cdot Pd_2 = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 Pd_2$$

ζ Branch/Abzweig/Branchement													
θ	c_b/c_a												
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
15°	0.81	0.65	0.51	0.38	0.28	0.20	0.11	0.06	0.14	0.30	0.51	0.76	1.0
30°	0.84	0.69	0.56	0.44	0.34	0.26	0.19	0.15	0.15	0.30	0.51	0.76	1.0
45°	0.87	0.74	0.63	0.54	0.45	0.38	0.29	0.24	0.23	0.30	0.51	0.76	1.0
60°	0.90	0.82	0.79	0.66	0.59	0.53	0.43	0.36	0.33	0.39	0.51	0.76	1.0
90°	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

ζ Main/Durchgang/Principal													
θ	c_a/c_c												
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
15°-90°	0.81	0.64	0.50	0.36	0.25	0.16	0.4	0	0.07	0.39	0.90	1.8	3.2

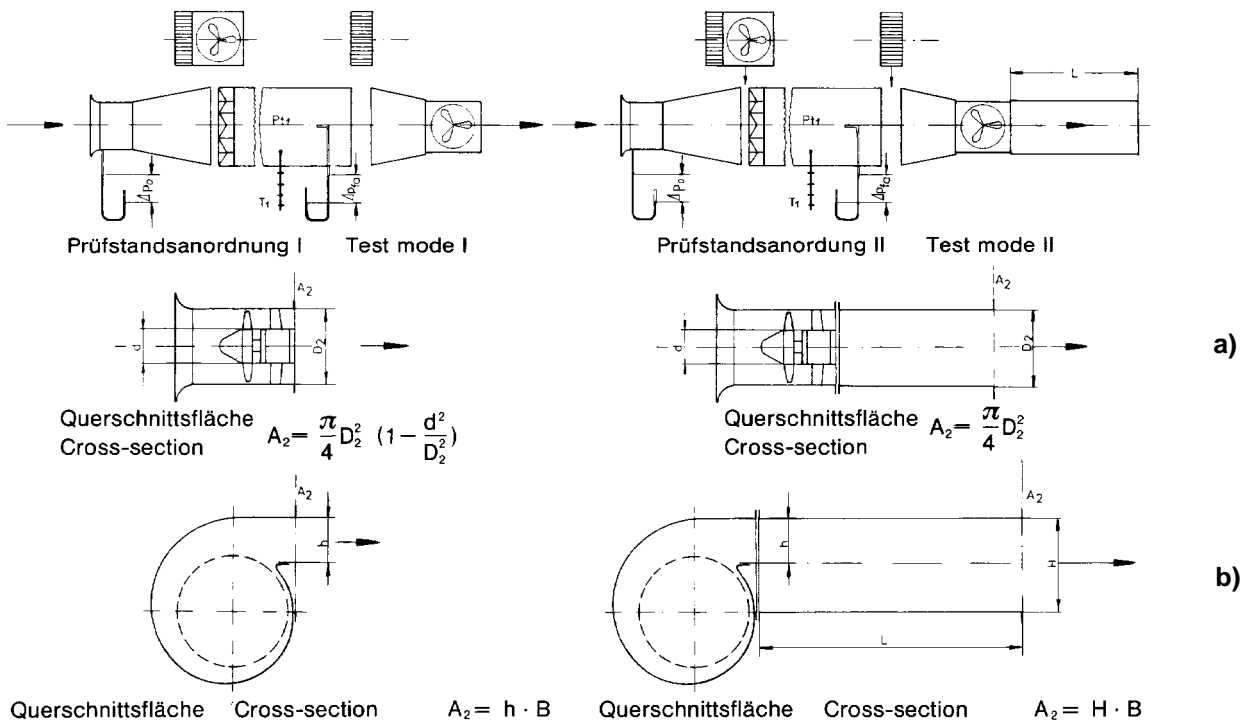


Fig. 5 Prüfstand für Ventilator, frei ausblasend
Test arrangement for fan with free exhaust

Prüfstandsordnung für Ventilator mit Ausgleichsstrecke
Test arrangement for fan with constant cross-section diffuser

Einbauart gem. Fig. 1 Installation mode acc. to Fig. 1	Austrittsverlustbeiwert ζ bei Ventilatorotyp Exhaust loss factor ζ for fan type					Eintrittsverlustbeiwert ζ aller Typen Inlet loss factor ζ for all types			
	N8 M8	N8L5 M8L5	X8 Y8 Y12	X8L5	Y8L5 X8L15 Y12L15			ohne Gitter without grill	mit konz. Gitter with concentric grill
A	-	-	-	-				0,05	0,20
B	0,5	0,1	0,7	0,2	0,8			0,05	0,20
C	-	-	-	-				-	-
D	0,5	0,1	0,7	0,2	0,8			-	-

Einbauverluste gleich $\zeta \times p_d$, wobei p_d immer auf den Querschnitt D_2 bezogen ist.
Installation losses equal to $\zeta \times p_d$, where p_d always is referring to the cross-section D_2 .

Fig. 6 Austritts- und Ansaugverluste bei verschiedenen Einbauarten von Axialventilatoren
Exhaust and inlet losses in different installation arrangements of axial fans

Einbauart gem. Fig. 1 Installation mode acc. to Fig. 1	Austrittsverlustbeiwert ζ bei Ventilatorotyp Exhaust loss factor ζ for fan type					Eintrittsverlustbeiwert ζ aller Typen Inlet loss factor ζ for fan type				
	RNN	RNZ	RSZ	LRZ PRZ	MRZ HRZ		RNN, RNZ	RSZ	LRZ PRZ	MRZ HRZ
A	-0,02	-0,4	-0,4	-0,5	-0,6		0,2	0,2	0,2	0,2
B	-	-	-				0,2	0,2	0,2	0,2
C	-0,02	-0,4	-0,4	-0,5	-0,6		-	-		
D	-	-	-				-	-		

Einbauverluste gleich $\zeta \times p_d$, wobei p_d immer auf den Querschnitt $H \times B$ bezogen ist.
Installation losses equal to $\zeta \times p_d$, where p_d always is referring to the cross-section $H \times B$.

Fig. 7 Austritts- und Ansaugverluste bei verschiedenen Einbauarten von Radialventilatoren
Exhaust and inlet losses in different installation arrangements of radial fans

Freier Austritt

Der Gesamtdruck hingegen, definiert als

$$\Delta p_t = \Delta p_{fa} + p_{d2} = \Delta p_{fa} + \rho \frac{\bar{c}_2^2}{2}$$

wobei \bar{c}_2 die durchschnittliche Austrittsgeschwindigkeit bezeichnet, ist größer bei fehlender Ausgleichsstrecke (Kurve 1) als bei Anwesenheit der Ausgleichsstrecke (Kurve 2). Der Austrittsverlust p_{d2} ist nämlich beim frei ausblasenden Ventilator bestimmt durch die relativ hohe Luftgeschwindigkeit, die sich in dem freien Ringquerschnitt zwischen Ventilatorschacht und Nabe bzw. Motor ergibt. Bei einer physikalisch korrekten Betrachtung muß berücksichtigt werden, daß die Strömungsgeschwindigkeit im Nabenschatten annähernd Null ist. Nach einer Ausblasstrecke mit einer Länge von 2 bis 3 mal dem Rohrdurchmesser (siehe Fig. 3) kommt es zu einem weitgehenden Geschwindigkeitsausgleich. Die niedrigere mittlere Austrittsgeschwindigkeit entspricht einem geringeren Austrittsverlust.

Formelmäßig beträgt der Austrittsverlust bei freiem Austritt annähernd:

$$p_{d2} = \rho \frac{\bar{c}_2^2}{2} = \rho \frac{\dot{V}^2}{2A^2} = \frac{\rho \dot{V}^2}{2 \left(\frac{\pi}{4} D_2^2 \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D_2^2} \right)^2}$$

während er bei angeschlossener Ausgleichsstrecke nur

$$p_{d2} = \rho \frac{\bar{c}_2^2}{2} = \rho \frac{\dot{V}^2}{2A^2} = \frac{\rho \dot{V}^2}{2 \left(\frac{\pi}{4} D_2^2 \right)^2}$$

beträgt, wobei D_2 der Rohrdurchmesser, d der Nabdurchmesser ist. In entsprechender Weise ist der Austrittsverlust eines frei ausblasenden Radialventilators mit Zunge wesentlich größer als bei Vorhandensein einer nachgeschalteten Ausgleichsstrecke. Deshalb ergibt sich ein ähnlicher Satz Kennlinien, wie in Fig. 4 für einen Axialventilator gezeigt. Die Kurve 1 in Fig. 4 (Einbauart C) entspricht der wirklich vom Ventilator geleisteten Arbeit. Der Anlagenbauer muß natürlich auch den nach Gleichung II ermittelten tatsächlichen Austrittsverlust bei seiner Widerstandsberechnung einsetzen.

Prüfstandsordnung

Unsere Leistungskurven von Axialventilatoren basieren auf der Prüfstandsordnung Fig. 5a, entsprechend Einbauart C. Bei Anschluß des Ventilators in Einbauart A, B oder D tritt eine Minderung des Gesamtdrucks auf (Fig. 6).

Unsere Leistungsangaben bei Radialventilatoren basieren auf der Prüfstandsordnung Fig. 5b, entsprechend Einbauart D.

Ein-/Austrittsverluste

Die Ein- und Austrittsverluste bei anderen Anschlußarten gibt Fig. 7 an. Die negativen Werte bei freiem Ausblas bedeuten, daß der vom Ventilator erzeugte Gesamtdruck höher ist als in der Kurve angegeben. Der Anlagenbauer muß einen entsprechend erhöhten Ansatz der rechnerischen Austrittsverluste bei der Widerstandsberechnung des Systems machen.

Free exhaust

The total pressure, however, defined as

(I)

\bar{c}_2 being the average outlet velocity, is larger in the absence of a downstream duct (curve 1) than in its presence (curve 2). The reason is that exhaust losses p_{d2} are in that case determined by the relatively high air velocity occurring in the ring shaped cross-section formed by the fan duct and the fan hub or motor. In a correct physical treatment it has to be taken into account, that the flow velocity downstream of the hub is close to zero. In a connecting duct having the length 2 to 3 times the duct diameter (Fig. 3) the flow velocity distribution is getting rather even. The lower medium exhaust velocity corresponds to smaller exhaust losses.

In mathematical terms the exhaust losses with free exhaust are approximately:

(II)

while they with connected exhaust duct only are

(III)

where D_2 is the duct diameter and d the hub diameter. Exhaust losses of a radial fan with cut-off are in a similar way larger when it is not connected to a duct on the outlet side. Therefore a radial fan has a similar set of curves as shown for the axial fan in Fig. 4.

The curve 1 in Fig. 4 (installation mode C) corresponds to the work, which is really carried out by the fan. When calculating the resistance of a ventilation system, the designer must, of course, use the same exhaust losses as shown in equation II.

Fan test arrangement

Our fan curves for axial fans are based on a test arrangement as shown in Fig. 5a, which corresponds to installation mode C. If a fan is used in installation mode A, B or D a reduction of total pressure occurs (Fig. 6).

Our output curves for radial fans are based on test arrangement Fig. 5b, corresponding to installation mode D.

Inlet/outlet losses

Inlet and outlet losses occurring at other installation modes are given in Fig. 7. The negative values at free exhaust indicate, that the total pressure created by the fan in reality is higher than what is shown on the curve. When designing the ventilation system, correspondingly larger exhaust losses have to be taken into account at these modes, when making resistance calculation for the system.

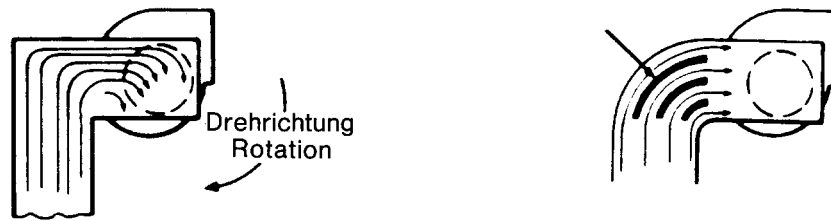
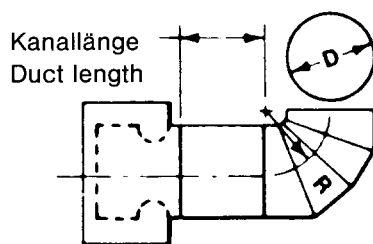


Fig. 8 Leistungsmindernder Mitdrall in einem Zentrifugalventilator und dessen Vermeidung
Rotating swirl causing lower fan output and its avoidance



$\frac{R}{D}$	Kanallänge Duct - length		
	0	2 D	5 D
0,5	1,8	1,0	0,6
0,75	1,4	0,8	0,4
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,35
3,0	0,7	0,4	0,25

Fig. 9 Systemverlustbeiwerte ζ von Eintrittskrümmern, mit p_d zu multiplizieren.
System loss factors, ζ of inlet elbows, to be multiplied with p_d .

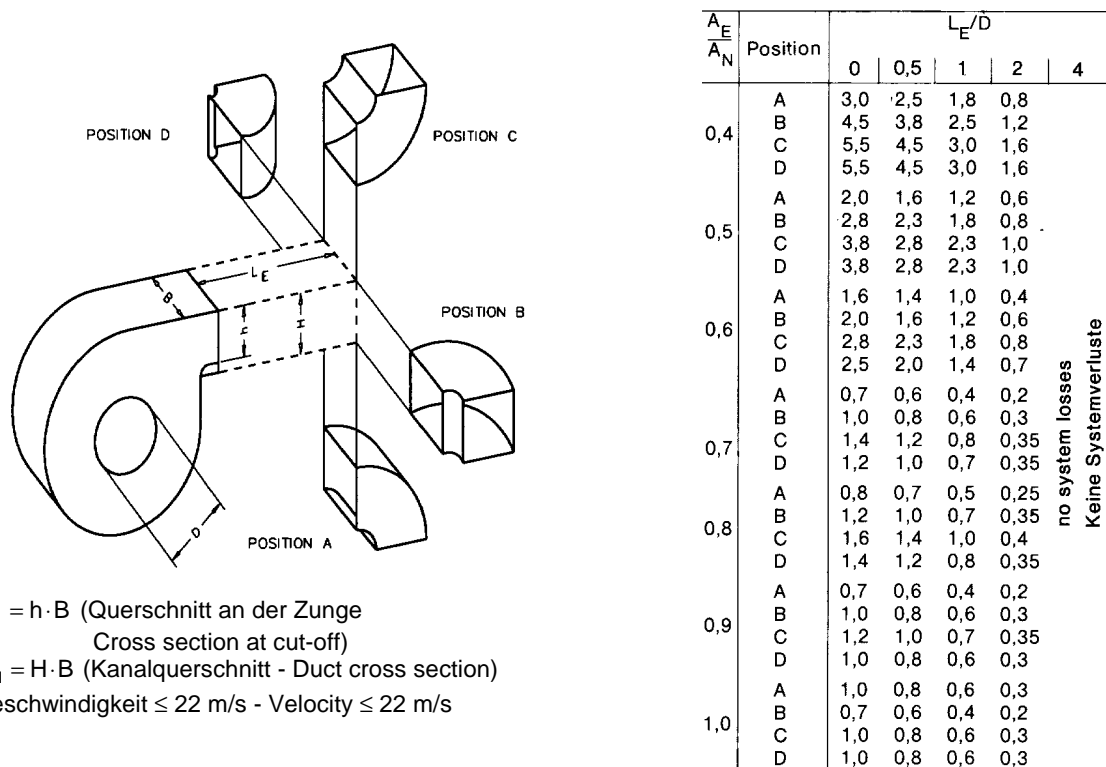


Fig. 10 Systemverlustbeiwerte ζ von Austrittskrümmern, mit p_d zu multiplizieren.
System loss factors ζ due to downstream elbows, to be multiplied with p_d .

Krümmen und ähnliche Einzelwiderstände, die eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung verursachen, haben direkten Einfluß auf die Ventilatorleistung. Sie verursachen sogenannte "Systemverluste" im Ventilator selbst, die dem eigentlichen Einzelwiderstand hinzuzurechnen sind.

Diese Verluste sind nicht in allen Einzelheiten erforscht und auch von der Ventilator konstruktion abhängig. Es ist zu empfehlen, sie wenn möglich zu vermeiden. Nachstehend geben wir einige Beispiele:

Beträchtliche Systemverluste können durch Krümmen kurz vor dem Ventilatoreintritt (Fig. 8 und 9) oder hinter dem Ventilatoraustritt (Fig. 10) verursacht werden. Die durch eine Begrenzung des Ansaugraumes verursachten Systemverluste sind nachstehend in Fig. 11 illustriert.

Es ist bekannt, daß Saugtaschen vor dem Ventilatoreintritt Systemverluste verursachen. Fig. 12 gibt Richtwerte für die zu erwartende Größe und zeigt, daß diese Verluste durch ein konisches Übergangsstück halbiert werden können. Es ist zu beachten, daß auch in diesem Fall nur der Systemverlust im Ventilator selbst angegeben wird der zusätzlich zum Umlenkungsverlust auftritt.

Die obigen Werte können nur Richtwerte sein. Bei Axialventilatoren können die Verluste wesentlich höher werden.

Da dem Ventilatorhersteller meistens die Anwesenheit von Krümmern kurz vor oder hinter dem Ventilator unbekannt ist, muß der Anlagenbauer diese Systemverluste berücksichtigen. In anderen Fällen - z. B. bei Saugtaschen, die vom Ventilatorhersteller mitgeliefert werden - ist die Sachlage weniger eindeutig. Die Praxis der ausschreibenden Anlagenbauer und der Ventilatorenhersteller ist in dieser Hinsicht unterschiedlich. Es sollte Sache des Anlagenbauers sein, sich zu versichern, daß Systemverluste weder vergessen noch zweimal eingesetzt werden.

Bei vielen Ventilator konstruktionen, wie doppelseitig saugenden Radialventilatoren, ist es unvermeidlich, den Ansaug durch Konstruktionselemente wie Lager, Keilriementriebe usw. zu behindern. Die dabei entstehenden Verluste rechnen wir nicht dem System, sondern dem Ventilator zu, im Gegensatz zu namhaften anderen Herstellern. Dieses kann leicht eine scheinbare Minderleistung von 10 % bewirken. Wir ermitteln aus der hydraulischen Ventilator kurve durch Verlustabzug die effektive Kurve.

Ähnlich verfahren wir bei Axialventilatoren. Der bei Direktantrieb im Luftstrom angebrachte Motor weicht bisweilen wesentlich von dem Motor ab, mit dem die Kennlinie aufgenommen wurde. Er kann durch seine Form, (z. B. großer Kabelkasten), Größe, Aufhängung und seinen Kühlluftstrom die Leistung wesentlich beeinflussen. Auch bei Keilriementrieb kommt es zu internen Störungen der Strömung im Rad, deren Auswirkungen durch Verlustabzug von der hydraulischen Leistungskurve darzustellen ist.

Elbows and other duct arrangements, creating uneven velocity distributions, have a direct effect on fan output. They cause so called "system effect losses" in the fan itself, which have to be added to the losses in the duct proper.

These losses are not known in all details and depend largely on the fan construction. They should be avoided, whenever possible. Below we give some examples:

Considerable system losses may occur due to elbows before the fan inlet (Fig. 8 and 9) or downstream of the fan (Fig. 10). The following sketch Fig. 11 illustrates the system loss factors due to limitations of the inlet space.

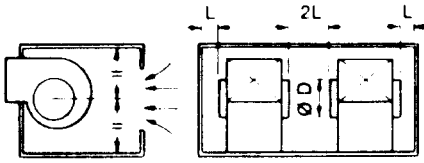
It is well-known that inlet boxes at the fan inlet cause system losses. Fig. 12 gives an orientation of the magnitude to be expected and shows a considerable reduction, when a conical connection is employed. It must be remembered that the table even in this case only gives the system effect loss in the fan itself, which occurs in addition to the losses in the inlet box due to the change of flow direction.

The above values are only to be considered as guide lines. With axial fans the losses may be considerably larger.

As the fan maker generally is not informed about the presence of elbows shortly before or after the fan, it must be the responsibility of the system designer to take the corresponding system losses into account. In other cases the situation is less clear, f. i. when the fan maker delivers the inlet boxes. Praxis of individual system designers and fan makers is quite different in this respect. It should be the responsibility of the system designer to make sure that system losses are neither forgotten nor calculated twice.

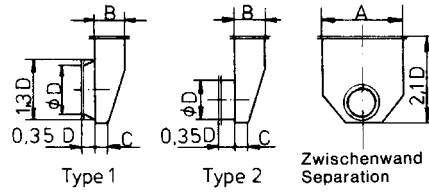
In many fan designs as double inlet radial fans the inlet is obstructed by inevitable constructive components as bearings, belt drive, etc.. The thereby caused losses are by us not attributed to the system but to the fan, contrary to the praxis of other well-known makers. This can easily lead to a seemingly lower output of 10 percent. We determine the effective fan performance curve by subtracting the losses from the hydraulic curve.

We use the same procedure for axial fans. A directly coupled motor may be quite different from the motor, which was used when the fan characteristic was originally measured. It may due to its shape (f. i. large cable box), size, manner of support and cooling air flow considerably influence the fan output. Belt drive too may cause internal disturbances of the air flow in the impeller, leading to output variations, which have to be taken into account as a deduction of losses from the hydraulic performance curve.



L = Abstand	L = Distance	ζ_{sys}
$0,75 \times D$		0,25
$0,5 \times D$		0,4
$0,4 \times D$		0,6
$0,3 \times D$		0,8
$0,2 \times D$		1,2

Fig. 11
Systemverlustbeiwerte bei Begrenzung des Ansaugraumes
System loss factors due to space limitation on the inlet side



Type	A	B	C	ζ_{sys}
1	$2,0 \times D$	$0,7 \times D$	$0,35 \times D$	0,4
1	$1,4 \times D$	$1,0 \times D$	$0,5 \times D$	0,4
2	$2,0 \times D$	$0,7 \times D$	$0,35 \times D$	0,9
2	$1,4 \times D$	$1,0 \times D$	$0,5 \times D$	0,9

Fig. 12
Systemverlustbeiwerte ζ für Ventilator-Saugtaschen
System loss factors ζ for fan inlet boxes

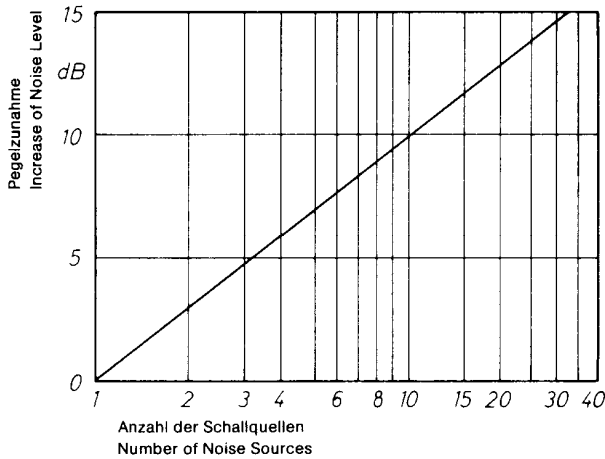


Fig. 13
Addition mehrerer Schallquellen gleichen Pegels
Addition of several noise sources of equal level

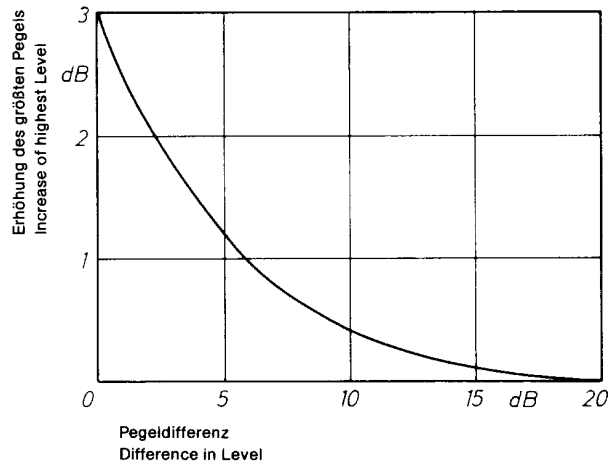


Fig. 14
Addition zweier Schallquellen unterschiedlichen Pegels
Addition of two sources of different levels

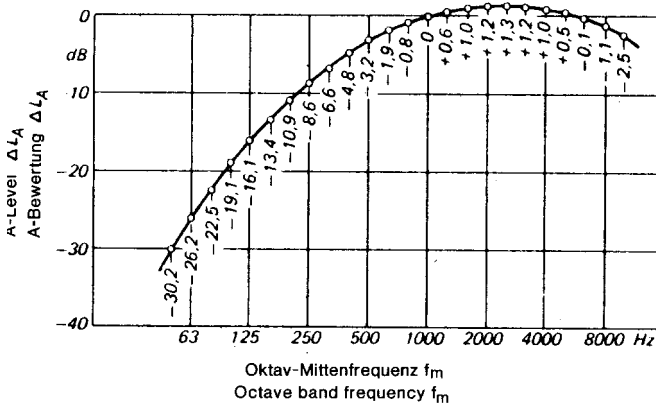


Fig. 15
Frequenzverlauf für Vorschaltfilter zur Nachbildung der Ohrempfindlichkeit
Frequency characteristic of filter designated so simulate the perception of the human ear

Physikalische Grundlagen

Als Schall werden periodische Luftdruckschwankungen im Frequenzbereich von ca. 20 bis 20.000 Hz aufgefasst. Die entsprechende Wellenlänge liegt zwischen 17 m und 0,017 m. Bei 1000 Hz ist der kleinste hörbare Schalldruck, die Hörschwelle des Menschen.:

$$p_o = 2 \cdot 10^{-10} [\text{bar}] = 2 \cdot 10^{-5} [\text{N/m}^2]$$

Der Schalldruck wird häufig in der Maßeinheit Dezibel [dB] durch eine logarithmische Verhältniszahl zur Hörschwelle gemessen.

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_o} [\text{dB}]$$

Der Schalldruck an der Hörschwelle beträgt 1 dB. Der höchstmögliche Schallpegel für Sinus-Schwingungen beträgt 194 dB, wenn der Luftdruck zwischen absolutem Vakuum und 2 bar schwingt. Die Schmerzgrenze liegt bei ca. 120 dB.

Die Addition von Schallpegeln ergibt sich aus Fig. 13 und 14.

Bewertung des Schalldruckes

Der Schalldruckpegel ist eine rein physikalische Größe. Um die "Lautheit" zweier verschiedener Schallquellen vergleichen zu können muss die subjektive Wertung verschiedener Frequenzen berücksichtigt werden. Die Pegelangabe erfolgt heute meist in dB(A). Dabei geschieht die Messung mit Instrumenten, mit denen die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres durch ein vorgeschaltetes Netzwerk (Fig. 15) angenähert nachgebildet wird.

Der Schalldruckpegel in dB(A) ist also ein Maß für die subjektive Lautheit an einem bestimmten Ort. Der Schalldruckpegel ist allerdings nicht sehr geeignet, die Schallquelle selbst zu beschreiben, da er u. a. vom Abstand des Meßinstrumentes zur Schallquelle abhängig ist.

Schall-Leistung

Um die Schallabstrahlung einer Schallquelle zu beschreiben, wird meist die Schallleistung w [Watt] benutzt. Diese ist aber nicht unmittelbar messbar, sondern muss als Integral des Schalldruckes über eine die Schallquelle einschließende Fläche errechnet werden. Der Schallleistungspegel ist definiert als

$$L_w = 10 \log \frac{w}{w_o} [\text{dB}]$$

wobei $w_o = 10^{-12}$ Watt die Bezugsleistung ist.

Physical Principles

Periodic air pressure variations in the frequency range of 20 to 20.000 Hz are registered as sound. The corresponding wave length is between 17 m and 0,017 m. At 1000 Hz the lowest audible noise pressure, the threshold of audibility is for human beings:

IV

The sound pressure is often measured in decibel [dB] as a logarithmic ratio with the threshold of audibility as basis.

V

Thus the noise pressure at the threshold is 1 dB. The highest possible noise level for sinusoidal waves is 194 dB, when pressure varies between vacuum and 2 bar. The pain threshold is about 120 dB.

The addition of noise levels is shown in Fig. 13 and 14.

Level of sound pressure

The sound pressure level is a purely physical dimension. In order to compare the "loudness" of two noise sources, the frequency dependent noise perception of the human ear must be taken into account. Today most levels are defined in dB(A). They are determined by instruments, where the perception of the human ear is simulated by a filter (Fig. 15).

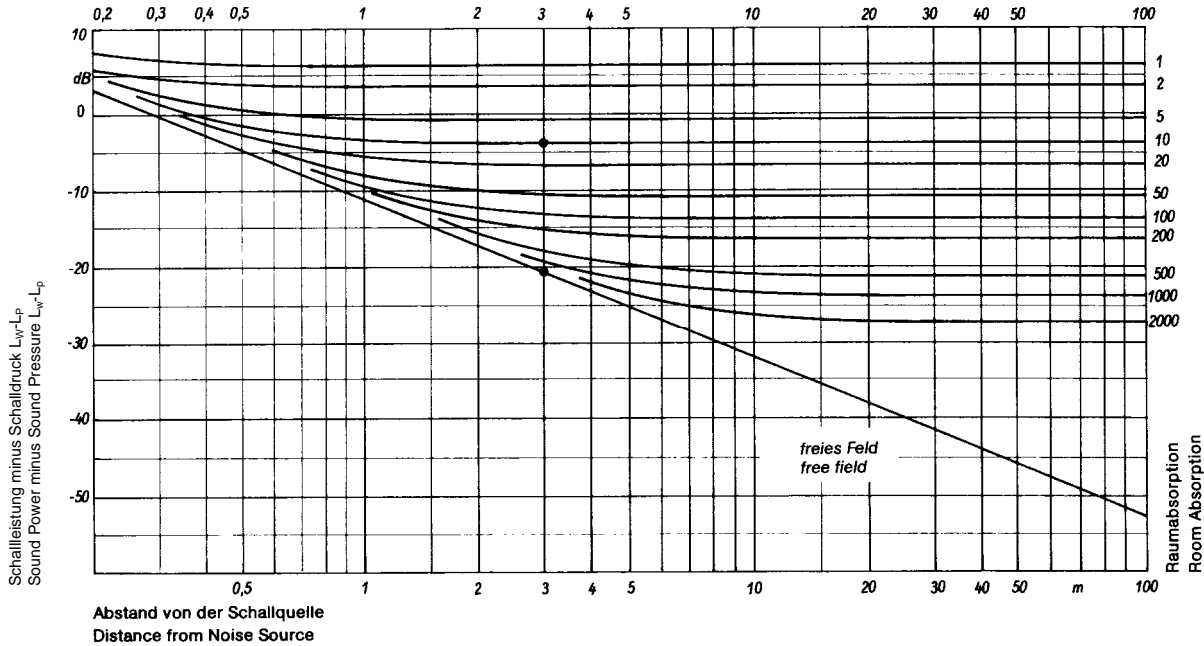
Thus the sound pressure level in dB(A) gives the loudness at a given place, as registred by the human ear. The sound pressure is, however not suitable to characterize the noise source, as it depends on the distance between source and measuring instrument.

Sound power

In order to describe the noise emission of a source, usually the sound power w [Watt] is employed. It can not be measured directly, but has to be calculated from the integral of sound pressure over a surface surrounding the source. The sound power level is defined as:

VI

where $w_o = 10^{-12}$ Watt is the basic sound power.



Richtungsfaktor/ Sound direction $Q = 1$

Fig. 16 Differenz von Schalldruck und Schalleistung in Abhängigkeit von Raumabsorption und Abstand von der Schallquelle

Difference of sound pressure and sound power as a function of room absorption properties and distance from the source

Schall-Leistung unter Freifeldbedingungen

Die Schalleistung ergibt sich unter Freifeldbedingungen aus dem Schalldruckpegel nach folgender Formel:

$$L_w = 20 \log \frac{p}{p_0} + 10 \log S_m \text{ [dB]}$$

wobei S_m die Messfläche in m^2 ist. Im Abstand 0,285 m von einer punktförmigen Schallquelle ist der Schalldruckpegel gleich dem Schalleistungspegel.

Fig. 16 zeigt den Zusammenhang zwischen Schalleistung und Schalldruckpegel in Abhängigkeit vom Abstand zur Schallquelle mit der Raumdämpfung in m^2 Sabine als Parameter. Die Auswirkung des Richtungsfaktors sowie stehende Wellen sind hierbei vernachlässigt.

Sound power under free field conditions

Under free field conditions, it can be calculated from the sound pressure level:

$$L_w = 20 \log \frac{p}{p_0} + 10 \log S_m \text{ [dB]}$$

where S_m is the surface of a surrounding sphere. At a distance of 0,285 m from a point formed source, the sound power level is equal to the sound pressure level.

Fig. 16 shows the relationship between sound power and sound pressure as a function of the distance to the noise source, with the room attenuation in m^2 Sabine as a parameter. Directional effects and standing waves are neglected here.

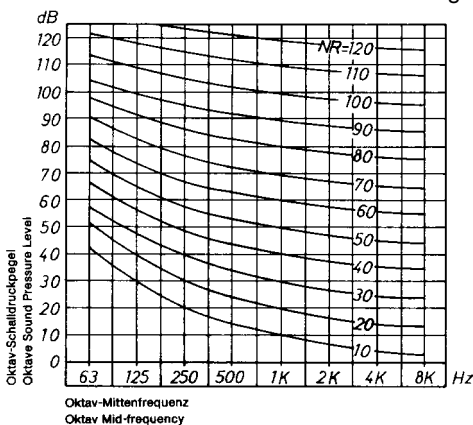


Fig. 17 Iso-Noise-Rating Kurven
Iso-Noise-Rating Curves

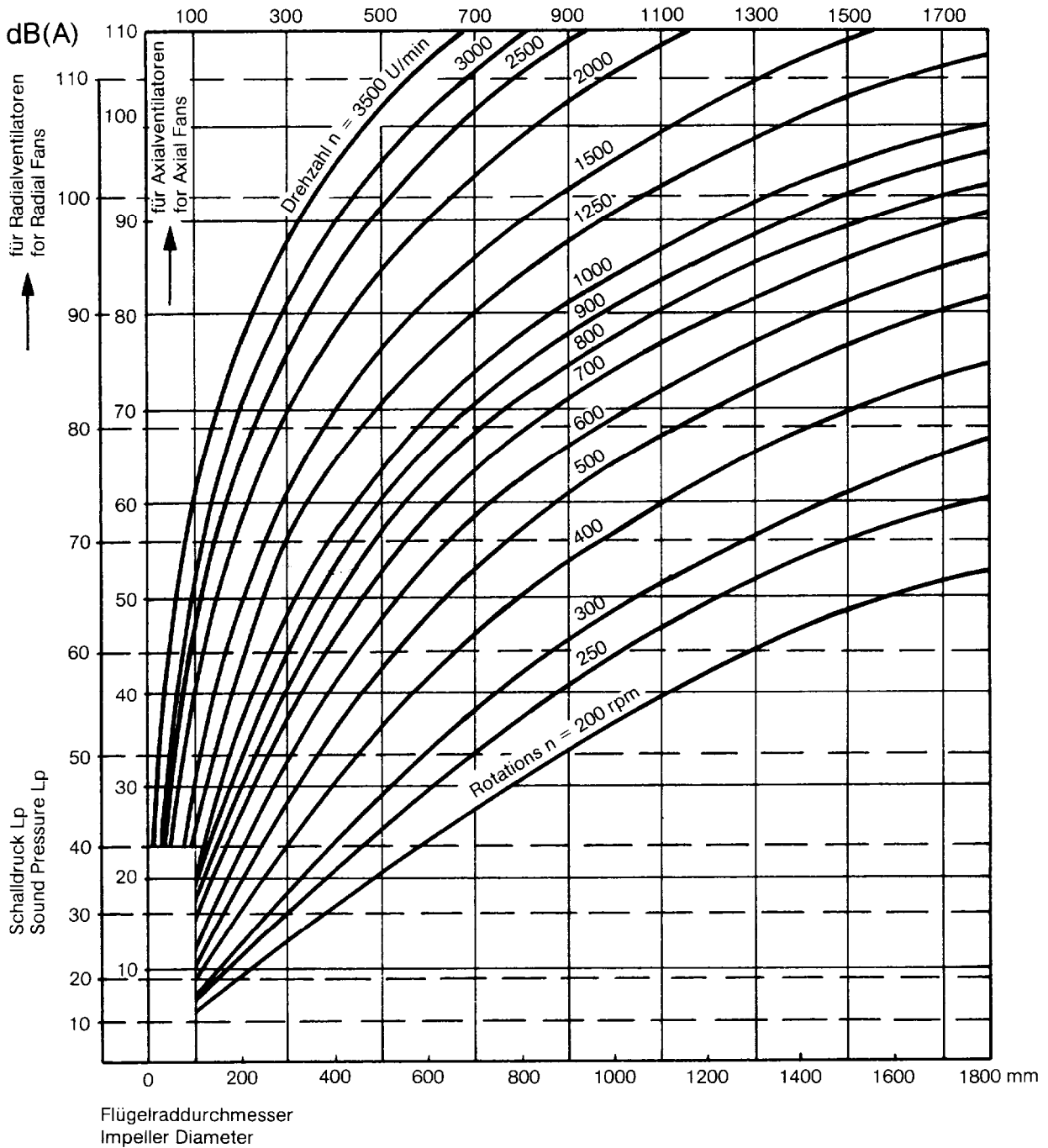


Fig. 18 Schalldruckpegel bei freier Schallausbreitung in 1 m Entfernung vom Ausblas gemessen
 Sound pressure in free field, measured in 1 m distance from the exhaust

Vorschriften

Die VDI-Richtlinie 2081 - 1983, "Geräuscherzeugung und Lärminderung in raumlufttechnischen Anlagen", gibt Richtwerte des Schallpegels in belüfteten Räumen an. Es wird z. B. für Konzertsäle 25 dB(A), Theater 30 dB(A), Hörsäle 35 dB(A), Büros 40 dB(A) und Großraumbüros 45 dB(A) empfohlen.

Die VDI-Richtlinie 2058 "Beurteilung von Arbeitslärm" gibt für Werkstätten als obere Grenze 90 dB(A) an. Jahrelange Einwirkung dieses Schallpegels während der Arbeitszeit bedeutet für einen wesentlichen Teil der Betroffenen die Gefahr einer Gehörschädigung. Selbst bei niedrigeren Pegeln sind Schäden nicht auszuschließen, wenn Frequenzen über 1000 Hz überwiegen.

Immissionswerte

Die VDI 2058 gibt folgende Immissionswerte an:

Außen, reines Gewerbegebiet	70 dB(A)
Außen, Mischgebiet	tags 60 dB(A) nachts 45 dB(A)
Außen, reines Wohngebiet	tags 50 dB(A) nachts 35 dB(A)
In Wohnräumen, unabhängig vom Gebiet	tags 35 dB(A) nachts 25 dB(A)

Diese Pegel sollen kurzfristig nicht um mehr als 10 dB(A) überschritten werden, was häufig nur durch Schalldämpfungsmaßnahmen zu erreichen ist. Die VDI-Richtlinie 2567, "Schallschutz durch Schalldämpfer", gibt hierzu nähere Angaben.

Iso Noise Rating

Um das Auftreten von besonders lästigen schmalbandigen Geräuschen zu begrenzen, wird anstatt des Gesamt-Schallpegels bisweilen eine Frequenzkurve als Grenzwert vorgeschrieben. Die ISO Noise Rating Curves, Fig. 17, die der Empfindlichkeit des menschlichen Ohres Rechnung tragen, werden oft hierfür benutzt. Bei typischen Lüfter-Frequenzverläufen liegt der Pegel in dB(A) ca. 5 Einheiten höher, als die Nummer der entsprechenden NR Kurve.

Rules and Regulations

The VDI Rules 2081 - 1983, "Noise Generation and Noise Reduction in Ventilation Plants" give recommendations for noise levels for ventilated spaces. They suggest f. e. for concert halls 25 dB(A), offices 40 dB(A) and large offices 45 dB(A).

The VDI Rules 2058, "Evaluation of industrial Noise" give 90 dB(A) as upper limit for work rooms. Exposure to this level during working hours, lasting for years, will cause hearing damages in an important part of those affected. Even at lower levels, damages can not be excluded, especially when frequencies above 1000 Hz are predominant.

Emmission values

The VDI Rules 2058 give the following immission levels:

Outdoors, industrial areas	70 dB(A)
Outdoors, mixed areas	day 60 dB(A) night 45 dB(A)
Outdoors, residential areas	day 50 dB(A) night 35 dB(A)
Indoors, living quarters, all areas	day 35 dB(A) night 25 dB(A)

These levels are not to be exceeded by more than 10 dB(A) during short intervals, which often requires sound absorbers. The VDI Rule 2567, "Soundprotection by Means of Sound Absorbers" gives relevant information.

Iso Noise Rating

In order to limit the occurrence of noises of small band width, which are especially annoying, instead of a noise level in dB(A) sometimes a frequency curve is given as a limit. Often the ISO Noise Rating Curves, Fig. 17, taking the sensitivity of the human ear into account, are thus employed. For typical fan frequency distributions, the sound level in dB(A) is about 5 units higher than the number of the corresponding NR curve.

Leistung Effect [kW]	Drehzahl - Rotations - [min-1]			
	3000	1500	1000	750
< 1,5	71 dB(A)	68 dB(A)	64 dB(A)	- dB(A)
1,5 - 4	76 dB(A)	72 dB(A)	67 dB(A)	- dB(A)
4 - 15	85 dB(A)	78 dB(A)	74 dB(A)	74 dB(A)
15 - 45	89 dB(A)	85 dB(A)	80 dB(A)	78 dB(A)
45 - 132	94 dB(A)	90 dB(A)	88 dB(A)	85 dB(A)
132 - 400	95 dB(A)	93 dB(A)	90 dB(A)	88 dB(A)

Fig. 19
Grenzwerte des Schalldruckpegels an oberflächengekühlten elektrischen Maschinen, VDE 0530, [Abstand 1 m, Toleranz 3 dB(A)]

Limitations of sound pressure levels of surface cooled electric machines, VDE 0530 [distance 1 m, tolerance 3 dB(A)]

Material	Frequenz - Frequency [Hz]						Material
	125	250	500	1000	2000	4000	
Glasierte Kacheln	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	glazed tiles
Beton, ungeputzt	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	raw concrete
Geputzte Ziegelwand	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	plastered brick
Ziegelwand mit Putz und Tapete	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	plastered brick with wall paper
5 mm Matte auf Beton	0,04	0,04	0,08	0,12	0,13	0,10	5 mm carpet on concrete
25 mm Steinwollmatten	0,09	0,23	0,53	0,72	0,75	0,77	25 mm carpet on concrete
50 mm Steinwollmatten	0,20	0,53	0,74	0,78	0,75	0,77	50 mm carpet on concrete
100 mm Steinwollmatten	0,68	0,84	0,82	0,78	0,75	0,77	100 mm carpet on concrete
Aufgeklebte Holzvertäfelung	0,10	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04	wainscoting glued to wall
16 mm Holz auf 50 mm Leisten	0,19	0,13	0,11	0,09	0,08	0,07	16 mm wood on 50 mm ledges
6 mm Sperrholz auf 50 mm Leisten	0,25	0,25	0,19	0,09	0,10	0,11	6 mm plywood on 50 mm ledges
Akustikplatten 20 mm, auf Wand geklebt	0,05	0,15	0,55	0,90	1,00	1,00	20 mm glas fibre boards, glued to wall
Akustikplatten 20 mm, 20 mm Wandabstand	0,10	0,20	0,85	1,00	1,00	1,00	20 mm glas fibre boards, 20 mm distance to wall
Fensterglas	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10	window glass
Übergardinen 50 % Falten	0,06	0,26	0,45	0,71	0,60	0,48	heavy curtains, 50 % folds
Lüftungsgitter mit 50 % Durchlass	0,30	0,40	0,50	0,50	0,50	0,40	ventilation gratings with 50 % free outlet

Fig. 20 Absorptionskoeffizienten verschiedener Materialien
Absorption coefficients for different materials

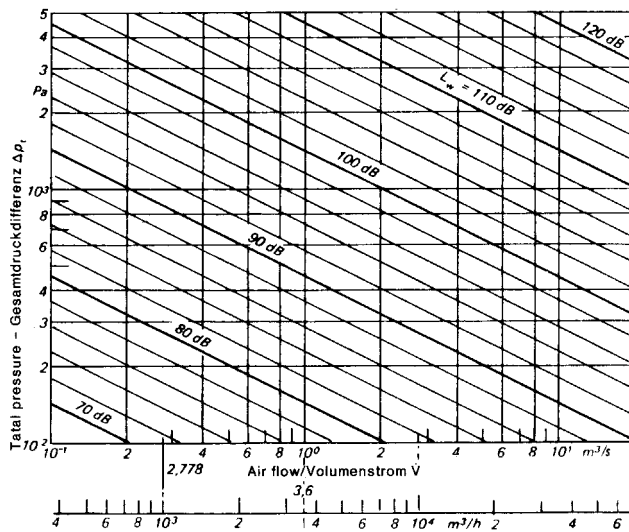


Fig. 21A

Schalleistungspegel als Funktion von Luftmenge und Druck bei η_{max} .
 Sound power as a function of fan capacity and pressure at η_{max} .

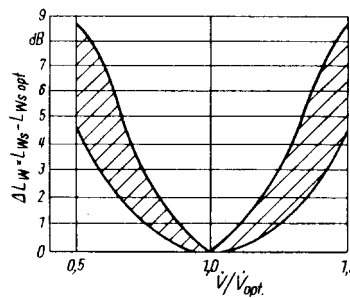


Fig. 21B

Pegelerhöhung bei Abweichung des Volumenstromes vom Wert mit η_{max} .
 Increase of sound power at flow different from the value having η_{max} .

Ventilator Type		Pegelsenkung Level reduction [dB]							
A) Axial		9	8	7	7	8	10	14	18
B) Radial	vorwärtsgekrümmte Schaufeln blades curved forwards	2	7	12	17	22	27	32	37
	rückwärtsgekrümmte Schaufeln blades curved backwards	9	8	7	12	17	22	26	31
Bei Oktavmittelfrequenz At octave mid-frequency [Hz]		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000

Fig. 22

Pegelsenkungen in verschiedenen Oktaven
 Level reduction at different octaves

Generell sollte mit einer Ungenauigkeit von mindestens 4 dB(A) gerechnet werden. Diese ergibt sich teils aus Meßfehlern, Abweichungen von Exemplar zu Exemplar und der Abhängigkeit des Schallpegels vom Betriebspunkt des Ventilators. Der Ventilator-schall besteht aus einem Strömungsrauschen infolge von Turbulenz und einem breitbandigen Geräusch infolge von Wirbeln, die an den Metalloberflächen entstehen. Hinzu kommt ein sogenannter Drehklang, verursacht z. B. durch die Passage der Schaufeln eines Zentrifugalventilators an der Zunge vorbei.

Vorausberechnungen können nur zutreffen, wenn das Verhältnis der Schallquellen zueinander etwa konstant bleibt, d. h., daß z. B. keine extrem hohen Luftgeschwindigkeiten oder Umfangsgeschwindigkeiten auftreten.

Die größte Fehlerquelle ergibt sich meist jedoch aus der Schwierigkeit, den Einfluß der Umgebung auf den in einem gewissen Punkt zu erwartenden Pegel richtig zu erfassen. Dieses kann nach 2 Methoden erfolgen:

Methode 1: Schalldruck

Fig. 18 gibt den von Ventilatoren erzeugten Schalldruckpegel bei freier Schallausbreitung an. Erfahrungsgemäß sollten hierzu folgende Korrekturen angewandt werden:

Bei Axial-Ventilatoren mit Leitwerk erhöht sich der Pegel um ca. 3 dB(A). Bei Axial-Ventilatoren mit der Schaufelstellung "Z" ist der Pegel um 3 dB(A) zu vermindern. Auch bei Radial-Ventilatoren Typ RNN ist der Pegel um 3 dB(A) zu vermindern.

Der Raddurchmesser ist in der Typenangabe enthalten, siehe Typenschlüssel.

Gemäß VDE 0530, in Übereinstimmung mit internationalen Normen, ist der Schalldruckpegel in dB(A) bei Elektromotoren auf die Werte gemäß Fig. 19 begrenzt.

Wie die Tabelle zeigt, ist der Motor als Schallquelle nicht zu vernachlässigen. Es ist häufig zweckmäßig, Sondermotoren mit niedrigeren garantierten Schallpegeln einzusetzen.

Die vom frei ansaugenden Ventilator und Motor erzeugten Schalldrücke in 1 m Abstand sind gem. Fig. 14 zu addieren. Mit Hilfe von Fig. 16 kann dieser Wert auf jeden gewünschten Abstand und beliebige Raumdämpfungsverhältnisse umgerechnet werden.

This is an inaccuracy of at least 4 dB(A). This is due to measuring inaccuracy, to differences from specimen to specimen and the dependency of ventilator noise from the working point. Ventilator noise consists of a flow noise due to turbulence and a broad band noise caused by eddies arising on the metal surfaces. Furthermore a rotational sound occurs, due to f. e. the passage of the blades of a radial ventilator past the tongue.

Predeterminations can only be correct, if the relationship of these sound sources to each other remains almost equal, i. e. that no extreme air velocities or tip speeds occur.

The most important source of error is generally, however, the difficulty to evaluate the influence of the surroundings on the sound level to be expected at a given point. This can be done by means of two different methods:

Method 1: Sound Pressure

Fig. 18 gives the sound pressure produced by fans in free field. Experience shows that the following corrections should be applied:

For axial fans with guiding vanes the level has to be increased by 3 dB(A). For axial fans with the pitch "Z" the level should be decreased by 3 dB(A). For radial fans of type RNN the level has to be decreased by 3 dB(A) too.

The impeller diameter is given in the model designation, see fan code.

According to VDE Rules 0530, which again agree with international rules, sound pressure in dB(A) produced by electric machines is limited to the values in Fig. 19.

The table shows that the motor is not to be neglected as a source of noise. Special motors having lower guaranteed sound levels can often be recommended.

The sound pressures produced in 1 m distance by fan and motor are to be added by means of Fig. 14. By means of Fig. 16 this value can be recalculated to any desired distance and sound attenuation.

Praktisches Beispiel

Der Radial-Ventilator RNZ 10/630/800 dreht bei 20.000 m³/h und 2000 Pa mit 1500 Upm. Das Rad hat 10 rückwärtsgekrümmte Schaufeln und 800 mm Durchmesser.

Methode 1:

Der Schalldruckpegel beträgt gemäß Fig. 18 ca. 97 dB(A). Die Drehklangfrequenz beträgt:

$$f = 1500 \cdot 10/60 = 250 \text{ Hz}$$

Das Schalldruckspektrum ist gemäß Fig. 22:

f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
dB	88	89	90 + 5	85	80	75	71	66

Methode 2:

Der Ventilator leistet 20.000 m³/h gegen 2000 Pa. Der Schalleistungspegel beträgt gemäß Fig. 21 ca. 110 dB.

Der Ventilator hat seinen höchsten Wirkungsgrad bei 15.000 m³/h. Dieses führt nach Fig. 21 zu einer Pegelerhöhung von 3 dB für $\dot{V} / \dot{V}_{\text{opt}} = 1.33$. Gemäß Fig. 16 ist im freien Feld in 1 m Abstand $L_p = L_w - 12$ dB, so daß $L_p = 110 + 3 - 12 = 101$ dB ist. Nach Abzug der Oktavkorrektur Fig. 22 und der A-Bewertungskurve Fig. 15 erhält man die Frequenzanalyse des A-Schalldruckpegels.

f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w					101			
Δf	-9	-8	-7	-12	-17	-22	-26	-31
ΔL_A	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1
L_{OctA}	66	77	85+5	86	84	80	76	69

Der Gesamtpegel wird ermittelt als:

$$\begin{aligned}
 L_p(A) &= 10 \lg \sum 10^{0,1 L_{\text{OctA}}} = 10 \lg (10^{6,6} + 10^{7,7} + 10^{9,0} + \dots) \\
 &= 10 \lg 10^7 (0,398 + 5,012 + 100 + 39,81 + 25,12 + 10 + 3,981 + 0,794) \\
 &= 10 \cdot 9,2674 = \text{ca. } 93 \text{ dBA}
 \end{aligned}$$

Die Abweichung der beiden Methoden liegt innerhalb der zu erwartenden Ungenauigkeit.

Practical Example

The radial fan RNZ 10/630/800 gives 20.000 m³/h at 2000 Pa and 1500 rpm. The impeller has 10 blades curved backwards, its diameter is 800 mm.

Method 1:

The noise level according to Fig. 18 is about 97 dB (A). The rotational frequency is:

$$f = 1500 \cdot 10/60 = 250 \text{ Hz}$$

The frequency characteristic is acc. to Fig. 22.

Method 2:

The ventilator has a capacity of 20.000 m³/h against 2000 Pa. The sound power level is according to Fig. 21 about 110 dB.

The fan has its highest efficiency at 15.000. This gives according to Fig. 21 a level increase of 3 dB at $\dot{V} / \dot{V}_{\text{opt}} = 1.33$. According to Fig. 16 in free field at a distance of 1 m $L_p = L_w - 12$ dB, so that $L_p = 110 + 3 - 12 = 101$ dB ist. Performing the octave adjustment acc. to Fig. 22 and the A-level adjustment acc. to Fig. 15 we get the frequency analysis of the A sound pressure.

The total level is determined as:

The difference in the result of the two methods lies within the accuracy limits to be expected.

Mit steigendem Abstand fällt der Schalldruckpegel im freien Feld gemäß der geraden Linie in Fig. 16. die Schalldruckminderung in z. B. 3 m Abstand ergibt sich als Differenz der Kurvenwerte bei 3 m (-21 dB) und 1 m (-12 dB) zu -9 dB. Dieser Wert ist also vom oben ermittelten Schalldruck abzuziehen.

Bei Aufstellung in einem Raum sind die Reflexionen von den Wänden zu berücksichtigen. Die Wände wirken wie zusätzliche Schallquellen. Beträgt die Raumabsorption z. B. 10 m² Sabin, ergibt sich gemäß Fig. 16 in 3 m Abstand von der Schallquelle eine Pegeldifferenz $L_p - L_w$ von -4 dB. Verglichen mit dem Definitionswert bei 1 m Abstand im freien Feld (-12 dB) ergibt sich eine Erhöhung des Schalldruckpegels um 8 dB.

Das Schallabsorptionsvermögen A eines Raumes ist leicht zu berechnen aus: $A = a \times F$ (m² Sabin) wobei a die Schallabsorptionskonstante der Fläche F in (m²) ist. Die Absorptionskonstante a kann aus den Richtwerten in Fig. 20 ermittelt werden.

Methode 2: Schalleistung

Die VDI 2081 gibt ausführliche Anweisungen über die Vorausbestimmung des Schalldrucks auf Basis der Schalleistung, die nachstehend kurz referiert wird. Liegt kein ermittelter Wert für die Schalleistung des Ventilators vor, kann der Pegel gemäß Fig. 21a und b abgeschätzt werden.

Der Einfluß des umgebenden Raumes und der Abstand des vereinbarten Meßpunktes vom Ventilator ist nach Fig. 16 zu ermitteln.

Bestimmung des Frequenzspektrums

Zur Auslegung von Schalldämpfern ist es erforderlich, den Frequenzverlauf zu kennen. Dieses ist auch erforderlich, wenn die Einhaltung einer "Noise Rating"-Kurve vorgeschrieben ist.

Der Schallpegel in den einzelnen Oktavbändern ist natürlich niedriger als der Gesamtpegel. Die Tabelle 22 gibt die dB-Werte an, um die der Gesamtpegel zu vermindern ist. Im Bereich der Drehklangfrequenz von Zentrifugal-Ventilatoren sollten ca. 5 dB addiert werden.

Diese Frequenz ergibt sich aus:

$$f = \text{Schaufelzahl} \cdot \frac{U_{pm}}{60} [\text{Hz}] \quad \text{VIII}$$

Bei **IGW**-Axial-Ventilatoren in Normalausführung tritt praktisch kein Drehklang auf.

Bei nicht freier Schallausbreitung muß bei Anwendung von Fig. 16 berücksichtigt werden, daß die Dämpfung in den verschiedenen Oktavbändern unterschiedlich ist, da die Absorptionswerte frequenzabhängig sind.

With increasing distance the sound pressure level falls in free field according to the straight line in Fig. 16. The sound pressure decrease in f. i. 3 m distance is the difference of the levels at 3 m (-21 dB) and 1 m (-12 dB) equal -9 dB. this value is to be subtracted from the sound pressure determined above.

If the ventilator is mounted in a closed space, the reflections from the walls have to be taken into account. The walls act as additional sound sources. If f. i. the room absorption is 10 m² Sabin, the level difference, $L_p - L_w$ in 3 m distance from the source is according to Fig. 16 equal to -4dB. Compared with the value at a distance of 1 m in free field (-12 dB), this is seen to correspond to an increase of sound pressure by 8 dB.

The sound absorption A of a room is easily computed from: $A = a \times F$ (m² Sabin) where a is the sound absorption constant of the surface F in (m²). The absorption constant a can be determined with good approximation using Fig. 20.

Method 2: Sound Power

The German standard VDI 2081 gives detailed instructions how to predetermine the noise level in ventilation installations on the basis of sound power. This is briefly quoted here. If the sound level of the fan has not been determined by measurements, the approximate level of fans can be determined from Fig. 21a and b.

The influence of the surrounding room and the distance of the measuring point from the ventilator is to be determined using Fig. 16.

Determination of the Frequency Characteristic

The design of silencers presupposes the knowledge of the frequency characteristic. This is also necessary, if a given "Noise Rating" curve is to be observed.

The sound levels in the different octave bands are of course lower than the total level. Fig. 22 gives the values in dB to be subtracted from the total level. To the octave band containing the rotation frequency of radial fans about 5 dB should be added.

This frequency is determined from:

$$f = \text{no. of blades} \cdot \frac{U_{pm}}{60} [\text{Hz}] \quad \text{VIII}$$

IGW-axial fans of normal design show practically no increase at this frequency.

In case the sound propagation is not free it has to be remembered that the attenuation of different octave bands differs, as the sound absorption constants are frequency dependent (Fig. 16).

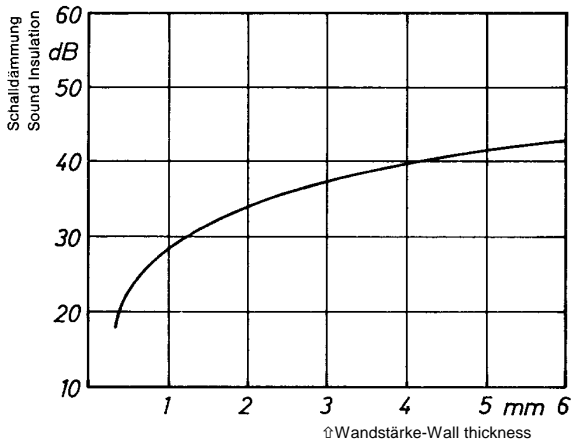


Fig. 23
Schalldämmung von Ventilatorgehäusen als Funktion der Wandstärke
Sound insulation of the fan casing as a function of wall thickness

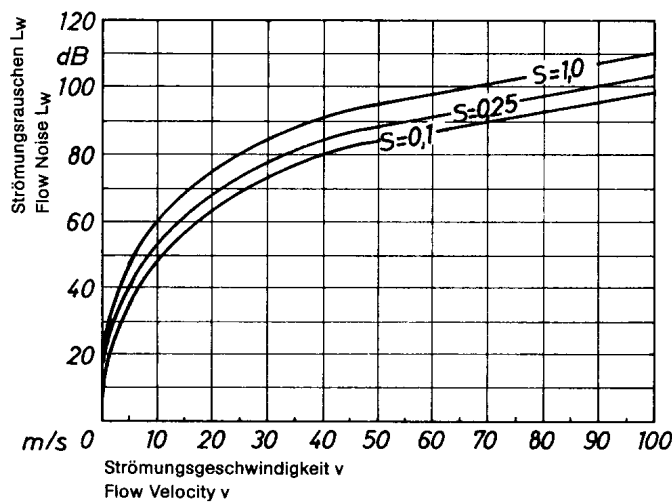


Fig. 24
Strömungsrauschen als Funktion der Luftgeschwindigkeit mit dem Kanalquerschnitt $S[m^2]$ als Parameter
Flow noise as a function of air velocity with the duct area $S[m^2]$ as a parameter

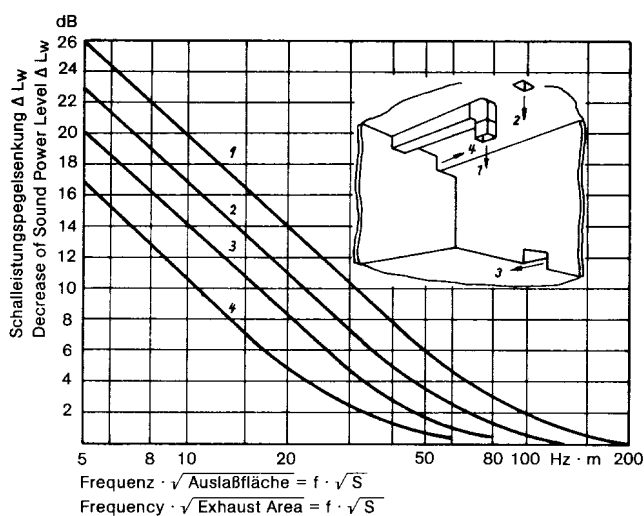


Fig. 25
Schalleistungspegelsenkung durch Reflexion am offenen Kanalende mit der Ausblasposition als Parameter.
Decrease of Sound Power Level due to outlet reflection, with the outlet position as a parameter.

Ist der Lüfter beidseitig an Kanäle angeschlossen, ist die Schallenergieabstrahlung an den Lüfterraum stark eingeschränkt. Fig. 23 gibt einen Richtwert der Schalldämmung durch das Ventilatorgehäuse. Bei elastischen Kanalanschlüssen ist die Schallabstrahlung meist wesentlich höher.

Der Pegel in jedem der Kanäle ist in grober Näherung aus Fig. 21 zu bestimmen, abzüglich 3 dB(A), da ja nur die Hälfte in jeden von ihnen eintritt. Eine genaue Aussage oder Kontrolle durch Messungen ist hier meist nicht möglich. Im Kanal treten Schallreflexionen auf, die zu Schalldruckvariationen in Ausbreitungsrichtung und zu einer Beeinflussung der vom Ventilator abgestrahlten Schalleistung führen. Es ist ebenfalls mit Quermoden winkelrecht zur Strömungsrichtung von bis zu 10 dB zu rechnen.

Der Zusammenhang zwischen Schalleistung und Schalldruck im Kanal ergibt sich aus

$$L_p = L_w - 10 \log S \quad \text{IX}$$

wobei S der Kanalquerschnitt in [m²] ist.

Das Frequenzspektrum kann in grober Näherung aus Fig. 22 bestimmt werden. In der Praxis liegen die Werte in Oktavbändern 63, 125 und 250 jedoch meist merkbar höher.

Verzweigungen und Krümmer

Im Kanalsystem ergeben sich an Krümmern, Verzweigungen, geraden Kanalstücken und Querschnittsprüngen Veränderungen des Schallpegels durch Dämpfung, Reflexion und Strömungsrauschen. VDI 2081 gibt Berechnungsgrundlagen dafür.

Strömungsrauschen

Als erste Näherung kann man bei unverzweigten Kanalsystemen annehmen, daß sich im Kanal Schalldämpfung und Schallerzeugung die Waage halten. Voraussetzung ist, daß das Strömungsrauschen in geraden Kanalteilen keine extremen Werte im Verhältnis zum anfänglichen Schalleistungspegel im Kanal hat und daß auch Querschnitte mit inhomogener Geschwindigkeitsverteilung wie Krümmer, Gitter usw. keine hohen Pegel verursachen.

Das Strömungsrauschen ergibt sich aus:

$$L_w = 7 + 50 \log v + 10 \log S \quad \text{X}$$

wobei v die Geschwindigkeit in [m/s] ist und S der Querschnitt in [m²]. Diese Funktion ist in Fig. 24 abgebildet und ermöglicht eine Beurteilung des zu erwartenden Strömungsrauschens.

Mündungsreflexionen

Am Ende des Kanals tritt eine Mündungsreflexion auf, die sowohl von der Frequenz, der Quadratwurzel der Ausblasfläche und von der Austrittsstelle im Raum abhängt, wie in Fig. 25 gezeigt. Im Falle 2 geschieht die Wellenausbreitung z. B. halbkugelförmig, im Falle 4 steht nur ein Achtel des Kugelraumes zur Verfügung.

Der Schalldruck im Raum ist dann in üblicher Weise mit Hilfe von Fig. 16 zu ermitteln, indem der Schallpegel im Kanal vermindert um die Mündungsreflexion als Ausgangswert dient.

When the fan is connected to ducts at both sides, energy radiation to the fan room is limited. Fig. 23 gives an approximate value of sound insulation by the steel plate of the casing. With elastic connections to the ducts, sound radiation to the room is much higher.

The level in each the ducts can in first approximation be determined from Fig. 21, less 3 dB, since only half the power enters each of them. More exact statements or measurements are generally impossible. Sound wave reflections occur in the duct which lead to sound pressure variations in the propagation direction and influence sound power radiation from the fan. Transverse undulations of up to 10 dB at a right angle to the sound propagation direction are also to be expected.

The relationship between sound power and sound pressure in a duct is given by

$$L_p = L_w - 10 \log S \quad \text{IX}$$

where S is the duct cross area in [m²].

The frequency spectrum can be roughly determined using Fig. 22. In reality, however, usually the values in the frequency bands of 63, 125 and 250 Hz are considerably higher.

Bends and branches

Within the duct system bends, branches, straight parts and bottle necks cause changes in the noise level due to attenuation, reflection and flow noise. The VDI rules 2081 give instructions how to calculate these.

Flow noise

In first approximation it can be assumed in unbranched duct systems, that sound attenuation and sound generation counterbalance each other. It is a necessary condition, that flow noise in straight ducts has no extreme level compared with the initial sound power level in the duct and that cross sections with inhomogenous velocity distribution as bends, gratings, etc. cause no extreme levels.

The flow noise is given by

$$L_w = 7 + 50 \log v + 10 \log S \quad \text{X}$$

where v is the velocity in [m/s] and S the cross area in [m²]. This function is shown in Fig. 24 and allows to judge the flow noise level to be expected.

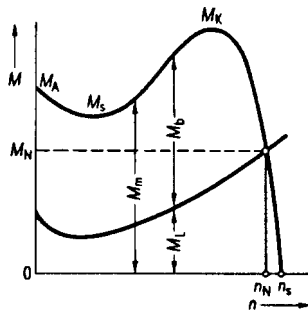
Outlet reflexions

At the end of the duct an outlet reflection occurs, the size of which depends on both the frequency, the square root of the exhaust area and on the outlet position in the room, as illustrated in Fig. 25 in case 2 wave propagation disposes a halve shere, in case 4 only one eighth of spherical space.

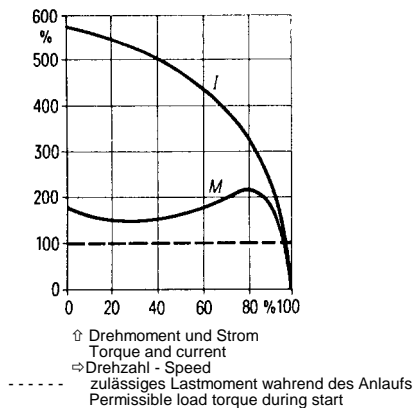
Sound pressure in the room can then be determined in the usual way by means of Fig. 16 where the sound level in the duct reduced by the outlet reflexion serves as the basic noise level.

Drehmomentenkennlinie

Das von einem Drehstrommotor an seiner Welle entwickelte Drehmoment ist im Drehzahlbereich von $n = 0$ bis $n = n_s$ in seiner Größe sehr unterschiedlich. Den charakteristischen Verlauf des Drehmomentes über der Drehzahl eines Drehstrommotors mit Käfigläufer (KL) zeigt das Diagramm .



Die Werte für Anzugs- und Kippmoment sowie für den Anzugsstrom eines bestimmten Motors können dem jeweiligen Katalog entnommen werden.



Momentenverlauf für direktes Einschalten **Torque characteristic for direct start**

Wichtig ist, daß das Anzugsmoment genügend hoch über dem Losbrechmoment der Arbeitsmaschine und das Motormoment während des Anlaufes bis zur Betriebsdrehzahl stets über dem Lastmoment liegen.

Das Nennmoment läßt sich wie folgt errechnen:

$$M_N = 9,55 \cdot P_N \cdot \frac{1000}{n_N}$$

M_N Nennmoment in Nm
 n_N Nenndrehzahl in min^{-1}
 P_N Nennleistung in kW

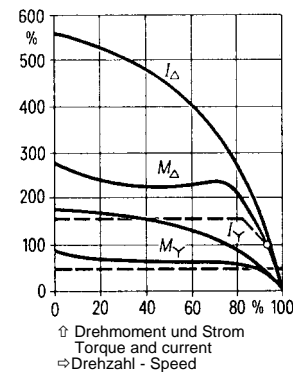
Die Nenndrehzahl des Motors unterscheidet sich durch den Nennschlupf S_N von der synchronen Drehzahl.

Characteristic torque curve

The torque that an AC motor develops at its shaft varies considerably over the speed range from $n = 0$ to $n = n_s$. The characteristic torque curve for an AC-motor is shown in the figure.

M_N	Nennmoment	Rated torque
M_m	Motormoment	Motor torque
M_L	Lastmoment	Operating torque
M_o	Beschleunigungs- moment	Acceleration torque
M_A	Anzugsmoment	Starting torque
M_K	Kippmoment	Overload torque
M_s	Sattelmoment	Saddle torque
n_N	Nenndrehzahl	Rated speed
n_s	Synchrone Drehzahl	Synchron speed

The value for the starting torque and the overload torque for a motor can be found in the motor manufacturers catalogues.



Momentenverlauf für direktes Einschalten und Sterndreieck-Anlauf

Torque characteristic for direct and star-delta start

It is important, that the starting torque is sufficiently higher than the starting torque of the fan and that the motor torque during the start up to the operating speed is above the load moment.

The rated torque can be calculated as follows:

M_N Rated torque in Nm
 n_N Rated speed in min^{-1}
 P_N Rated Power in KW

The rated speed of the motor differs from the synchron speed with the rated slip of the motor S_N .

Es ist

It is defined as:

$$S_N = \frac{n_s - n_N}{n_s} \cdot 100$$

S_N Nennschlupf in %
 n_s synchrone Drehzahl in min^{-1}

S_N Rated slippage in %
 n_s Synchron Speed in min^{-1}

Berechnung der Anlaufzeit bei Direkteinschaltung

Mit dem mittleren Beschleunigungsmoment kann die Anlaufzeit von $n = 0$ auf $n = n_o$ angenähert bestimmt werden:

Calculation of starting for direct starting

With a median acceleration torque the starting time from $n = 0$ to $n = n_o$ is approximately:

$$t_a = \frac{\Sigma J \cdot n_o}{9,55 \cdot M_{bmi}}$$

t_a Anlaufzeit in Sekunden
 J Gesamtträgheitsmoment in kg m^2
 n_o Betriebsdrehzahl in min^{-1}
 M_{bmi} mittleres Beschleunigungsmoment in Nm

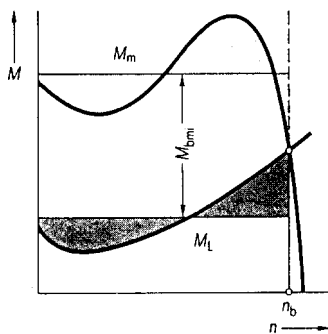
t_a Start up time in seconds
 J Total moment of inertia in kg m^2
 n_o Operating speed in min^{-1}
 M_{bmi} Median acceleration torque in Nm

Eine einfache Methode zur relativ genauen Bestimmung des mittleren Beschleunigungsmoments zeigt die Abbildung, mit der das Beschleunigungsmoment grafisch ermittelt wird.

The median acceleration torque can relatively easily be quantified graphically as shown in the figure below.

Das Gesamtträgheitsmoment setzt sich zusammen aus Motorträgheitsmoment plus Trägheitsmoment von Laufrad und Kupplung bzw. Riemenscheiben, umgerechnet auf die Drehzahl der Motorwelle.

The total moment of inertia is the combination of the moment of inertia of the motor, the impeller and couplings, v-belt drives etc. calculated at the speed of the motor shaft.



M_m Motormoment Motor torque
 M_L Lastmoment Operating (load) torque
 M_{bmi} Mittleres Beschleunigungsmoment Median acceleration torque
 n_b Betriebsdrehzahl Operating speed

Bestimmung des mittleren Beschleunigungsmomentes Quantification of median acceleration torque

Kann wegen großen Trägheitsmomentes und/oder hohen Lastmomentes kein einwandfreier Anlauf erreicht werden, so kann ein Sonderläufer (Widerstandsläufer) oder ein größerer Motor, der dann aber bei Normalbelastung schlecht ausgenutzt ist, gewählt werden. Weitere Möglichkeiten sind ein Drehstrommotor mit Schleifringläufer und Anlasser oder ein statischer Frequenzumformer; diese können auch mit Rücksicht auf die Stromversorgung erforderlich sein. Eine mechanische Lösung zur Bewältigung des Schweranlaufes ist die Verwendung einer Anlaufkupplung, deren Einsatzbegrenzung in ihrer Wärmeaufnahme-fähigkeit liegt.

If due to high moment of inertia or load torque a problem free start cannot be achieved, a larger motor with inadequate efficiency at operating speed or a motor with a special rotor be used. In addition a slipping AC-motor with a starting motor, a frequency converter or a soft start be used. This can also become necessary due to restriction in the power supply. A mechanical solution to overcome the high moments of inertia is the use of a start-up coupling. It's use is limited to it heat absorption capacity.

Anlaßverfahren bei Drehstrommotoren mit Käfigläufer

Drehstrommotoren mit Käfigläufer sollen möglichst direkt eingeschaltet werden.

Stern-dreieck-Anlauf von Motoren mit Käfigläufer ist anzuwenden, wenn kleine Anzugsströme (z. B. in den Anschlußbedingungen des Elektrizitätswerkes) oder besonders niedriges Motormoment (Sanftanlauf) verlangt werden. Anzugsmoment, Kippmoment und alle anderen Momentenwerte sowie der Anzugsstrom betragen 25 bis 30 % der Werte bei direkter Einschaltung.

Das Motormoment muß während des Anlaufes in der Y-Stufe genügend weit über dem Lastmoment liegen. Die Umschaltung von Stern auf Dreieck darf erst in der Nähe der Betriebsdrehzahl erfolgen.

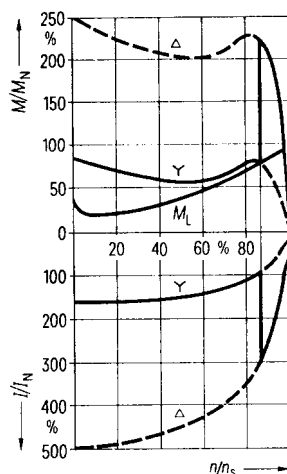
Das linke Diagramm zeigt einen Fall, in dem Stern-dreieck-Anlauf nicht zweckmäßig ist, da durch das zu hohe Lastmoment die vorzeitige Umschaltung einen hohen Momenten- und Stromstoß zur Folge hat, der das Stern-dreieck-Einschalten zwecklos macht.

Für größere Motoren bietet sich der mehrstufige Stern-dreieck-Anlauf an, bei dem durch Wicklungsanzapfungen noch zwei Zwischenstufen zwischen Stern und Dreieck möglich sind.

Mittels Anlaßtransformator oder Anlaßwiderständen kann die Momentenkurve etwa mit dem Quadrat und die Stromkurve etwa linear mit der Spannung gesenkt werden.

Am Umrichter kann ein Anlauf mit Nennstrom erfolgen.

Sanftanlauf kann auch mit einem elektronischen Motorstarter verwirklicht werden, der das Drehmoment und den Strom während des Hochlaufs begrenzt.



Ungünstiger Stern-dreieck-Anlauf
unfavourable star-delta start

Start up procedure for AC-motors

AC-motors should if possible be started directly on-line.

Star-delta start of motors is to be used if small starting currents (e. g. due to restrictions in the power supply) or a low motor torque is required. Starting torque, overload torque and all other torque's are 25 - 30 % of the directly value when starting.

The motor torque during start-up in the star-phase must be sufficiently high over the load torque. The switching to the delta-phase may only be done when close to the operating speed.

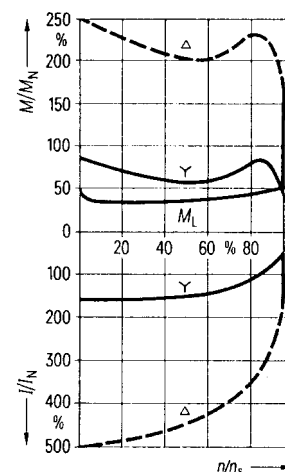
The left diagram shows the case when a star-delta start is not recommended. The high load torque will result in a high current and torque surge, which negates the purpose of a star-delta start.

For larger motors a multiple stage star-delta start can be used, where by multiple winding extraction's two intermediate steps between star and delta is possible.

By using starting transformers or starting resistance's the torque curve can be reduced by the square root and the current linear to the motor voltage.

On a frequency converter the start can be done at the operating current.

Soft start can also be achieved by using an electronic motor starter that limits the torque and the current during start-up.



Richtiger Stern-dreieck-Anlauf
Correct star-delta start

Ventilator Grundlagen

Höhenkorrektur

Fan Technology

Correction for height above sealevel

Alle Ventilator Daten in diesem Katalog sind bezogen auf den Normalzustand für trockene Luft.

All fan data in this catalogue refer to standard conditions for dry air.

Temperatur T_{20} : **293 K (20°C)**
 Dichte ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
 Atmosphärischer Druck B_0 : **101.325 Pa bei 0 m**
 über dem Meeresspiegel

Temperature t_{20} : **293 K (20°C)**
 Density ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
 Atmospheric pressure B_0 : **101.325 Pa at 0 m**
 above sea level

Bei Einsatz in höheren Lagen muß die Dichte korrigiert werden, da sich der atmosphärische Druck wie in der unten aufgeführten Tabelle ändert, z. B. bei 1000 m über dem Meeresspiegel ist die Dichte:

Using a fan at altitude the density must be corrected, because the atmospheric pressure changes, as is shown in the table below e. g. at 1000 m above sea level the density is:

$$\rho_h = \rho_{20} \cdot \frac{B_h}{B_0} = 1,2 \cdot \frac{89800}{101325} = 1,06 \text{ kg/m}^3$$

Luftdrucktabelle bei Höhen ü. s. H.
Atmospheric pressure at high over sea level (hos)

ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa	ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa	ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa	ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa	ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa	ü. S. H hos m	Luftdr. air p Pa
0	101325	600	94400	1200	87700	1800	81700	2800	72500	4000	62600
25	101000	625	94100	1225	87400	1825	81400	2850	72000	4250	60800
50	100700	650	93800	1250	87200	1850	81200	2900	71600	4500	59100
75	100400	675	93500	1275	86900	1875	81000	2950	71100	4750	57300
100	100100	700	93300	1300	86600	1900	80800	3000	70600	5000	55600
125	99700	725	92900	1325	86300	1925	80500	3050	70200	5250	54000
150	99400	750	92600	1350	86100	1950	80200	3100	69800	5500	52400
175	99100	775	92300	1375	85900	1975	79900	3150	69300	5750	50800
200	98900	800	92100	1400	85600	2000	79700	3200	68900	6000	49300
225	98600	825	91800	1425	85300	2050	79200	3250	68500		
250	98400	850	91600	1450	85100	2100	78800	3300	68100		
275	98000	875	91300	1475	84800	2150	78400	3350	67700		
300	97700	900	91000	1500	85600	2200	78000	3400	67300		
325	97300	925	90700	1525	84300	2250	77500	3450	66900		
350	97000	950	90400	1550	84100	2300	77000	3500	66500		
375	96700	975	90100	1575	83800	2350	76500	3550	66100		
400	96500	1000	89800	1600	83600	2400	76100	3600	65700		
425	96200	1025	89500	1625	83300	2450	75600	3650	65300		
450	96000	1050	89300	1650	83100	2500	75200	3700	64900		
475	95700	1075	89000	1675	82800	2550	74700	3750	64500		
500	95400	1100	88800	1700	82600	2600	74200	3800	64100		
525	95100	1125	88500	1725	82400	2650	73800	3850	63700		
550	94900	1150	88200	1750	82200	2700	73400	3900	63400		
575	94600	1175	87900	1775	82000	2750	73000	3950	63000		

Alle Ventilator Daten in diesem Katalog sind bezogen auf den Normalzustand für trockene Luft.

Temperatur T_{20} : **293 K (20°C)**
Dichte ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
Atmosphärischer Druck B_0 : **101.325 Pa bei 0 m**
über dem Meeresspiegel

Bei höheren Druckdifferenzen, normalerweise über 3000 Pa ist die Kompressibilität der Luft zu berücksichtigen. Die Dichte im Ventilatoraustritt verändert sich wie folgt:

$$\rho_n = \rho_{20} \cdot \frac{B_0 \mp P}{B_0} = \rho_{20} \cdot (1 \mp K) \text{ kg/m}^3$$

wo K = Kompressibilitätsfaktor und wobei die Druckerhöhung positiv ist bei ausschließlich druckseitigem Anlagenwiderstand und negativ bei ausschließlich saugseitigem Anlagenwiderstand.

Auslegungshinweise

- Für Hochdruckventilatoren muß die Druckverteilung angegeben werden.
- Der Anlagenwiderstand steigt bei höheren Drücken. Der Ventilator arbeitet deshalb annähernd im gleichen Arbeitspunkt, wie bei Vernachlässigung der Kompressibilität.
- Die komprimierte Luft entspricht einem größeren Volumen unter normalen Bedingungen, so daß die Fördermenge des Ventilators einer verminderten Anzahl von Normkubikmetern entspricht.
- Den Schallschutzmaßnahmen ist bei Hochdruckgebläsen immer besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Auf Grund ihrer notwendigen hohen Umfangsgeschwindigkeiten sind diese im Vergleich zu Niederdruck und Mitteldruckventilatoren immer relativ laut.
- Es ist darauf zu achten, daß Hochdruckventilatoren nicht zu stark gedrosselt werden dürfen, da es sonst zu Überhitzungen kommen kann.
- Ab Druckbelastung von 1000 Pa oder Strömungsgeschwindigkeiten von mehr als 25 m/s sollten Leitbleche verwendet werden.

All fan data in this catalogue refer to standard conditions for dry air.

Temperature t_{20} : **293 K (20°C)**
Density ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
Atmospheric pressure B_0 : **101.325 Pa at 0 m**
above sea level

For higher pressure differences, normally above 3000 Pa the compressibility of the air must be taken into account. The density changes as follows:

where K = compression factor and the pressure increase is positiv for system resistance exclusively at the exhaust side and negativ for system resistance exclusively at the inlet side.

Design guidelines

- For high pressure fans the pressure distribution must be stated.
- The system resistance also increases for higher pressures. The fan will therefore as a first approximation work in the same working point as if the compressibility is neglected.
- The compressed air corresponds to a larger volume under standard conditions. The fan capacity can therefore be reduced proportionally to the compression.
- Special attention should always be paid to sound protection of high pressure blowers. Due to their tip speed, which necessarily is relatively high compared to low or medium pressure fans, they are always relatively noisy.
- High pressure blowers should not be throttled too much, as that might lead to overheating.
- For total pressure increase above 1000 Pa or flow velocities more than 25 m/s guide plates should be used.

Alle Ventilator Daten in diesem Katalog sind bezogen auf den Normalzustand für trockene Luft.

Temperatur T_{20} : **293 K (20°C)**
Dichte ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
Atmosphärischer Druck B_0 : **101.325 Pa bei 0 m**
über dem Meeresspiegel

Der vom Ventilator erzeugte Druck ist proportional zur Dichte und damit umgekehrt proportional zur absoluten Temperatur.

$$\rho_t = \rho_{20} \cdot \frac{293 \text{ kg/m}^3}{273 + t} \Leftrightarrow P_t = P_{20} \cdot \frac{293}{273 + t} \text{ Pa}$$

Der Volumenstrom und der Wirkungsgrad bleiben unverändert, da sie vom Geschwindigkeitsdreieck des Laufrades und der Ventilatorgröße bestimmt sind. Somit ist auch die Wellenleistung des Ventilators umgekehrt proportional zur absoluten Betriebstemperatur.

Auslegungshinweise

- Motore für Heißluftventilatoren sollten mit Thermistorschutz ausgerüstet werden, da Überstromrelais bei eventuellem Kaltanlauf leicht überlastet werden.
- Bei Kaltluftgebläsen oder Ventilatoren, die bei niedrigen Temperaturen arbeiten, muß der bei der niedrigeren Temperatur erhöhte Druck und Kraftbedarf bei der Motorauswahl berücksichtigt werden.
- Die Anlagenkennlinie kann sich bei verschiedenen Temperaturen verändern, z. B. kann es zu thermischen Auftriebs- und Abtriebskräften kommen. Auch ist der Kanalwiderstand temperaturabhängig.
- Für Temperaturen oberhalb von 90°C sollten immer Leitbleche verwendet werden.

All fan data in this catalogue refer to standard conditions for dry air.

Temperature t_{20} : **293 K (20°C)**
Density ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
Atmospheric pressure B_0 : **101.325 Pa at 0 m**
above sea level

The pressure generated by the fan is proportional to the density and therefore inversely proportional to the absolute temperature.

The volume flow rate and the efficiency remain unchanged, as they are determined by the velocity triangle of the impeller and the fan size. Therefore the shaft power of the fan is also inversely proportional to the absolute operating temperature.

Design guide lines

- Motors for hot gas fans should be equipped with thermo elements, since over-current relays give no effective motor protection when the fans are cold started.
- For refrigeration fans or fans operating at low temperature the increased pressure and power consumption must be taken into account when selecting the motor.
- The system resistance can also change at various temperatures, e. g. thermal up or down currents can occur. Also the duct resistance is temperature dependent.
- For temperatures above 90°C guide plates should be installed.

Alle Ventilator Daten in diesem Katalog sind bezogen auf den Normalzustand für trockene Luft.

All fan data in this catalogue refer to standard conditions for dry air.

Temperatur T_{20} : **293 K (20°C)**
 Dichte ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
 Atmosphärischer Druck B_0 : **101.325 Pa bei 0 m**
 über dem Meeresspiegel

Temperature t_{20} : **293 K (20°C)**
 Density ρ_{20} : **1,2 kg/m³**
 Atmospheric pressure B_0 : **101.325 Pa at 0 m**
 above sea level

Wasserdampf ist leichter als Luft. Die Dichte ergibt sich aus:

Water vapour is lighter than air. The density of humid air is:

$$\rho_w = \frac{1+x}{R_L + x \cdot R_w} \cdot \frac{B_0}{T} \text{ kg/m}^3$$

wobei die Gaskonstanten für $R_L = 287 \text{ J/kgk}$ und für Wasserdampf $R_w = 462 \text{ J/kgk}$ sind.

where the gas constants for air is $R_L = 287 \text{ J/kgk}$ and for water vapour is $R_w = 462 \text{ J/kgk}$

x ist der Wassergehalt in kg/kg.
 Die Tabelle gibt den Wert x_{100} bei 100 % Luftfeuchtigkeit, z. B. bei 90°C, 50 % Luftfeuchtigkeit ist die Dichte:

x is the water content in kg/kg.
 The table below gives x_{100} for 100 % humidity, e.g. for 90°C and 50 % humidity the density is:

$$\rho = \frac{1+0,5 \cdot 1,46}{287+0,5 \cdot 1,46 \cdot 462} \cdot \frac{101,325}{273+90} = 0,77 \text{ kg/m}^3$$

Temperatur/Temperature °C	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Wassergehalt/water content x_{100} kg/kg 100% relative Feuchtigkeit/ 100 % humidity	0,001	0,002	0,004	0,008	0,015	0,03	0,05	0,09	0,15	0,28	0,56	1,46

Auslegungshinweise

- Kondenswasser bildet sich vielfach im Ventilator, Motor und/oder im Rohrsystem. Entwässerung muß vorgesehen werden.
- Besonderer Oberflächenschutz z. B. Feuerverzinkung oder seewasserbeständiges Aluminium sollte vorgesehen werden.

Design guidelines

- Condensed water often occurs in the fan, the motor and/or the duct system. Drainage must be provided for.
- Special surface treatment, e. g. hot dip galvanization or sea water resistant aluminium should be used.

Alle Ventilatorangaben in diesem Katalog sind bezogen auf den Normalzustand für trockene Luft.

All fan data in this catalogue refer to standard conditions for dry air.

Temperatur T_{20} : 293 K (20°C)
 Dichte ρ_{20} : 1,2 kg/m³
 Atmosphärischer Druck B_0 : 101.325 Pa bei 0 m
 über dem Meeresspiegel

Temperature t_{20} : 293 K (20°C)
 Density ρ_{20} : 1,2 kg/m³
 Atmospheric pressure B_0 : 101.325 Pa at 0 m
 above sea level

Bei der Förderung von anderen Gasen als Luft muß die Dichte dem Ventilatorhersteller angegeben werden. Die untenstehende Tabelle gibt die wichtigsten Daten für häufig vorkommende Gase.

When working with gases other than air the density must be specified to the fan supplier. The table below give the most important data for commonly used gases.

Gas	Symbol	Molekulare Masse molekular mass M	Gas-konstante Gas constant R J/kg K	Dichte bei Density at 0°C 1,013 bar ρ kg/m ³	Dichteverhältnis Relative density Luft = 1 air = 1	Spez. Wärmekapazität Specific heat capacity bei/at 0°C		$\chi = C_p / C_v$
						C_p kJ/kg K	C_v kJ/kg K	
Azetylen Acetylen	C_2H_2	26,04	319,5	1,171	0,906	1,51	1,22	1,26
Äthan Ethan	C_2H_6	30,07	276,5	1,356	1,049	1,73	1,44	1,20
Äthylchlorid Ethylchlorid	C_2H_5Cl	64,50	128,9	2,880	2,228	-	-	1,16
Äthylen Ethylen	C_2H_4	28,03	296,6	1,261	0,975	1,61	1,29	1,25
Ammoniak Ammonia	NH_3	17,03	488,2	0,772	0,597	2,05	1,56	1,31
Argon Argon	Ar	39,95	208,2	1,784	1,380	0,52	0,32	1,65
Chlorwasserstoff Hydrogenchlorid	HCl	36,46	228,0	1,642	1,270	0,81	0,58	1,40
Helium	He	4,003	2077,0	0,178	0,138	5,24	3,16	1,66
Kohlendioxid Carbondioxid	CO_2	44,01	188,9	1,977	1,529	0,82	0,63	1,30
Kohlenoxyd Carbonmonooxid	CO	28,01	296,8	1,250	0,967	1,04	0,74	1,40
Luft (CO_2 frei) Dry air (no CO_2)	-	28,96	287,1	1,293	1,000	1,00	0,72	1,40
Methan Methan	CH_4	16,04	518,3	0,717	0,555	2,16	1,63	1,32
Methylchlorid Methylchlorid	CH_3Cl	50,48	164,7	2,307	1,784	0,73	0,57	1,29
Sauerstoff Oxygen	O_2	32,00	259,8	1,429	1,105	0,91	0,65	1,40
Schwefeldioxid Sulphurdioxid	SO_2	64,06	129,8	2,931	2,267	0,61	0,48	1,27
Stickoxyd Nitrogenoxid	NO	30,01	277,1	1,340	1,037	1,00	0,72	1,39
Stickoxydul Nitrogenoxydul	N_2O	44,01	188,9	1,978	1,530	0,89	0,70	1,27
Stickstoff Nitrogen	N_2	28,01	296,8	1,250	0,967	1,04	0,74	1,40
Wasserstoff Hydrogen	H_2	2,016	4124,0	0,0899	0,0695	14,38	10,26	1,41
Wasserdampf Water-vapour	H_2O	18,02	461,5	(0,804)	(0,621)	1,86	1,40	1,33

Auslegungshinweise

- Die Dichte des Gases muß vom Betreiber der Anlage angegeben werden.
- Besondere Materialien und Oberflächenschutz müssen meistens vorgesehen werden.
- Bei vielen Gasen muß der Ventilator mit Explosionsschutz, Wellendichtungen und anderen Sicherheitsvorkehrungen ausgerüstet werden.

Design guidelines

- The density of the gas must be provided by the system operator.
- Special materials and surface treatment must normally be used.
- For many gases the fan and motor must be fitted with explosion protection, shaft seals and other protection devices.

Ventilator Grundlagen

Gebläse für verschmutzte Luft, Fördergebläse

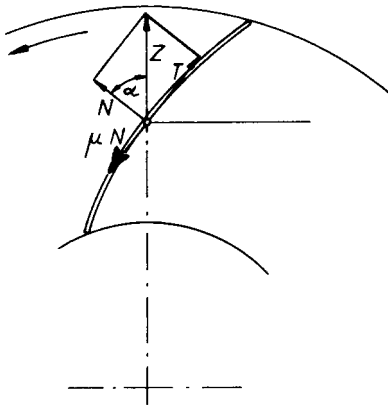
Fan Technology

Fans for polluted Air and Material Transport

Industrieventilatoren müssen oft staubhaltige Gase fördern. In vielen Fällen müssen auch relativ große feste Teile den Ventilator passieren können. Man unterscheidet zwischen zwei Fällen. Beim eigentlichen Fördergebläse steht die Förderung fester Substanzen im Mittelpunkt, während die Luft nur Transportmedium ist. Bei Gebläsen für verschmutzte Luft steht die Luftförderung im Mittelpunkt, während der Staub oder Schmutz nur eine unangenehme Nebenerscheinung ist.

In beiden Fällen ist es von größter Wichtigkeit, ein Gebläse mit größtmöglicher Betriebssicherheit einzusetzen. Selbst wenn hierbei ein schlechterer Wirkungsgrad in Kauf genommen werden muß, sollte man in allen Fällen, wo der Verdacht einer Verschmutzung besteht, Förderventilatoren einsetzen. Dieses wird auch empfohlen, wenn Filter, Zyklone oder Luftwäsche vorgeschaltet sind. Erstens betragen die Abscheidungsgrade niemals 100 % und zweitens ist immer damit zu rechnen, daß der Luftreiniger kürzere oder längere Zeit außer Betrieb sein kann.

Ob ein kleines festes Partikel durch das Laufrad hindurchgeht oder an ihm haften bleibt, kann an Hand der untenstehenden Figur untersucht werden.



Das Teilchen wird von der Zentrifugalkraft Z an die Schaufelrückseite angepreßt. Z kann wie gezeigt in seine Normalkomponente N und seine Tangentialkomponente T zerlegt werden. Die Tangentialkraft T versucht das Teilchen nach außen zu schleudern. Die Reibungskraft μN widersetzt sich dieser Bewegung, wobei μ der Reibungskoeffizient zwischen Schaufel und Teilchen ist.

Ob das sich Teilchen nach außen verschieben kann hängt in erster Linie vom Winkel ab. Bei flach angestellten Schaufeln wird α klein, wie auch die Tangentialkraft T , während die Normalkraft N und damit auch μN groß wird. Das Teilchen wird fest an die Schaufel angedrückt.

The industrial application of blowers often requires the handling of polluted air. In many cases even relatively large solid particles have to pass the fan. Usually a distinction is made between two different cases. Either the transport of material is the chief matter, air only being the transporting medium, or, for blowers for polluted air, the transport of air is the chief matter, while dust or dirt only is an unintentional subordinate matter.

In both cases it is most important to employ a blower of greatest possible reliability. When ever there is a risk of pollution, a transport blower should be employed, even if a lower efficiency has to be accepted. This is also recommended, when filters, cyclones or other air cleaning devices are employed. This is partly the case, because the separation is never perfect, partly because the cleaning device may be out of service for shorter or longer periods.

Under which conditions a particle will pass through the impeller or fasten to it, may be discussed by means of the graph below.

Schnitt eines Laufrades mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln und Schmutzpartikel.

Section of an impeller with backwards curved blades and dirt particle.

The centrifugal force Z will press the particle against the back of the blade. Z may be decomposed into its normal component N and its tangential component T . The tangential force T will try to make the particle glide outwards. The frictional force μN will counteract this movement, μ being the coefficient of friction between the particle and the impeller blade.

Whether the particle may move outwards depends mainly on the angle. When the blade has a small slope α will be rather small, as well as the tangential force T , while the normal force N and consequently even μN will be rather important. The particle will be pressed against the blade.

Ventilator Grundlagen

Gebläse für verschmutzte Luft, Fördergebläse

Fan Technology

Fans for polluted Air and Material Transport

Bei steilangestellter Schaufel und dem daraus resultierenden großen α dagegen wirkt eine große Tangentialkraft T auf das Teilchen ein und wird dieses hinausschleudern, wenn der Reibungskoeffizient μ nicht sehr groß ist. Der Winkel α muß immer größer sein als der Schüttwinkel des Staubes, damit keine Ablagerungen auf den Schaufeln entstehen.

Diese Bedingung ist notwendig, aber nicht ausreichend um eine ausreichende Selbstreinigung des Laufrades zu garantieren. Bei Strömungsablösung kann auch eine Rückströmung an der Schaufel das Teilchen festhalten.

Aus dieser kurzen Darstellung geht hervor, daß die Schaufelverschmutzung prinzipiell unabhängig von der Drehzahl ist.

Es ist zu beachten, daß klebrige Substanzen, deren Schüttwinkel größer als 90 Grad ist, auch bei radialen Schaufeln zu einer Verschmutzung des Rades führen können. In diesem Falle ist eine periodische Reinigung des Rades erforderlich. Auf Wunsch versehen wir das Ventilatorgehäuse mit Reinigungsöffnungen.

Wenn ein Laufrad verschmutzt, führt das nicht nur zu Leistungsminderungen, sondern auch sehr schnell zu Unwuchten. Die Verschmutzung ist selten ganz gleichmäßig verteilt und es kann zur Ablösung größerer Schmutzkuchen kommen. Die Unwucht kann leicht so groß werden, daß der Ventilator selbst oder die Kugellager in kurzer Zeit zerstört werden.

Die Größenordnung verschiedener Staubteilchen geht aus folgender Tabelle hervor:

When, on the other hand, the blade is rather steep, α will be large and important tangential force T will sling the particle outwards, if the coefficient of friction μ is not too important. The angle α must be definitely larger than the angle formed between a horizontal surface and the material in question being poured out on it, if deposits on the blades are to be avoided.

This is a necessary condition, but it will not guarantee sufficient self cleaning of the impeller. In case of turbulence a back-flow along the blade may stop the movement of the particle.

It is obvious from what has been said that impeller-pollution is fundamentally independent of impeller speed.

It is to be noticed that sticky substances, which adhere to a vertical surface, even might lead to pollution of impellers with vertical blades. In this case periodical cleaning is indispensable. On request the fan casing may be equipped with a cleaning access.

A polluted impeller will not only lead to lowered output, but will destroy the balance of the impeller. This is partly the case because the distribution of polluting layers never is entirely even, partly because larger lumps of the material may fly off. The unbalance may easily become so important that the fan itself or the bearings may be damaged in short time.

The size of some typical dust particles is given in the table below:

Atmosph. Staub	1	-	0,01	[m ⁻⁶]	Atmospheric dust
Rauch (Zigaretten)	0,5	-	0,1	[m ⁻⁶]	Cigaret smoke
Quarzstaub	10	-	0,2	[m ⁻⁶]	Quartz dust
Wassernebel	100	-	1	[m ⁻⁶]	Water droplets, fog
Flugasche	80	-	3	[m ⁻⁶]	Flying ashes
Koksstaub	400	-	10	[m ⁻⁶]	Coke dust
Zementstaub	160	-	10	[m ⁻⁶]	Cement dust

Sowohl bei der Förderung verunreinigter Luft wie bei eigentlichen Förderanlagen, will man meist die Ablagerung in Transportkanälen usw. verhindern. Dazu ist es notwendig, daß die in folgender Tabelle angegebenen Fördergeschwindigkeiten nicht unterschritten werden:

Usually deposits in ducts etc are to be avoided both in installations for material transport and in equipment handling polluted air. To this end the minimum flow velocities given below are to be observed.

Transportiertes Material	v (m/s)	Material transported
Feiner organischer Staub, wie Textilfaser, Mehlstaub	10-12	Fine-grained organic dust f.e. from textiles, paper, flour or extremely small metal particles
Papierschnitzel, feinsten Metall- oder Holzstaub	14-16	Small particles of metal, wood, leather or sand
Feinster Metallstaub, Holzstaub, Lederstaub, Sand	18-20	Coarse cutting of metal, wood,
Grobe Metallspäne, Sandstrahlstaub		sand blasting dust or coarse sand

Schwingungen sind der Feind aller rotierenden Maschinen und können zu Schwingungsbrüchen führen mit evtl. katastrophalen Folgen.

Obwohl es oftmals sehr einfach ist, Schwingungsbrüche an Hand der sehr glatten Bruchflächen zu erkennen, sind die Ursachen und Frequenzen oft weitaus schwerer zu bestimmen. Meistens ist es eine Verkettung von Ursachen oder einfach statistische Phänomene die zum Schaden führen.

In den meisten Fällen liegt die Ursache dabei nicht am Ventilator, sondern ist eher Systembedingt. (siehe Tabelle 1)

Einige besonders häufig vorkommenden Fälle sollen näher erläutert werden.

1.) Stall (Strömungsabriss)

Bekanntermaßen haben die meisten Axialventilatoren einen Betriebsbereich bei dem die Laufradschaufeln in Stall sind, d. h. die Strömung reißt ab und es bilden sich rotierende Wirbel an den Enden der Laufradschaufel.

Da jedes mechanische Teil eine oder mehrere Eigenfrequenzen hat und die rotierenden Wirbel relativ breitbandig die Schaufeln anregen, kann es zu Schwingungsbrüchen an den Laufradschaufeln kommen. Allerdings können auch andere Teile angeregt werden die dann Schwingungsbrüche aufweisen, wie z. B. Leitwerke und Motortragkonstruktionen. Auch wird häufig beobachtet, dass die erhöhten Schwingungen des Laufrades die Kugellager des Motors angreifen und entweder die Lebensdauer beträchtlich senken oder die Lager zerstören.

Stall kann hervorgerufen werden durch u. a. ungleichmäßige oder rotierende turbulente Anströmung des Laufrades (partieller Stall), falsche Auslegung der Anlage (erhöhter Systemwiderstand), kurzzeitige Erhöhung des Anlagewiderstandes z. B. Blockierungen, oder Rückwärtslauf des Ventilators. Es kann nicht genug betont werden wie wichtig es ist, eine gleichmäßige Strömung vor dem Ventilator zu erreichen, um Probleme mit Stall und Schwingungen zu vermeiden.

2.) Frequenzumformer

Wie erwähnt hat jeder Ventilator ein oder mehrere Eigenfrequenzen. Wenn diese angeregt werden, z. B. durch einen Frequenzumformer, können Schwingungsrisse und -brüche am Ventilator entstehen. Eine Messung der Eigenfrequenzen des Ventilators und des Laufrades und die Sperrung am Frequenzumformer kann dieses Problem minimieren.

3.) Aerodynamische Anregung

Leider wird immer wieder beobachtet, dass Laufräder ungleichmäßig, bzw. von turbulenten Strömungen zu Schwingungen angeregt werden. Verursacher sind typischerweise Systembauteile, wie z. B. Krümmer, Schalldämpfer, Schutzgitter, Klappen, Filter etc. kurz vor dem Ventilator. Die Wahrscheinlichkeit das Schäden auftreten können minimiert werden, indem solche Bauteile in einem ausreichenden Abstand vor dem Ventilator platziert werden und der Luft die Möglichkeit gegeben wird, sich zu stabilisieren. Wer ein Bauteil näher als 10 Bauteildicken (z. B. Kulissenbreiten) vor einem Laufrad einbaut, geht ein Risiko ein.

Vibrations are the enemy of all rotating machines. They can lead to metal fatigue breakdowns with potentially catastrophic consequences.

Normally it is relatively easy to recognize vibration damage by the very smooth nature of the break area. Determining the source and frequency involved is much more difficult. Most often it is a chain of events or simply a statistical phenomenon that causes the damage.

In most cases the damage is not directly caused by the fan, but is system related (see table 1)

Some very common cases are described below.

1.) Stall and Surge

Almost all axial flow fans have an area on their curve where the impeller blades are subject to stall, i. e. rotating eddies and surge are generated at the blade ends of the impeller.

Every mechanical component and part has one or more resonance frequencies. The rotating stall eddies generate a very broadband excitation of the impeller and / or other parts of the system. This can lead to breaks due to metal fatigue in the impeller, associated parts like guide vanes or motor supports. A common observation is how the vibrations of the impeller are transmitted to the bearings of the motor, either damaging them or significantly reducing the operational life span of the bearings.

Stall and surge can be generated by uneven or rotating turbulent flow into the impeller (partial stall), wrong dimensioning of the system (higher than expected system resistance), short-term change of system resistance e. g. blockages or running the impeller in the wrong direction. The importance of even, non-turbulent flow into a fan cannot be stressed enough, when it comes to avoiding problems due to stall and vibrations.

2.) Frequency converter

As mentioned, every fan has its own resonance frequencies. If they are excited, e. g. by the use of a frequency converter, the consequences almost always are fatigue cracks and breaks on the fan. The determination of these resonance frequencies and blocking them in the frequency converter prior to operation is a must to minimize this problem.

3.) Aerodynamic excitation

Unfortunately it can quite frequently be observed that impellers are excited by uneven or turbulent flow. Typically the uneven flow is caused by other components in the systems just in front of the inlet of the fan, such as bends, silencers, grills, dampers, filters etc. The probability that breakdown occur can be minimized by placing such system components far enough away from the fan inlet to allow the air to build up a stable airflow into the fan. To place a component closer than 10 times the component thickness (e. g. splitter thickness) upstream of the impeller is a risk.

4.) Schnelle Belastungsveränderung

Die moderne Regeltechnik oder natürliche Phänomene können sehr schnelle Belastungsveränderungen am Laufrad verursachen. Sehr schnelle Drehzahlveränderungen, wie sie bei Frequenzumformerbetrieb möglich sind, bewirken dass das Laufrad aufgrund der veränderten Fliehkraft permanent ausgeweitet und kontrahiert wird. Ähnliches kann bei sehr schnellen Belastungsänderungen, wie sie z. B. bei Luftkissen-Fahrzeugen beobachtet wurden, auftreten. Solche Belastungsänderungen können zu Ermüdungsbrüchen führen, die nur sehr schwer vorhersehbar sind.

Um Probleme zu vermeiden, sollte man die Geschwindigkeit der Drehzahlveränderung auf maximal $0,45 \text{ rad/s}^2$ begrenzen und spätestens nach $0,5 \times 10^6$ Belastungsveränderungen das Laufrad wechseln.

5.) Parallelbetrieb

Parallelbetrieb von Ventilatoren kann zu kritischen Betriebspunkten führen. Dies gilt sowohl bei Axial- als auch bei Radialventilatoren. Die Folge ist ein „Pumpen“ des Ventilators zwischen zwei Betriebspunkten mit überhöhten Schwingungswerten und Schäden am Gerät. Das Problem kann am besten durch eine geeignete Auswahl der Ventilator-Kennlinien gelöst werden.

6.) Unwucht

Ein Laufrad kann im Betrieb unwuchtig werden. Häufige Ursachen sind Verschmutzungen, Abrasionen oder mechanische Schäden. Eine regelmässige oder besser permanente Schwingungsüberwachung hilft Probleme frühzeitig zu erkennen und Folgeschäden zu vermeiden.

Auslegungshinweise

- Alle Ventilatoren sollten nach Einbau auf Schwingungen überprüft und die Werte protokolliert werden.
- Kritische Maschinen sollten permanent schwingungsüberwacht werden und bei Veränderungen (besonders schnelle Veränderungen) sofort die Ursache ergründet werden.
- Alle Eigenfrequenzen bei Frequenzumformerbetrieb müssen bestimmt und gesperrt werden.
- Störungen der Anströmung mindestens 2 x Durchmesser, am besten 4 x Durchmesser vor dem Ventilator sind zu vermeiden.
- Ungestörte Abströmungen so weit wie möglich gewährleisten, z. B. mit Difusoren oder Düsen.
- Schnelle Regelungsänderung, z. B. schneller als $0,45 \text{ rad/s}^2$ vermeiden.
- Nach 0,5 Millionen Belastungsänderung das Laufrad austauschen (entspricht 2 Jahre à 4000 Stunden und einer Änderung pro Minute).
- Parallelbetrieb besonders sorgfältig auslegen und die Ventilatorkurve gesondert betrachten.

4.) Rapid load changes

Modern control technology or natural phenomena can lead to very rapid load changes on the impeller. For example the very quick speed changes made possible by the use of modern frequency converters result in the impeller constantly trying to become larger and then shrink due to the centrifugal forces. Similar, very quick load changes, have also been observed on e. g. hoover crafts or surface effect ships (SES). It has also been observed, that frequency nonetheless can initiate torsional resources at the fan shaft. Load changes like that can lead to fatigue breaks that are very difficult to predict.

To avoid problems the rate of acceleration of impellers should be limited to no more than 0.45 rad/s^2 and after 0.5×10^6 load changes the impellers should be exchanged.

5.) Parallel operation

Parallel operation of fans can lead to different operating points that act upon the individual impellers. This problem occurs for axial as well as for centrifugal fans. The consequence is that the fans start "surging" and this may lead to breakdown. The problem can easily be solved by selecting a system curve which has only one intersection with the sum curve of the fans.

6.) Imbalance

An impeller may be, or over time come, out of balance. The most common reasons are dirt, abrasions or mechanical damage to the impeller. A regular check or even better a permanent vibration monitoring allows for early problem identification and rectification with little or no secondary damages.

Design guidelines

- The vibration level of the fans must be controlled and recorded after installation.
- Critical machines should be permanently controlled by vibration monitors. If a change occurs (especially a rapid change) the reason must be identified.
- When operating on a frequency converter all resonance frequencies must be identified and blocked on the converter.
- System components in front of the fan inlet should be at least 2 times diameter, or even better 4 times diameter away from the fan.
- Uninterrupted flow out of the fan should be ensured e. g. by the use of diffusers or outlet cones.
- Rapid accelerations / decelerations (speed changes) should be avoided. A maximum of 0.45 rad /s^2 can be used as a guideline.
- After 0.5 million load changes, the impeller should be replaced (corresponding to 2 years of 4000 hours operating time per year and one load change per minute).
- Parallel operation must be designed very carefully and the fan curves especially selected.

Fehlersuchprogramm Schwingungen

TABELLE 1

Störung/Fehler	Mögliche Ursache	Abhilfe
Bauteilresonanzen an stehenden und rotierenden Teilen	Zu große aerodynamische Anregung oder zu große Laufradunwucht, lockere Verbindungen, Rissbildung, zu geringe Bauteilsteifigkeit, Änderungen im Anlagenregime, Änderungen an Maschine durch Überlastung, Ermüdung und Verschleiß,	Anregung beseitigen, Laufrad auswuchten, Schrauben festziehen und sichern, ggf. Nähte nachschweißen, Rißende abbohren, Gesamttriss ausschleifen und verschweißen, Streben, Stützen, Knotenblech einschweißen, höherfestes Material verwenden
Laufradresonanz	Zu großes Spiel oder Luft in Lagerung, Risse in Laufradwelle, falsche Wellenauslegung, lockere Verbindungen in Laufrad und Gesamtlagerung	Lagerwechsel, Lagergehäusewechsel, Laufradwechsel, neue Wellengeometrie, Verbindungen festziehen und sichern
Schaufelschwingungen an Axiallaufrädern	Resonanz einer Schaufeleigenfrequenz z. B. mit Vielfachen der Umlauffrequenz	Versteifung im Schaufelfuß, Schaufelverstimmung mit Massenerhöhung oder Massesenkung
Flächenschwingungen	Resonanz der Anregenden mit Eigenfrequenz unversteifter Flächen (Seitenwand, Motor-Lager-Bock, Gehäuse, Rohrteile)	Versteifungsrippen einschweißen an Stellen der maximalen Schwingung
Rahmenschwingung, an Rahmenecken diagonale Verwindung	Rahmeneigenfrequenzen werden angeregt	
Schwingung Gesamtmaschine, in einer oder mehrere Richtungen	Laufradunwucht, Schäden am Laufrad, Verschmutzung	Auswuchten des Laufrades, Reparieren, Säubern
Schwingung Gesamtmaschine auf Isolatoren mit großer Amplitude	Resonanz der federnden Gesamtmasse auf Schwingungsisolatoren, Resonanz des Laufradsystems, sehr große Laufradunwucht	Masseerhöhung durch Rahmenbetonfüllung, Änderung der Anzahl oder Art der Isolatoren
Drehklangschwingungen und Lärmemission des Drehklanges	Laufschaufelschwingung mit Drehklang	Beseitigung der aerodynamischen Störstellen vor Ansaug
Laufzeugschwingungen mit doppelter oder mehrfacher Drehzahlfrequenz	Fluchtungsfehler im Wellenstrange als Lagerfehler oder Winkelfehler, Sitzfehler in Kupplung, verbogene Welle, Fundament außer Waage	Ausrichtung mit Beilagen
Lagerlaufgeräusche sehr laut und hart, Ansteigen der Lagertemperatur	Lagerschäden: axiales Zwängen, Fett überdrückt, Laufbahn Käfigschäden, Lagerverschleiß zu groß, Spiel Außenring-Gehäusesitz, Schmiermittelmangel, Innenring lose	Schmiermittel zu- oder abführen, Wälzlager, Schmiermittel wechseln, Loslagergehäuse frei machen, Lagergehäuse wechseln
Hochfrequente Schwingung mit niederfrequenter Schwebung an Lagerstellen, Kanäle, Ventilatorgehäuse	Pumpschwingungen, Luftsäulenschwingungen, Abrisschwingungen	Kein Betreiben im unzulässigen Kennlinienbereich, Änderung der Rohrleitungskennlinie
Erhöhte Keilriemenschwingungen, scheinbar schwankende Unwucht in der Laufradwelle	Betrieb in Riemenresonanz, Unwuchtschwingung mit schlupfsynchroner Schwebung bei Drehzahlverhältnis 1:1	Einstellung richtiger Riemenspannung, paralleles Ausrichten und axiale Fluchtung der Wellen, beide Wellen wuchten
Schwingungen bei kritischer Wellendrehzahl	Resonanz; Hysterese-Whirl (instabiler Lauf im Schmierfilm des Gleitlagers)	Laufradgeometrie ändern, Lagersteifigkeit erhöhen
Axialventilator schwingt mit Lärmemission	Einzelne Laufschaufeln verstellt	Schaufeln einstellen und sichern
Axialschwingung	Krümmen gleich hinter dem Ausblas, bei einem Radialventilator - Abstand zwischen Drallregler und Laufrad zu klein	Abstand vergrößern

Problem identification guide for Vibrations

TABLE 1

Fault	Possible Causes	Possible measures
Resonance of fixed or rotating components	Large aerodynamic excitation or large impeller imbalance, loose connections, cracks, lack of stiffness, changes in operational mode, change to fan due to overload, fatigue, wear and tear	Remove excitation, balance impeller, tighten screws, weld seams, repair cracks, strengthen fan, change material
Impeller resonance	Too large gaps in the bearings, crack in impeller shaft, wrong shaft design, loose connections between impeller and shaft	Change bearings / bearing housing, change impeller / shaft, tighten and secure connections
Vibration on axial impeller blades	Resonance of blades e. g., with motor speed or one of it's harmonics.	Strengthen foot of blade, change blade frequency e. g. by adding / removing mass.
Vibration of large flat surface e. g. side of a fan casing	Resonance frequency of flat surface excited	Add stiffeners to areas of maximum vibration
Vibration of fan frame	Resonance frequencies of frame excited	Add stiffener to frame change vibration attenuators
Vibration of machine as a whole in one or more directions	Imbalance of impeller in main balancing level, damage to impeller, dirt	Re-balance impeller, repair impeller, clean impeller
Large amplitude vibration of a fan on vibration mounts	Resonance of vibration mount, resonance of impeller, large imbalance of impeller	Change vibration system e. g. by adding more mass or the number and / or type of isolator used
Vibrations and noise emission at rotational frequency or harmonics	Resonance of rotational frequency or harmonics.	Remove aerodynamic impediment
Vibrations at double rotational or higher speeds	Fan drive train or base frame out of alignment	Realign drive train and / or base frame
Bearing noise and high temperatures	Bearing damage e. g. too much grease, bearing wear / tear, inner / outer ring loose	Change grease, repair / replace bearing
High frequency vibrations combined with low frequency surges at bearings, ducts and fan casing	Vibrations due to "pumping / surging", air pipe vibrations, stall (full or partial)	No operation in instable part of the fan curve, change system resistance
Increased V-belt vibrations, apparently changing imbalance in impeller shaft	Operation at resonance frequency of V- belt or speed of 1:1	Check belt tension, align shafts and pulleys, balance shafts
Vibration bearing at critical speeds	Resonance of shafts etc.	Avoid speed and pass through quickly, change impeller design or bearing type / location
Vibration and noise emission from axial flow fan.	Individual impeller blades loosened	Tighten blades and re-balance
Vibrations in the axial direction	Bend just behind outlet, for centrifugal fans – distance between impeller and radial vane control too small	Increase the distance