1 Physikalische Größen

1.1 Allgemeine Angaben

1.1.1 Formelzeichen, Größen, Einheiten

Im "Internationalen Einheitensystem SI" sind die Einheiten aller Größen auf die Basiseinheiten von Länge [m], Masse [kg] und Zeit [s] bezogen. Die Einheit der Kraft ist das Newton [N]. 1 N ist die Kraft, die der Masse von 1 kg die Beschleunigung 1 m/s² erteilt.
In den nachfolgend Abschnitten werden die aufgeführten Formelzeichen verwendet:

a	Beschleunigung	m/s²
A	Drahtabstand bei Sieben	mm
A	Fläche	m²
a, b	Seitenlänge bei Kanälen	m
b_0	barometrischer Luftdruck	bar
c	örtliche Absolutgeschwindigkeit	m / s
C	Konstante	-
cp	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	kJ / kg*K
cv	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	kJ / kg*K
d, D	Durchmesser	mm, m
D_V	Durchmesserverhältnis	
DE	Einfügungsdämmass	dB
Dq	spezifischer Durchmesser	-
f	Frequenz	Hz, 1/s
f	Kompressibilitätsfaktor	-
F	Kraft	N, kgm/s²
g	Fallbeschleunigung	m/s²
H	Förderhöhe	m
h	Höhe von Flüssigkeitssäulen	mm, m
I	Schallintensität	µW / m²
I_0	Bezugsschallintensität	µW / m²
J	Massenträgheitsmoment	Kgm²
κ	Isentropenexponent	-
k	Rohrrauigkeit	mm
k	Zuschlag zur Reibungszahl	-
l	Rohrlänge	m
L_I	Schallintensitätspegel	dB, dB(A)
L_p	Schalldruckpegel	dB, dB(A)
L_S	Messflächenmaß	dB
L_W	Schalleistungspegel	dB, dB(A)
m	Öffnungsverhältnis bei Drosselgeräten	-
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
M	Molekularmasse	kg
M_b	Mittleres Beschleunigungsmoment	Nm
n	Drehzahl	1/min
n_q	spezifische Drehzahl	-
P	Absolutdruck	Pa, mbar
p	Differenzdruck zum Atmosphärendruck	Pa, mbar
p	Schalldruck	µbar
P	Leistung	kW
P_{el}	Motorleistung, Aufnahme	kW
P_{Mot}	Motorleistung, Abgabe	kW
P_N	Nutzleistung	Nm/s, kW
P_W	Wellenleistung	kW
p_0	Bezugsschalldruck	µbar
p_d	dynamischer Druck	Pa
p_r	Druckverlust, Reibungswiderstand	Pa
p_s	statischer Druck	Pa
p_t	Gesamtdruck	Pa
R	Gaskonstante	Nm / kgK
r	Radius	mm, m
R_0	allgemeine Gaskonstante	Nm / kmolK
Re	Reynoldszahl	-
S	Messfläche	m2
S_0	spezifische Messfläche	m2
T	absolute Temperatur	K
t	Temperatur	°C, °F
t_A	Anlaufzeit	s
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
U	strömungsbenetzter Leitungsumfang	m
V	Rauminhalt	m³
$\dot{V}$	Volumenstrom	m³/s
$\dot{V}_N$	Volumenstrom im Normalzustand	m³/s
W	Schalleistung	µW
W_0	Bezugsschalleistung	µW
Y	spez. Strömungsarbeit	Nm / kg

1.1.2 Bezeichnungen mit griechischen Buchstaben

Δ	Differenz von	-
α	Durchflusszahl bei Drosselgeräten	-
δ	Durchmesserzahl	-
ε	Expansionszahl bei Drosselgeräten	-
η	Wirkungsgrad	-
φ	Lieferzahl	-
λ	Leistungszahl	-
λ	Reibungszahl	-
ν	spezifischer Volumenanteil	-
ν	kinematische Viskosität	Pa˙s
ρ	Dichte	kg / m³
ρ_M	Dichte eines Gasgemisches	kg / m³
ρ_N	Dichte im Normzustand	kg / m³
Σ	Summe von	-
σ	Schnelllaufzahl	-
ψ	Druckzahl	-
ζ	Verlustbeiwert	-

1.1.3 Englische und amerikanische Maßeinheiten

1 inch (in.)		25,4 mm
1 foot (ft.)	12 in.	304,8 mm
1 yard (yd.)	3 ft.	0,9144 m
1 sq.in.		6,452 cm²
1 sq.ft.	144 sq.in.	0,0929 m²
1 sq.yd.	9 sq.ft.	0,8361 m²
1 cu.in.		16,387 cm³
1 cu.ft.	1728 cu.in.	0,0283 m³
1 cu.yd.	27 cu.ft.	0,7646 m³
1 ounce		28,35 g
1 pound (lb.)	16 ounces	0,454 kg
1 short ton	2000 lbs.	907,2 kg
1 long ton		1016,05 kg
1 ft.lb./sec.		1,3563 Nm/s
1 HP	550 ft.lb./sec.	745,97 Nm/s
1 HPh		0,746 kWh
1 BTU		1,055 kJ
1 in. of mercury	25,4 mm Hg	33,89 mbar
1 lb./sq.ft.		47,90 Pa
1 lb./sq.in.		6897 Pa

1.1.4 Vorsätze zur Bezeichnung von Vielfachen der Einheiten

da	Deka	10^1	d	Dezi	10^{-1}
h	Hekto	10^2	c	Centi	10^{-2}
k	Kilo	10^3	m	Milli	10^{-3}
M	Mega	10^6	µ	Mikro	10^{-6}
G	Giga	10^9	n	Nano	10^{-9}
T	Tera	10^{12}	p	Piko	10^{-12}

1.1.5 Temperatureinheiten

Die Celsius-Skala ist definiert durch die Temperatur von schmelzendem Eis bei 1 bar Druck zu 0 °C und durch den Siedepunkt des chemisch reinen Wassers bei 1bar Druck zu 100 °C.
Die Fahrenheit-Skala ist definiert durch die Temperatur von schmelzendem Eis mit 32 °F und durch den Siedepunkt des Wassers mit 212 °F. Die Umrechnung wischen beiden Skalen ergibt sich zu:

$$°C = \frac{5}{9} \cdot (°F - 32) \qquad °F = \frac{9}{5} \cdot °C + 32$$

Die absolute Temperaturskala, deren Nullpunkt bei -273,16 °C liegt, wird in Kelvin (K) definiert. Die Umrechnung zu den beiden vorgenannten Skalen ergibt sich zu:

$$K = °C + 273{,}16 \qquad °C = K - 273{,}16$$

$$°K = \frac{5}{9} \cdot °F + 255{,}38$$

$$°F = \frac{9}{5} \cdot K - 459{,}69$$

1.2 Gaszustand, Dichte

Es ist M die Molmasse in kg/mol. Das bedeutet, dass M kg eines Gases im Normzustand (T = 273 K, P =1,013 bar) einen Rauminhalt von 22,4 m³ einnehmen. Diese Gasmenge entspricht 1 kmol.
Die allgemeine Gaskonstante ergibt sich zu

$$\boxed{R_o = 8314 \quad KJ/(Kg \cdot K)}$$

Die spezielle Gaskonstante eines Gases ist dann

$$\boxed{R_S = \frac{8314}{M} \quad KJ/(kg \cdot K)}$$

Die Dichte eines Gases im Normzustand ist

$$\boxed{\rho_n = \frac{M}{22{,}4} \quad kg/m^3}$$

Die Dichte von Gasgemischen im Normzustand ist

$$\boxed{\rho_m = \nu_1 \cdot \rho_1 + \nu_2 \cdot \rho_2 + \cdots + \nu_n \cdot \rho_n}$$

Die allgemeine Zustandsgleichung der Gase lautet

$$\boxed{P \cdot v = m \cdot R \cdot T}$$

Die Dichte eines Gases ergibt sich daraus zu

$$\boxed{\rho = \frac{m}{v} = \frac{P}{R \cdot T} \quad \frac{kg}{m^3}}$$

Beispiel 1:

Von einem Rauchgas mit t = 250 °C, p = 0,800 bar und den Anteilen an CO_2 mit 13,2 %, O_2 mit 3,8 %, N_2 mit 78 % und H_2O mit 5 % soll die Dichte ρ bestimmt werden.

	M	ν	ρ_n	$\nu \cdot \rho_n$
CO_2	44	0,132	1,964	0,259
O_2	32	0,038	1,429	0,054
N_2	28	0,780	1,250	0,975
H_2O	18	0,050	0,803	0,040
Rauchgas	29,75	1,000	1,328	1,328

Das scheinbare Molekulargewicht des Gasgemischs ist

$$M = 22{,}4 \cdot \rho_n = 29{,}75 \quad kg$$

seine Gaskonstante beträgt

$$R = \frac{R_0}{M} = \frac{8314}{28{,}75} = 289{,}18 \quad KJ/(kg \cdot K)$$

und seine Dichte errechnet sich zu

$$\rho = \frac{P \cdot 10^5}{R \cdot T} = \frac{0{,}8 \cdot 10^5}{289{,}18 \cdot (273 + 250)} = 0{,}529 \ kg/m^3$$

Zahlentafel 1: Spezifische Eigenschaften wichtiger Gase bei 273K und 1,013bar

Gasart	Chem. Formel	M	ρ_n	Dichtezahl	R	cp	cv	κ
Ammoniak	NH_3	17	0,759	0,586	489,4	2089	1599	1,31
Äthan	C_2H_6	30	1,339	1,034	277,3	1662	1386	1,20
Äthylen	C_2H_4	28	1,250	0,966	297,1	1494	1197	1,25
Azetylen	C_2H_2	26	1,161	0,897	320,0	1628	1310	1,24
Blausäure	HCN	27	1,205	0,931	308,1			
Benzol	C_6H_6	78	3,482	2,690	106,7	1113	1009	1,10
Chlorwasserstoff	HCl	36,5	1,629	1,259	227,9			
Helium	He	4	0,179	0,138	2079,8	5228	3160	1,65
Kohlendioxid	CO_2	44	1,964	1,517	189,1	820	632	1,30
Kohlenoxid	CO	28	1,250	0,966	297,1	1038	741	1,40
Luft		29	1,295	1,000	286,9	1005	720	1,40
Methan	CH_4	16	0,714	0,552	519,9	2152	1633	1,32
Sauerstoff	O_2	32	1,429	1,103	260,0	913	653	1,40
Schwefeldioxid	SO_2	64	2,857	2,207	130,0	607	477	1,27
Schwefelwasserstoff	SH_2	34	1,518	1,172	244,7	996	749	1,33
Stickoxid	NO	30	1,339	1,034	277,3	1000	724	1,38
Stickoxidul	N_2O	44	1,964	1,517	189,1			
Stickstoff	N_2	28	1,250	0,966	297,1	1038	741	1,40
Wasserdampf	H_2O	18	0,804	0,621	462,2	1854	1394	1,33
Wasserstoff	H_2	2	0,089	0,069	4159,5	14245	10122	1,41

Zahlentafel 2: Dichte mittelfeuchter Luft für verschiedene Barometerstände und Temperaturen in kg /m³

t in °C	b_0 in bar								
	0,950	0,960	0,970	0,980	0,990	1,000	1,010	1,020	1,030
-20	1,302	1,316	1,329	1,343	1,357	1,371	1,384	1,398	1,412
-15	1,277	1,290	1,304	1,317	1,331	1,344	1,357	1,371	1,384
-10	1,252	1,266	1,279	1,292	1,305	1,318	1,332	1,345	1,358
-5	1,229	1,242	1,255	1,268	1,281	1,294	1,307	1,320	1,333
0	1,207	1,219	1,232	1,245	1,257	1,270	1,283	1,296	1,308
5	1,185	1,197	1,210	1,222	1,235	1,247	1,260	1,272	1,285
10	1,164	1,176	1,188	1,201	1,213	1,225	1,237	1,250	1,262
15	1,144	1,156	1,168	1,180	1,192	1,204	1,216	1,228	1,240
20	1,124	1,136	1,148	1,160	1,172	1,183	1,195	1,207	1,219
25	1,105	1,117	1,129	1,140	1,152	1,164	1,175	1,187	1,198
30	1,087	1,099	1,110	1,121	1,133	1,144	1,156	1,167	1,179
35	1,069	1,081	1,092	1,103	1,115	1,126	1,137	1,148	1,160
40	1,052	1,063	1,075	1,086	1,097	1,108	1,119	1,130	1,141
45	1,036	1,047	1,058	1,069	1,079	1,090	1,101	1,112	1,123
50	1,020	1,031	1,041	1,052	1,063	1,074	1,084	1,095	1,106
55	1,004	1,015	1,025	1,036	1,047	1,057	1,068	1,078	1,089
60	0,989	1,000	1,010	1,020	1,031	1,041	1,052	1,062	1,073

1.3 Ortshöhe, Barometerstand

Liegt der Aufstellungsort einer Strömungsmaschine erheblich über NHN, ist zur Ermittlung der Umgebungsdichte mit dem mittleren Absolutdruck der Ortshöhe zu rechnen. Gemäß einer internationalen Vereinbarung berechnet man den absoluten Druck in der Höhe H mit der „Höhenformel"

$$\boxed{P = b_0 \cdot \left(\frac{287 - 0{,}0065 \cdot H}{287}\right)^{5{,}255}}$$

Beispiel 2:
In einer Höhe von 2400 m über NN soll die Temperatur 13 °C betragen, die Gaskonstante R beträgt 288 KJ / (kgK). Mit welcher Dichte ist zu rechnen?
Mit der Höhenformel wird der Absolutdruck

$$P = 1{,}013 \cdot \left(\frac{287 - 0{,}0065 \cdot 2400}{287}\right)^{5{,}255} = 0{,}755 \text{ bar}$$

bestimmt. Damit errechnet sich die Dichte zu

$$\rho = \frac{0{,}755 \cdot 10^5}{288 \cdot (273 + 13)} = 0{,}917 \text{ kg/m}^3$$

1.4 Druckdefinitionen

Im Allgemeinen werden an Strömungsmaschinen auftretende örtliche Drücke immer als Druckdifferenzen zur Atmosphäre gemessen, gerechnet und betrachtet.Die allgemein gültige Bezeichnung ist "p". Absolute Drücke werden ausschließlich in der Zustandsgleichung der Gase und bei Druckverhältnissen verwendet. Hier ist die allgemein gültige Bezeichnung "P".

1.4.1 Statischer Druck

In einem Gas auftretende statische Drücke (p_s) wirken in jeder Richtung und sind ein Wert für die potentielle Energie dieses Gases. Vereinbarungsgemäß können sie positiv (Überdruck zur Atmosphäre) oder negativ (Unterdruck zur Atmosphäre) sein.

1.4.2 Dynamischer Druck

Ein dynamischer Druck (p_d) tritt als kinetische Energie nur in einem strömenden Gas auf und wirkt ausschließlich in Strömungsrichtung. Ein dynamischer Druck ist vereinbarungsgemäß immer positiv.

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

1.4.3 Gesamtdruck

Ein in einem strömenden Gas örtlich auftretender Gesamtdruck (p_t) ist die Summe des an dieser Stelle vorhandenen statischen (p_s) und dynamischen Drucks (p_d).

1.4.4 Druckdifferenz

Druckdifferenzen (Δp) sind vereinbarungsgemäß Differenzen zwischen den an zwei definierten Messpunkten auftretenden Drücken. Logischerweise kann man also Gesamtdruckdifferenzen (Δp_t), statische Druckdifferenzen (Δp_s) und dynamische Druckdifferenzen (Δp_d) definieren. Typische Definitionen von Druckdifferenzen sind die Gesamtdruckdifferenz eines Ventilators oder der Differenzdruck an einem Drosselgerät wie Normblende oder Normdüse.

Zahlentafel 4: Umrechnung von Druckeinheiten

	Pa	daPa	mbar	kPa	bar
1Pa	1	0,1	0,01	0,001	0,00001
1daPa	10	1	0,1	0,01	0,0001
1mbar	100	10	1	0,1	0,001
1kPa	1000	100	10	1	0,01
1bar	100000	10000	1000	100	1

Zahlentafel 5: Dynamischer Druck für Luft ρ =1,2 kg/m³

c in m/s	pd in Pa	c in m/s	pd in Pa	c in m/s	pd in Pa
1,00	0,6	5,0	15	25,0	375
1,12	0,753	5,6	18,8	28,0	470
1,25	0,938	6,3	23,8	31,5	595
1,40	1,18	7,1	30,2	35,5	756
1,60	1,54	8,0	38,4	40	960
1,80	1,94	9,0	48,6	45	1220
2,00	2,4	10,0	60	50	1500
2,24	3,01	11,2	75,3	56	1880
2,50	3,75	12,5	93,8	63	2380
2,80	4,7	14,0	118	71	3020
3,15	5,95	16,0	154	80	3840
3,55	7,56	18,0	194	90	4860
4,0	9,6	20,0	240	100	6000
4,5	12,2	22,4	301		

2. Ventilatoren

2.1 Beschreibung

Ein Gasstrom in lufttechnischen Anlagen kann nur dann zustande kommen, wenn dem Gasstrom zur Überwindung des Anlagenwiderstandes Energie zugeführt wird. Hierzu benötigt man u.a. Ventilatoren, die in axialer oder radialer Bauform ausgeführt werden können.
In Ventilatoren wird die kinetische Energie des Gasstroms erhöht und anschließend in statische Energie umgewandelt. Maßgebend für die Beurteilung eines Ventilators sind Volumenstrom, Gesamtdruckerhöhung und Drehzahl, sowie die Dichte des Fördermediums. Unter Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze werden mit diesen Betriebsdaten Bauart, Laufraddurchmesser, Wellenleistung, Geräuschentwicklung und Bauaufwand bestimmt. Ein optimaler Betrieb des Ventilators soll hierbei gewährleistet sein.

2.2 Definition der Betriebsgrößen

2.2.1 Volumenstrom

Der nominelle Volumenstrom eines Ventilators ist auf den Gaszustand 1 in seinem Ansaugstutzen bezogen, d.h. auf den statischen Druck p_{s1} im Saugstutzen und die Ansaugtemperatur t_1.

Wird ein Volumenstrom an einer beliebigen Stelle “x” der Anlage gefordert, ist der erforderliche Volumenstrom am Ventilator

$$\boxed{\dot{V}_1 = \dot{V}_x \cdot \frac{\rho_x}{\rho_1}}$$

2.2.2 Gesamtdruckdifferenz

Unter der Gesamtdruckdifferenz Δp_t versteht man die Energie, die man dem Luftstrom $\dot{V}$ zuführen muss, damit der Volumenstrom in der Anlage aufrecht erhalten bleibt.

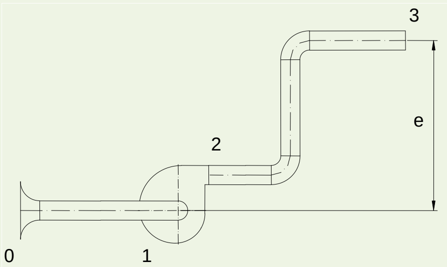


Bild 1: Symbolische Darstellung einer Ventilatoranlage.

<u>Energiebilanz einer Anlage</u>
Die Energiebilanz einer lufttechnischen Anlage nach Bild 1 lässt sich wie folgt aufstellen:

Der angesaugte Volumenstrom besitzt an der Stelle 0 die Gesamtenergie $\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0{}^2}{2}$ Im Ventilator wird dem Strom von 1 nach 2 die Energie $\frac{\Delta p_t}{\rho}$ zugeführt.

An der Stelle 3 besitzt der Strom noch die Energie $\frac{P_3}{\rho} + \frac{c_3{}^2}{2} + g \cdot e$ die um die Widerstände der Anlage kleiner ist als die gesamte zugeführte Energie.

Somit lautet die Energiegleichung $\boxed{\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0{}^2}{2} + \frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{P_3}{\rho} + \frac{c_3{}^2}{2} + g \cdot e + \frac{p_r}{\rho}}$

Die Ansauggeschwindigkeit c_0 kann schon in geringer Entfernung vor der Saugöffnung gleich null gesetzt werden, so dass p_o den Atmosphärendruck an dieser Stelle bedeutet.
Darüber hinaus ist der statische Druck im austretenden Strahl an der Stelle 3 gleich dem Atmosphärendruck in der Höhe e, der sich aus dem Druck am Ansaug aus der Formel

$$\boxed{p_3 = p_0 - \rho \cdot g \cdot e}$$

errechnet. (Anm.: der Höhenunterschied e ist für Gase in der Praxis zu vernachlässigen!)
Unter Berücksichtigung dieser Einzelheiten erhält man aus der Energiegleichung die folgende Beziehung für die Gesamtdruckerhöhung des Ventilators:

$$\boxed{\Delta p_t = p_r + \frac{\rho}{2} \cdot c_3{}^2}$$

Die vom Ventilator aufzubringende Druckerhöhung setzt sich somit aus den Anlagenwiderständen des Rohrnetzes und dem dynamischen Druck am Luftaustritt zusammen.
In einem späteren Kapitel wird die Berechnung der Anlagenwiderstände p_r behandelt.
<u>Ermittlung der Gesamtdruckdifferenz</u>

Löst man die Energiegleichung im vorigen Abschnitt nach Δp_t auf und setzt $\boxed{\frac{\rho}{2} \cdot c^2 = p_d}$

erhält man die Gleichung $\boxed{\Delta p_t = p_{s1} + p_{s2} - p_{d1} + p_{d2}}$

Die Gleichung zeigt, wie durch Druckmessungen am Ventilator Δp_t bestimmt werden kann. Neben der Gesamtdruckdifferenz wird auch mit der spezifischen Strömungsarbeit

$$\boxed{Y_t = \frac{\Delta p_t}{\rho}}$$

gerechnet.

Die Bilder 2 bis 4 zeigen den Druckverlauf für verschiedene Einbauanordnungen eines Ventilators

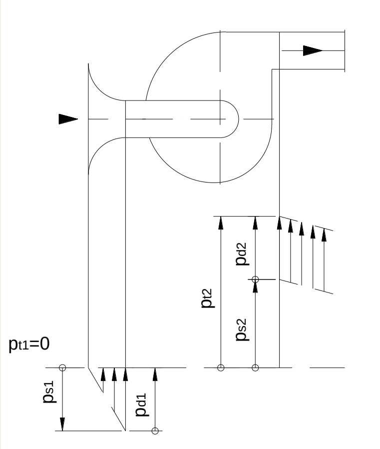


Bild 2: Ventilator frei ansaugend
Es ist $p_{s1}=p_{d1}$ und somit ist $p_{t1}=0$

$$\boxed{\Delta p_t = p_{t2} - p_{t1} = p_{s2} + p_{d2}}$$

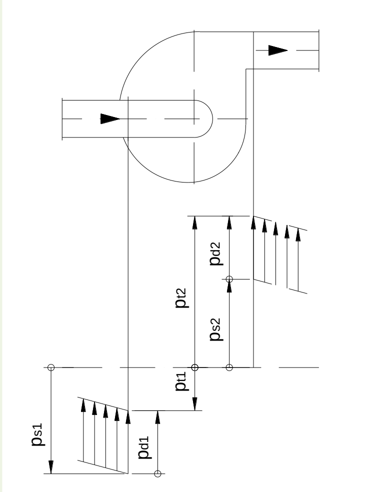


Bild 3: Ventilator beidseitig arbeitend
Der Druckverlust verteilt sich auf die Saug- und Druckseite

$$\boxed{\begin{aligned}\Delta p_t &= p_{t2} - p_{t1} = p_{s2} + p_{d2} - (p_{s1} + p_{d1})\\ &= p_{s2} - p_{s1} + p_{d2} - p_{d1}\end{aligned}}$$

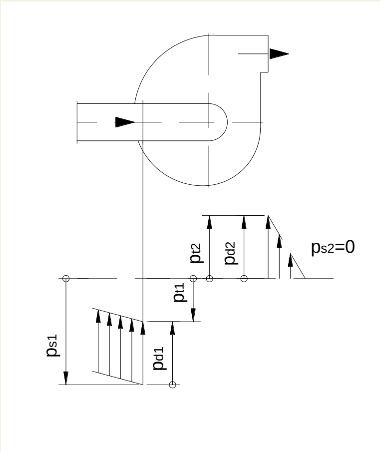


Bild 4: Ventilator frei ausblasend
Der statische Druck auf der Saugseite ist negativ der auf der Druckseite =0

$$\boxed{\begin{aligned}\Delta p_t &= p_{t2} - p_{t1} = 0 + p_{de2} - (p_{s1} + p_{d1})\\ &= -p_{s1} + p_{d2} - p_{d1}\end{aligned}}$$

2.2.3 Nutzleistung

Die Nutzarbeit, bzw. die spezifische Strömungsarbeit berechnet sich nach der Beziehung

$$\boxed{Y = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_1 \cdot \frac{1}{\rho_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right] \mathrm{Nm/kg}}$$

Da mit dieser Formel unbequem zu rechnen ist, führt man den Kompressibilitätsfaktor ein und erhält bei Erweiterung auf die Nutzleistung die Gleichung

$$\boxed{P_n = \dot{V}_1 . \Delta p_t \cdot f}$$

Der Faktor “f ” ist in Bild 5 dargestellt. Er hängt vom Druckverhältnis ab. Für Gesamtdrücke unter 0,02 bar kann f vernachlässigt werden.

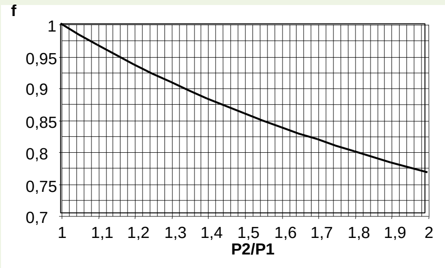


Bild 5: Kompressibilitätsfaktor “f”

Beispiel 3:

Ein Ventilator soll an der Ansaugstelle 5 m^3/s Luft bei einem Barometerstand von 0,95 bar und einer Temperatur von 20 °C gegen eine Gesamtdruckdifferenz von 7000 Pa absaugen. Die Ventilatoranordnung sei frei blasend entsprechend Bild 4.

$$P_1 = P_2 - \Delta p_t = 95000 - 7000 = 88000 \text{ Pa}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{88000}{95000} = 1{,}0795$$

Aus Bild 5 erhält man f = 0,974

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} = \frac{88000}{287 \cdot 293} = 1{,}046 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V} \frac{\rho}{\rho_1} = 5 \cdot \frac{1{,}293}{1{,}046} = 6{,}18 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_N = \dot{V}_1 \cdot \Delta p_t \cdot f = 6{,}18 \cdot 7000 \cdot 0{,}974 = 42135 \text{ W}$$

$$P_N = 42{,}14 \text{ kW}$$

2.2.4 Wellenleistung

Als Wellenleistung ist die an der Kupplung oder an der Riemenscheibe des Ventilators aufzubringende Leistung definiert. Die Wellenleistung ist entweder direkt aus der Kennlinie des Ventilators zu entnehmen oder mit Hilfe des Wirkungsgrades (siehe Abschnitt 2.25) aus der Nutzleistung zu berechnen.

$$\boxed{P_w = \frac{P_N}{\eta}}$$

2.2.5 Wirkungsgrade

Am Ventilator kann man mehrere Einzelwirkungsgrade definieren:
Innerer Wirkungsgrad (Gehäuse und Laufrad)
Mechanischer Wirkungsgrad (Lagerung, evtl. Dichtung)
Wirkungsgrad von Zusatzteilen (Kühlscheibe usw.)
Der Gesamtwirkungsgrad errechnet sich zu

$$\boxed{\eta = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_z}$$

2.2.6 Temperaturerhöhung

Bei der Verdichtung des Fördermediums im Ventilator tritt eine Erwärmung auf, die sich durch die inneren Verluste noch vergrößert. Die wirkliche Temperaturerhöhung berechnet sich nach den Gesetzen der Thermodynamik wie folgt:

$$\boxed{\Delta t = T_2 - T_1 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_i} = \frac{T_1}{\eta_i} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right]} \text{ mit } \boxed{T_1 = \frac{P_1}{\rho_1 \cdot R}}$$

ergibt sich nach passender Rechnung die Beziehung $\boxed{\Delta t = \frac{1}{\eta_i \cdot c_p} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right]}$

für die man, entsprechend Abschnitt 2.23, auch schreiben kann $\boxed{\Delta t = \frac{\Delta p_t}{\eta_i \cdot \rho_1 \cdot c_p} \cdot f}$

Für Luft als Fördermedium mit c_p = 1005 J/kg·K und ρ_1 = 1,2 kg/m³ erhält man für Δp_t in Pa die Temperaturerhöhung $\boxed{\Delta t = \frac{\Delta p_t}{\eta_i \cdot 1206} \cdot f}$

Für Ventilatoren (η_i ca.0,8) und Luft als Fördermedium erhält man mit Δp_t in Pa die Überschlagsformel

$$\boxed{\Delta t \approx \frac{\Delta p_t}{1000} K}$$

Die Luft erhöht im Ventilator ihre Temperatur um ca.1 K pro 1000 Pa. Andererseits lässt sich der innere Wirkungsgrad von Ventilatoren durch Druck- und Temperaturmessung sehr einfach bestimmen.

Beispiel 4:

Ventilator für 5000 Pa Druckdifferenz mit η_i = 0,8; Fördermedium Luft mit ρ_1 =1,2 kg/m³ und t_1 = 20 °C; f aus Bild 5 = 0,985.

$$\Delta t = \frac{5000}{0{,}8 \cdot 1206} \cdot 0{,}985 = 5{,}1\,K \quad t_1 = 25{,}1°C$$

2.3 Auswahl von Ventilatoren

2.3.1 Ventilatorkenngrößen

Im Ventilatorenbau werden dimensionslose Kenngrößen verwendet, die aus den am Arbeitsvorgang beteiligten physikalischen Größen abgeleitet werden. Sie dienen als Unterscheidungsmerkmal für die verschiedenen Bauarten, deren Betriebsverhalten und als Unterlage für Neukonstruktionen. In Zahlentafel 6 sind die wichtigsten Kennzahlen aufgeführt.

Zahlentafel 6: Ventilatorkenngrößen

Spezifischer Durchmesser	$D_q = 0{,}565 \cdot D \cdot \frac{Y^{0,25}}{\dot{V}^{0,5}}$	Wirkungsgrad	$\eta = \frac{P_N}{P_w}$
Spezifische Drehzahl	$n_q = 5{,}55 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{0,5}}{Y^{0,75}}$	Durchmesserzahl	$\delta = \frac{\psi^{0,25}}{\varphi^{0,5}} = \frac{D_q}{0{,}536}$
Reynoldszahl	$Re = \frac{u \cdot D}{\nu}$	Schnelllaufzahl	$\sigma = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} = \frac{n_q}{157{,}8}$
Druckzahl	$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2}$	Machzahl	$Ma = \frac{u}{a}$
Lieferzahl	$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot u}$	Strouhalzahl	$St = \frac{f \cdot D}{u}$
Leistungszahl	$\lambda = \frac{P_w}{\frac{\rho}{2} \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot u^2}$	Helmholtzzahl	$He = \frac{f \cdot D}{a}$

2.3.2 Das Arbeiten mit Kenngrößen

Die aufgeführten Ventilatorkenngrößen sind hervorragend geeignet, für die geforderten Daten –Volumenstrom und Gesamtdruckdifferenz – die Bauart des Ventilators (radial oder axial) und die Hauptbemessungsgrößen (Laufraddurch-messer D und Drehzahl n) bei einem optimalen Wirkungsgrad η festzulegen. Diese Aufgabe lässt sich mit den in Zahlentafel 6 aufgeführten Kenngrößen lösen.
Aus der Erfahrung heraus sind vor allem die sogenannten allgemeinen Kennfunktionen

$\delta = f(\sigma)$; $\psi = f(\sigma)$; $\eta = f(\sigma)$

dabei von großem praktischen Nutzen.

In den Bildern 6 bis 8 sind für die Betriebspunkte des besten Wirkungsgrades die gewonnenen Ergebnisse von Messungen an zahlreichen Ventilatoren dargestellt.

Der Verlauf der allgemeinen Kennfunktionen wird dadurch eindeutig sichtbar gemacht. Zwischen σ = 0,04 und σ = 0,63 befindet sich der Bereich für Radialventilatoren, bei größeren σ ist der Bereich für Axialventilatoren angesiedelt. Dabei findet eine gewisse Überschneidung beider Bauarten zwischen σ =0,5 und σ = 0,8 statt. Hier kann man sowohl einen Radial- wie einen Axialventilator optimal auslegen. Aus Bild 7 ist die Abhängigkeit der Druckzahl ψ von σ zu erkennen. Diese erreicht Maximal-werte zwischen σ = 0,063 und σ = 0,2. Baureihen in diesem Bereich benötigen zum Erreichen einer bestimmten Gesamtdruckdifferenz die niedrigsten Umfangsgeschwindigkeiten.

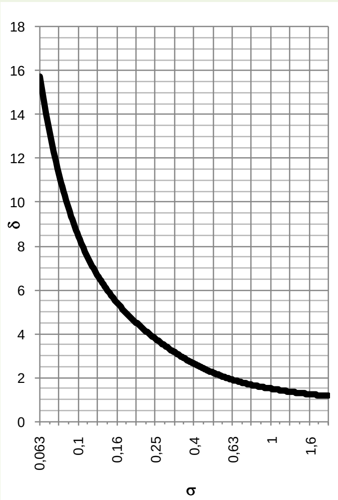


Bild 6: Durchmesserzahl $\delta = f(\sigma)$;

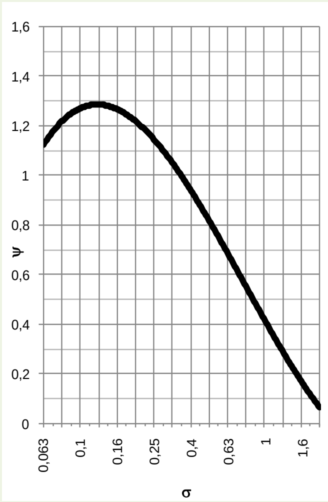


Bild 7: Druckzahl $\psi = f(\sigma)$

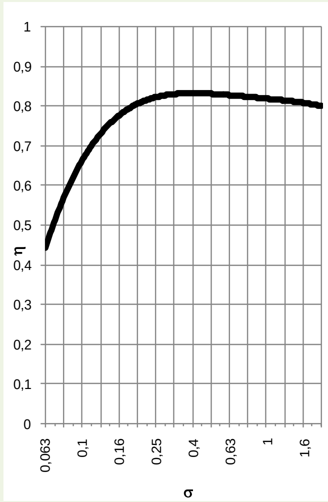


Bild 8: Wirkungsgrad $\eta = f(\sigma)$

Bild 6 zeigt den Zusammenhang zwischen δ und σ. Man erkennt, dass die Optimalwerte einer hyperbelartigen Funktion folgen. Die Durchmesserzahl ist demnach um so größer, je kleiner die Schnelllaufzahl ist, und umgekehrt. Von σ = 0,63 bis σ = 0,25 z.B. steigt δ von 1,8 auf 3,6 an. Das bedeutet, dass für einen bestimmten, durch $\dot{V}$ und Δp_t gegebenen Bedarfsfall eine Baureihe mit σ = 0,63 zwar eine 2,5 fache Drehzahl, jedoch nur einen halb so großen Laufraddurchmesser benötigt wie eine Baureihe mit σ = 0,25.
Bild 8 schließlich zeigt den Verlauf des optimal zu erzielenden Wirkungsgrades η. Im Bereich von σ = 0,2 bis σ = 1,6 können Wirkungsgrade von 85 % erreicht werden. Unterhalb von σ = 0,12 fallen die erzielbaren Wirkungsgrade stark ab.

Zu beachten ist, dass die Bilder 6 bis 8 nur für einflutige und einstufige Ventilatoren gelten.
Wie weiter unten noch gezeigt wird, lässt sich mit Hilfe der Bilder 6 bis 8 eine schnelle und sichere Typen- und Größenbestimmung des

Ventilators vornehmen und zwar liefert für vorgegebene Werte von $\dot{V}$ und Δp_t

- Bild 6 $\delta = f(\sigma)$ den Ventilatortyp
- Bild 7 $\psi = f(\sigma)$ den Durchmesser, die Umfangsgeschwindigkeit, bzw. die Drehzahl
- Bild 8 $\eta = f(\sigma)$ die Wellenleistung.

Auswahl und Bemessung von Ventilatoren

Bei der Auswahl kann man vier grundsätzliche Vorgaben unterscheiden:

a) $\dot{V}$, Y und n sind bekannt, D_2 ist gesucht.

Aus $\dot{V}$, Y, n errechnet man

$$\sigma = \frac{n_q}{157{,}8} = 0{,}0352 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{0{,}5}}{Y^{0{,}75}}$$

und bestimmt nach Bild 7 die Druckzahl ψ. Damit liegen die Umfangsgeschwindigkeit u_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot Y}{\psi}}$$

und der Laufraddurchmesser D_2

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{n \cdot \pi}$$

fest. Die Wellenleistung errechnet sich mit dem Wirkungsgrad η nach Bild 8 zu

$$P_w = \frac{\dot{V}_1 \cdot Y \cdot \rho}{\eta}$$

b) $\dot{V}$, Δp_t und D_2 sind bekannt, n ist gesucht.

Aus $\dot{V}$, Δpt, D_2 errechnet man

$$\delta = \frac{D_q}{0{,}536} = 1{,}054 \cdot D_2 \cdot \frac{Y^{0,25}}{\dot{V}_1^{0,5}}$$

und bestimmt nach Bild 6 die Schnelllaufzahl σ und damit den Ventilatortyp. Die Druckzahl ψ erhält man wieder aus Bild 7. Über die Umfangsgeschwindigkeit

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot Y}{\psi}}$$

ergibt sich die Drehzahl

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{D \cdot \pi}$$

c) $\dot{V}$ und Δp_t sind bekannt, D_2 und n sind gesucht.

Zunächst legt man die Drehzahl n oder den Durchmesser D_2 willkürlich fest und geht dann vor, wie unter a) oder b) beschrieben.

d) $\dot{V}$, Δp_t, n und D_2 sind bekannt.
Diese Vorgabe ist überbestimmt! Eine optimale Lösung ist nur zufällig möglich.

Beispiel 5:

Ein Ventilator soll ausgewählt werden für

$\dot{V} = 4\ m^3/s$, $\Delta p_t = 600$ Pa und $\rho = 1{,}2\ kg/m^3$. An Drehzahlen sollen n = 2880, 1440, 960, und 720 1/min zur Verfügung stehen.

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{600}{1{,}2} = 500\ Nm/kg$$

$$\sigma = 0{,}0352 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{0,5}}{Y^{0,75}} = 0{,}0352 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{4}}{500^{0,75}}$$

$$\sigma = 6{,}66 \cdot 10^{-4} \cdot n$$

Man bestimmt für jede gewünschte Drehzahl den Wert von σ und erhält aus Bild 6 bis 8 den Ventilatortyp und die ihm zugeordneten Kennzahlen ψ und η. Eine Aufstellung nach Zahlentafel 7 erleichtert die Arbeit.

n 1/min	σ	ψ	η	u_2 m/s	D_2 mm	P_W kW
720	0,48	0,75	0,86	36,5	969	2,79
960	0,64	0,62	0,85	40,2	799	2,82
1440	0,96	0,40	0,83	50,0	663	2,89
2880	1,92	0,20	0,80	70,7	469	3,00

Zahlentafel 7:

Es ergeben sich also für die gleichen Werte $\dot{V}$ und Δp_t für die vier unterschiedlichen Drehzahlen auch vier verschiedene Typen mit sehr unterschiedlichen Durchmessern und Umfangsgeschwindigkeiten.

2.4 Kennlinien von Ventilatoren

Bisher war immer nur die Rede vom “Bestpunkt” eines Ventilators, dem Betriebspunkt mit dem besten Wirkungsgrad, auf den sich die genannten Theorien beziehen.
Je nach Bauform, Größe, Drehzahl und Dichte des Fördermediums ergibt sich für jeden Ventilator eine charakteristische Beziehung zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz.
Wenn man die Druckdifferenz als Funktion des Volumenstroms betrachtet, erhält man die Kennlinie des Ventilators. Eine solche Kennlinie wird für n=1450 1/min und ρ =1,2 kg/m^3 in Bild 9 gezeigt. Ein Betriebspunkt kann auf der gesamten Kennlinie $\Delta pt = f(\dot{V})$ nach Bild 9 liegen. Seine definitive Lage wird durch die angeschlossene Anlage bestimmt. (siehe Abschnitt 5.1). Bei der Auslegung von Ventilatoren ist darauf zu achten, dass der Betriebspunkt im Bereich des guten Wirkungsgrades bei möglichst hohem Volumenstrom liegt (Energie- und Investitionskosten!).

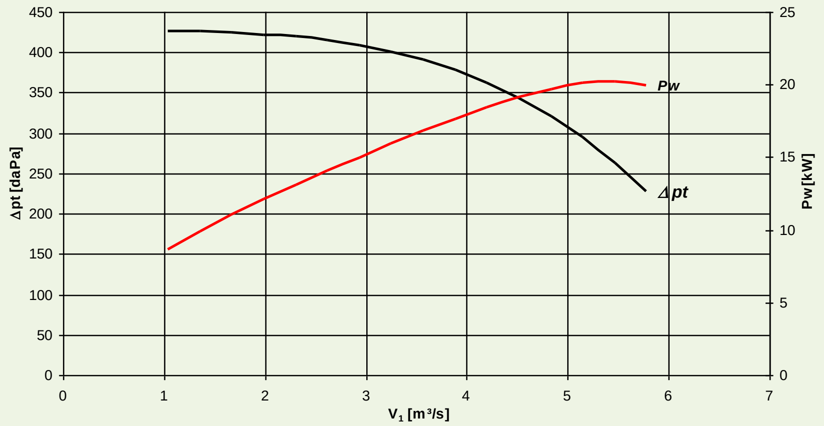


Bild 9: Ventilator-Kennlinie

2.5 Umrechnungsgesetze

Einfluss der Dichte des Mediums

Die Kennlinie eines Ventilators liegt in der Regel für eine Dichte des Fördermediums von ρ_1 = 1,2 kg/m³ vor. Ändert sich die Dichte des Mediums auf ρ_2, ändern sich die Kennlinienwerte wie folgt:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \qquad \Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

$$P_{w2} = P_{w1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

Einfluss der Drehzahl

Ändert sich die Drehzahl von n_1 auf n_2, ändern sich die Kennlinienwerte wie folgt:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \qquad \Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$P_{w2} = P_{w1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Einfluss der Baugröße

Ändert sich der Laufraddurchmesser von D_1 auf D_2, und alle anderen Abmessungen proportional mit ihm, ändern sich die Kennlinienwerte:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \qquad \Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$P_{w2} = P_{w1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

Beispiel 6:

Für einen Ventilator nach Bild 9 mit den Bedingungen ρ_1 = 1,2 kg/m³; n_2 = 1450 1/min; ø D_2 = 1,0 m liegt ein Betriebspunkt der Kennlinie mit $\dot{V}$ = 5,0 m³/s und Δp_t = 305 daPa fest. Die Wellenleistung beträgt 20 kW.

Wo liegt der neue Betriebspunkt, wenn sich die Bedingungen auf ρ_2 =1,0 kg/m³; n_2 = 2880 1/min; D_2 = 0,71ändern?

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \cdot \frac{n_2}{n_1} = 5 \cdot \left(\frac{0{,}71}{1}\right)^3 \cdot \frac{2880}{1450}$$

$$\dot{V}_2 = 3{,}55\,\mathrm{m^3/s}$$

$$\Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$\Delta p_{t2} = 305 \cdot \left(\frac{0{,}71}{1}\right)^2 \cdot \frac{1{,}0}{1{,}2} \cdot \left(\frac{2880}{1450}\right)^2$$

$$\Delta p_{t2} = 505{,}5\ \mathrm{daPa}$$

$$P_{w2} = P_{w1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

$$P_{w2} = 20 \cdot \left(\frac{0{,}71}{1}\right)^5 \cdot \frac{1{,}0}{1{,}2} \cdot \left(\frac{2880}{1450}\right)^3 = 23{,}6\ \mathrm{kW}$$

2.6. Radialventilator

2.6.1 Aufbau und Wirkungsweise

Ein Radialventilator besteht aus einem Laufrad mit Schaufeln, Boden- und Deckscheibe, und einem Spiralgehäuse, mit Seitenwänden, Zarge, Zunge und Ansaugstutzen mit Einlaufdüse. Das zu fördernde Medium tritt über die Einströmdüse in das Laufrad ein und wird im Schaufelkanal radial umgelenkt. Im Laufrad findet die Energieumsetzung statt. Die vom Antrieb zugeführte Energie wird in Druck- und Geschwindigkeitsenergie umgesetzt. Das Spiralgehäuse erfasst das aus dem Laufrad ausströmende Medium und führt es zum Druckstutzen. Durch die Spiralform des Umfangsbleches, eine stetige Erweiterung des Querschnitts in Strömungsrichtung, wird ein Teil der Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie umgewandelt.

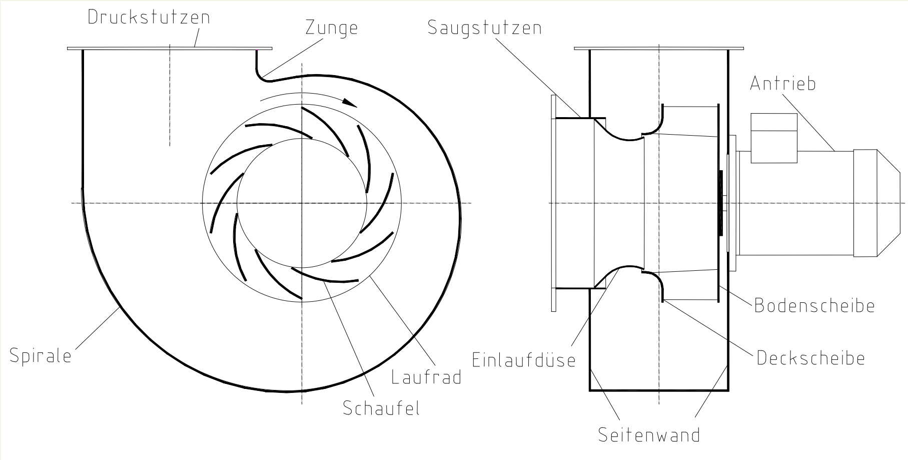


Bild 10: Aufbau eines Radialventilators

2.6.2 Schaufelform

Ein Hauptunterscheidungsmerkmal bei Radialventilatoren ist die Schaufelform.

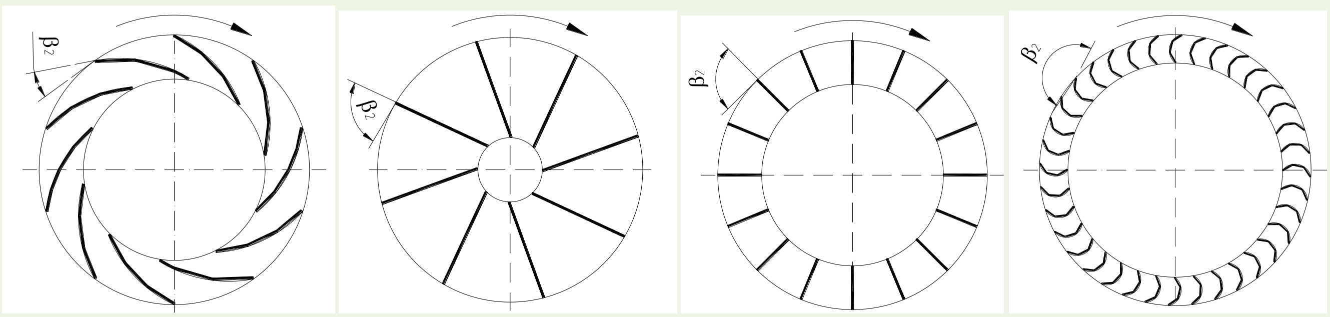
<u>Rückwärts gekrümmte Schaufeln</u>
Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln erreichen Wirkungsgrade bis 85% und werden deshalb auch Hochleistungsventilatoren genannt. Der Schaufelaustrittswinkel β_2 liegt je nach Anwendungsfall und Durchmesserverhältnis zwischen 25° und 65°.

<u>Gerade rückwärts geneigte Schaufeln</u>
Für Ventilatoren mit hohen Gesamtdruckdifferenzen und kleinen Volumenströmen kommen gerade rückwärts geneigte Schaufeln zum Einsatz. Der Schaufelaustrittswinkel liegt zwischen 45° und 90°. Auch bei stark staubbeladenen Medien wird diese Schaufelform eingesetzt. Es werden Wirkungsgrade von max. 70% erreicht.

<u>Gerade radial endende Schaufeln</u>
Bei extrem belasteten Radialventilatoren, z.B. Heißgas oder sehr starke Feststoffbeladung, werden gerade radial endenden Schaufel verwendet. Hier steht nicht die Strömungstechnik sondern die mechanische Belastung im Vordergrund, der Wirkungsgrad liegt unter 60%.

<u>Vorwärts gekrümmte Schaufeln</u>
Radialventilatoren mit vielen vorwärts gekrümmten Schaufeln, auch Trommelläufer genannt, erzeugen im Verhältnis zur Drehzahl und zum Außendurchmesser sehr große Volumenströme. Der Anteil der Geschwindigkeitsenergie dieser Räder ist sehr hoch, der erreichbare Wirkungsgrad allerdings sehr niedrig. Heutzutage werden diese Laufräder nur noch in der Klimatechnik oder speziellen Anwendungsfällen eingesetzt.

<u>Andere Schaufelformen</u>
Radialventilatoren werden in den unter-schiedlichsten Anwendungsfällen eingesetzt. Es gibt eine Fülle von Schaufelformen, die besondere Anforderungen erfüllen. So werden beim Transport von Papier- oder Kunststoffstreifen lange vorwärts gekrümmte Schaufeln ohne Deckscheibe verwendet. Schaufeln mit aufgesetzten Messern können endlose Folien beim Ansaugen zerschneiden. Gerade radial endende Schaufeln ohne Deckscheibe sind geeignet Metallabfälle oder Metallspäne zu transportieren.



rückwärts gekrümmt grade | rückwärts geneigt gerade | radial endend | vorwärts gekrümmt

Bild 11: Schaufelformen

2.6.3 Durchmesserverhältnis

Eine weitere Differenzierung bei Radial- ventilatoren ergibt sich aus dem Verhältnis von Ansaugdurchmesser zu Schaufelaußendurch-messer.

$$D_V = \frac{D_A}{D_2}$$

Üblicherweise dient diese Verhältnis zur Charakterisierung unterschiedlicher Bau-reihen. Bei Industrieventilatoren sind Durch-messerverhältnisse D_v von 0,11 bis 0,71 üblich. Mit steigendem Durchmesserverhältnis steigt bei gleichem Außendurchmesser der Volumenstrom und die erreichbare Druckerhöhung nimmt ab. Schaufelwinkel und Schaufelkanalbreiten sind dem Verhältnis angepasst. So haben Hochleitungsventilatoren mit einem D_v von 0,71 einen kleinen Schaufelwinkel (β_2 = 25°) und Ventilatoren mit einem D_v von 0,25 einen großen Schaufelwinkel (β_2 = 65°). Diese Zusammen-hänge sind in der dimensionslosen Kennlinien-schar in Bild 12 dargestellt.

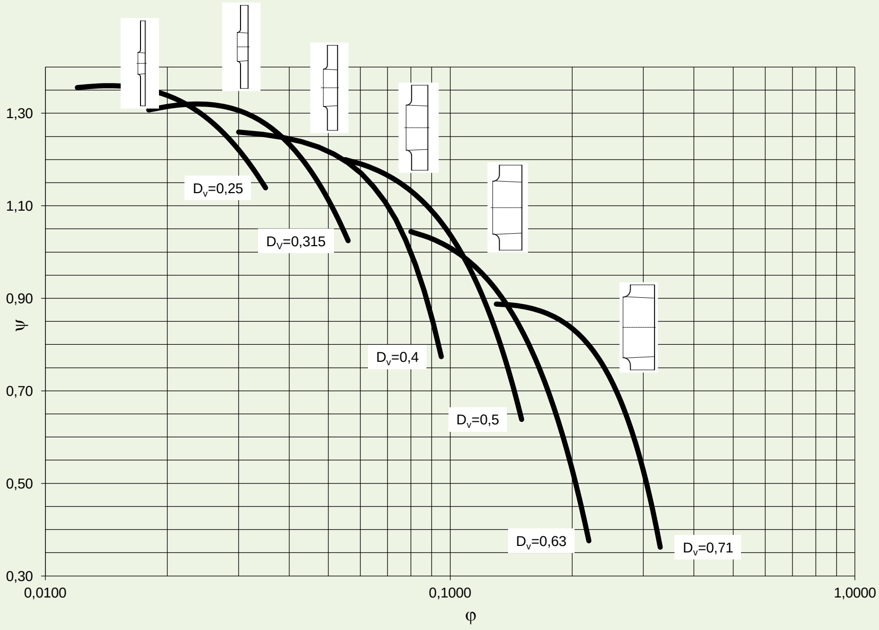


Bild12: Durchmesserverhältnis

3 Lufttechnische Anlagen

3.1 Beschreibung

Lufttechnische Anlagen bestehen aus Bauteilen, die zur Führung, Umlenkung, und zum Erreichen anderer technischer Erfordernisse wie Reinigung, Erwärmung usw. eines strömenden gasförmigen Mediums erforderlich sind. Beim Durchströmen dieser Bauteile verliert das Medium durch Reibung, Verwirbelung, Umlenkung usw. von
seiner ihm anhaftenden Energie. Man spricht vom Druckverlust des Bauteils p_r in Pa.

3.2 Arten von Druckverlust

In Anlagen können unterschiedliche Druckverluste auftreten. Ihre Funktion hängt von strömungstechnischen Gesetzmäßigkeiten ab.

3.2.1 Geschwindigkeitsunabhängige Druckverluste

Diese Art von Druckverlust tritt im technischen Bereich nur beim Durchströmen von Flüssigkeiten auf. Der Druckverlust errechnet sich nach

$$\boxed{p_r = g \cdot H \cdot \rho = \text{konst}.}$$

wobei H die Höhe der Flüssigkeitssäule in m, ρ_{Fl} die Dichte der Flüssigkeit in kg/m^3 und p_r der Druckverlust in Pa ist.
In der Auswirkung gleichzusetzen sind druckabhängig gesteuerte Bauelemente wie Drosselklappen, Brenner usw., die ebenfalls einen konstanten, von der Gasgeschwindigkeit unabhängigen Druckverlust aufweisen.

3.2.2 Geschwindigkeitsabhängige Druckverluste

Alle anderen Arten von Druckverlust in Anlagenteilen sind geschwindigkeitsabhängig. Allgemein gilt $\boxed{p_r = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2}$

Darin bedeuten:
p_r Druckverlust des Bauteiles in Pa durch Reibung
ζ Verlustbeiwert des Bauteiles
ρ Dichte des Mediums in kg/m^3
c Geschwindigkeit des Mediums in m/s

3.3 Druckverluste von geraden, runden Rohren

Für dieses, besonders häufig auftretende Bauteil wird der Druckverlust nach folgender Formel berechnet: $\boxed{p_r = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2}$

mit: λ Rohrreibungszahl
l Länge der Rohrleitung in m
d Durchmesser der Rohrleitung in m.
Die Größe von λ wurde von mehreren Autoren empirisch untersucht. Dabei wurden– abhängig von der Reynoldszahl Re- zwei unterschiedliche Bereiche festgestellt.

3.3.1 Laminare Strömung

Voraussetzung für das Auftreten einer laminaren Strömung ist eine Reynoldszahl von weniger als 2320.
In lufttechnischen Anlagen tritt diese, bis auf das Durchströmen sehr dichter Filtermedien, praktisch nicht auf.

Im Laminarbereich gilt $\boxed{\lambda = \frac{64}{Re}}$

3.3.2 Turbulente Strömung

Für den großen Rest von praktisch auszuführenden lufttechnischen Anlagen bleibt der Bereich von Reynoldszahlen > 2320 übrig, der Bereich der turbulenten Strömung. Für diesen Bereich wurde für λ eine Abhängigkeit von der Reynoldszahl selbst und darüber hinaus von der absoluten Rohrrauhigkeit “k” festgestellt. Diese λ- Werte können aus Diagrammen (z.B. Moody- Diagramm) abgelesen werden. Die praktische Arbeit wird erheblich durch Diagramme oder Zahlentafeln vereinfacht, in denen die obigen Abhängigkeiten bereits ausgewertet sind und jeweils auf ein rundes Rohr mit 10 m Länge bezogen sind.

Zahlentafel 10: Druckverluste p_r für 10 m gerades, rundes Rohr. Absolute Rauigkeit 0,1 mm; Dichte = 1,2 kg/m^3.

Rohr-Ø in mm	pd in Pa 15,0	18,8	23,8	30,2	38,4	48,6	60,0	75,3	93,7	118	154	194	240	301	375	470	595	756	960	1220	1500
	c in m/s 5	5,6	6,3	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40	45	50
100	38,0	47,0	58,0	73,0	91,0	115	140	170	210	260	340	420	520	640	790	990	1300	1600	2000	2500	3100
112	33,0	41,0	51,0	63,0	79,0	99,0	120	150	180	230	300	370	450	560	690	860	1100	1400	1700	2200	2700
125	29,0	36,0	44,0	55,0	69,0	86,0	105	130	160	200	260	320	390	490	600	750	940	1200	1500	1900	2300
140	25,0	31,0	38,0	48,0	60,0	75,0	91,0	115	140	170	220	280	340	420	520	650	820	1050	1300	1600	2000
160	21,0	26,0	33,0	41,0	51,0	64,0	78,0	96,0	120	150	190	240	290	360	450	550	700	880	1100	1400	1700
180	18,0	23,0	28,0	35,0	44,0	55,0	67,0	83,0	100	130	170	210	250	310	390	450	600	760	960	1200	1500
200	16,0	20,0	25,0	31,0	39,0	48,0	59,0	73,0	90	110	145	180	220	280	340	420	530	670	850	1050	1300
224	14,0	17,0	22,0	27,0	34,0	42,0	51,0	64,0	78,0	97,0	125	160	190	240	300	370	460	580	730	920	1200
250	12,0	15,0	19,0	24,0	30,0	37,0	45,0	56,0	68,0	85,0	110	140	170	210	260	320	400	510	640	810	990
280	11,0	13,0	16,0	21,0	26,0	32,0	39,0	48,0	60,0	74,0	96,0	120	150	180	230	280	350	440	560	700	860
315	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	34,0	42,0	51,0	64,0	83,0	100	130	160	200	240	310	380	480	610	750
355	8,0	10,0	12,0	15,0	19,0	24,0	29,0	36,0	45,0	56,0	72,0	84,0	110	140	170	210	260	330	420	530	650
400	7,0	9,0	11,0	13,0	17,0	21,0	25,0	31,0	39,0	48,0	62,0	77,0	100	120	150	180	230	290	360	460	560
450	6,0	7,0	9,0	12,0	14,0	18,0	22,0	27,0	33,0	42,0	54,0	67,0	82,0	100	130	160	200	250	310	400	490
500	5,0	6,0	8,0	10,0	13,0	16,0	19,0	24,0	29,0	37,0	47,0	59,0	72,0	90,0	110	140	180	220	280	350	430
560	5,0	6,0	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	21,0	26,0	32,0	41,0	52,0	63,0	78,0	97,0	120	150	190	240	300	370
630	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	18,0	22,0	28,0	36,0	45,0	55,0	68,0	84,0	105	130	170	210	270	330
710	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10,0	13,0	16,0	19,0	24,0	31,0	39,0	48,0	59,0	73,0	91,0	120	150	180	230	280
800	3,0	4,0	5,0	5,0	7,0	9,0	11,0	14,0	17,0	21,0	27,0	34,0	41,0	51,0	63,0	79,0	99,0	130	160	200	250
900	3,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	18,0	23,0	29,0	36,0	44,0	55,0	68,0	86,0	110	140	170	210
1000	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10,0	13,0	16,0	21,0	26,0	32,0	39,0	48,0	60,0	76,0	96,0	120	150	190
1120	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	34,0	42,0	53,0	66,0	83,0	105	130	160

3.4 Druckverluste von rechteckigen und anderen Kanälen

Hier gilt ähnlich wie bei runden Rohrleitungen $\boxed{p_r = k \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2}$

Darin ist
k ein Berichtigungsfaktor für λ,

d_h der hydraulische Durchmesser $\boxed{d_h = \frac{4 \cdot A}{U}}$

U= Umfang der Leitung in m
A=Querschnitt der Leitung in m²

Für rechteckige Leitungen ist k in Bild 10 abhängig vom Seitenverhältnis a:b (a > b)dargestellt.

Für Leitungen beliebigen Querschnitts, die allerdings in der Praxis selten in größeren Längen vorkommen, ist k zu berechnen nach

$$\boxed{k = \sqrt[10]{\frac{U^2}{4 \cdot \pi \cdot A}}}$$

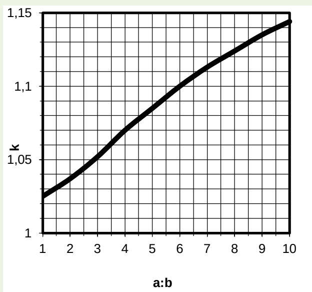


Bild 10: Faktor k für rechteckige Leitungen

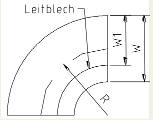
3.5 Druckverluste von Formstücken

Unter Formstücken werden Krümmer, Übergänge, Abzweigungen, Klappen usw. verstanden. Der Druckverlust p_r wird mit Hilfe des Verlustbeiwertes ζ auf den dynamischen Druck p_d bezogen. Bei verschiedenen Ein- und Austrittsquerschnitten am Formstück ist der Index 1 oder 2 anzugeben.

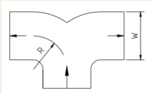
$$\boxed{p_r = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \zeta \cdot p_d}$$

Die entsprechenden ζ-Werte sind größtenteils nur durch versuche zu ermitteln. Wichtige ζ-Werte sind in Zahlentafel 11 zusammengestellt.

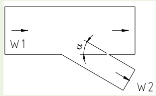
Zahlentafel 11: Verlustbeiwerte von Formstücken



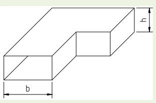
R/W	0,5	0,75	1	2
W_1/W=0,25→ζ	0,4	0,25	0,3	0,1
W_1/W=0,5 →ζ	0,5	0,3	0,2	0,1



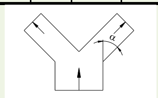
R/W	0,5	0,75	1	2
○ →ζ	1,1	0,6	0,4	0,2
□ →ζ	1,1	0,5	0,25	0,1



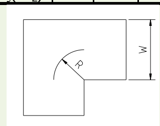
W2/W1	0,6	0,8	1	2
α=60°→ζ(W_2)	2,2	1,3	0,8	0,5
α=45°→ζ(W_2)	1,3	0,7	0,4	0,4



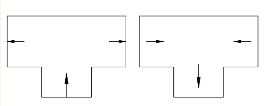
h/b	0,25	0,5	1,0	2,0
ζ	2,1	1,7	1,2	0,6



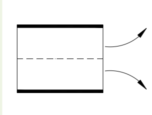
α°	10	30	45	60
ζ	0,1	0,3	0,7	1,0



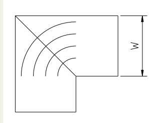
R/W	0	0,2	0,4	0,6	0,8
ζ	1,4	0,7	0,6	0,7	1,1



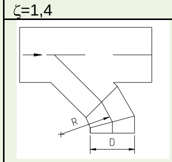
ζ=1,4



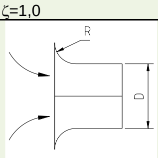
ζ=1,0



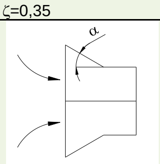
ζ=0,35



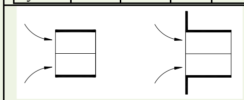
R/D	0,5	0,75	1	1,5	2
ζ	1,3	0,9	0,8	0,6	0,5



R/D	0,25	0,5	0,75	1
ζ	0,2	0,1	0,05	0,05

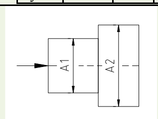


α°	15	30	45	60
○□ζ	0,5	0,3	0,3	0,4

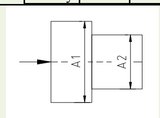


□ζ = 1,25 □ζ = 0,7

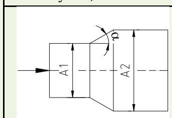
○ζ = 0,9 ○ζ = 0,6



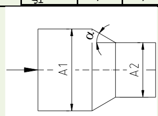
A_1/A_2	0,2	0,4	0,6	0,8
$ζ_1$	0,7	0,4	0,2	0,1



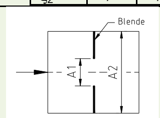
A_2/A_1	0,2	0,4	0,6	0,8
$ζ_2$	0,45	0,3	0,2	0,1



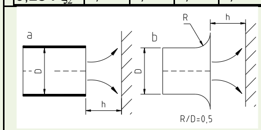
A_1/A_2	α°5	7,5	10	15	30
0,5→$ζ_2$	0,07	0,09	0,13	0,21	0,28
0,25→$ζ_2$	0,13	0,20	0,28	0,46	0,63



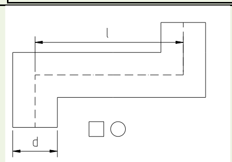
A_2/A_1	0,2	0,4	0,6	0,8
$ζ_2$	0,08	0,08	0,06	0,02
für α =10-45°				



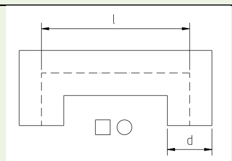
A_1/A_2	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
$ζ_1$	0,28	0,78	1,82	3,8	8,1



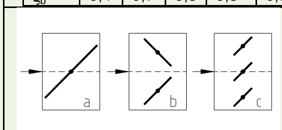
h/D	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$ζ_a$	-	1,6	1,2	1,05	1
$ζ_b$	0,4	0,7	0,8	0,8	0,8



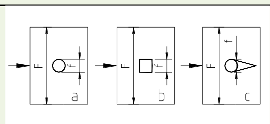
l/d	0	0,5	1	2
ζ	0	1,6	1,9	2,1



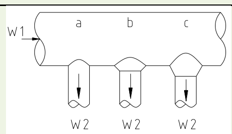
l/d	1	2	3	4
ζ	3,5	1,6	1,7	1,7



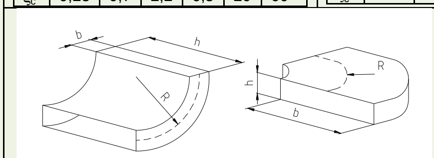
α°	0	15	30	45	60	75
$ζ_a$	0,4	0,6	3,5	17	95	600
$ζ_b$	0,35	1,1	3,3	10	30	90
$ζ_c$	0,25	0,7	2,2	6,5	20	60



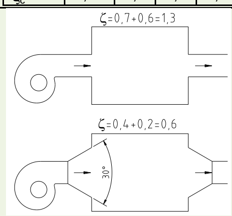
f/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$ζ_a$	0,2	0,4	0,75	1,3	2,0
$ζ_b$	0,7	1,0	1,8	2,9	4,0
$ζ_c$	0,07	0,15	0,35	0,6	0,9

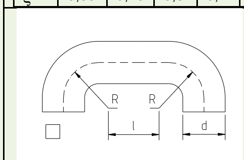


W_2/W_1	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
$ζ_a$	7,0	3,4	2,0	1,5	0,9
$ζ_b$	5,0	2,2	1,2	0,9	0,5
$ζ_c$	4,7	1,9	0,9	0,6	0,4

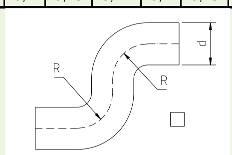


h/b	0,25				0,5				0,75 bis 3,0			
R/b	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	1,5	2,0
ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,45	0,3	0,2	0,15	0,4	0,2	0,15	0,1

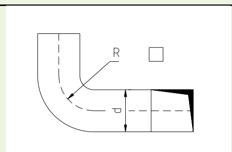




R/d=1,5; l=0→ζ=0,3; l=d→ζ=0,2



R/d=1,5 ζ=0,4



R/d=1,5 ζ=0,3

3.5.1 Krümmer

Scharfe Rohrkrümmer (siehe Zahlentafel 11) weisen sehr hohe Beiwerte ζ auf und sind möglichst zu vermeiden.

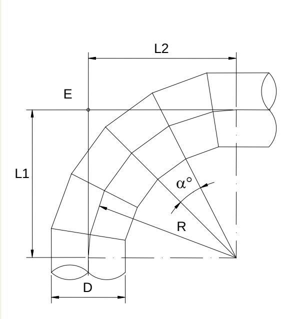


Bild 11: Segmentkrümmer

Ein günstiger Segmentkrümmer ist in Bild 11 dargestellt. Winkel α kleiner als 22,5° sind günstig, noch besser solche von 15° bis 18°. Das Verhältnis R/D ist von großem Einfluss auf den ζ-Wert. (siehe Zahlentafel 12)
Wenn der Krümmerwinkel α weniger als 90 ° beträgt, wird der Verlustbeiwert

$$\boxed{\zeta = \zeta_{90°} \cdot \sin\alpha}$$

Zahlentafel 12: Verlustbeiwerte für Segmentkrümmer

D[mm]	R/D						
	1	1,5	2	3	4	5	6
50	0,63	0,50	0,45	0,42	0,43	0,48	0,53
63	0,61	0,49	0,43	0,41	0,42	0,46	0,51
80	0,58	0,47	0,42	0,39	0,40	0,43	0,48
100	0,56	0,45	0,40	0,37	0,38	0,41	0,46
125	0,55	0,44	0,39	0,36	0,37	0,40	0,44
160	0,53	0,42	0,38	0,35	0,36	0,38	0,42
200	0,52	0,41	0,36	0,34	0,35	0,37	0,41
250	0,50	0,39	0,34	0,32	0,33	0,36	0,39
315	0,47	0,37	0,33	0,31	0,32	0,34	0,37
400	0,45	0,35	0,32	0,29	0,30	0,33	0,35
500	0,43	0,34	0,30	0,28	0,29	0,31	0,34
630	0,41	0,32	0,29	0,27	0,28	0,30	0,32
800	0,39	0,31	0,28	0,25	0,26	0,28	0,31
1000	0,38	0,30	0,26	0,24	0,25	0,27	0,30
1250	0,36	0,28	0,25	0,23	0,24	0,26	0,28

3.5.2 Lochbleche, Gitter, Siebe

<u>Durchströmen</u>

Die ζ-Werte für Lochbleche und Siebe sind aus Zahlentafel 10 zu entnehmen. Gitter sind als Lochbleche, die in irgendwelchen Zierformen gestanzt sind, zu betrachten.

Für den Fall des Durchströmens gilt $\boxed{p_r = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_1^{\,2}}$

c_1 ist immer auf die volle Fläche (nicht auf die freie!) bezogen. Das Verhältnis freie zu volle Fläche bezeichnet man mit m

Zahlentafel 13: ζ-Werte für Durchfluss

m	Lochblech ζ	Siebe ζ
0,30	14,0	5,5
0,35	9,0	3,5
0,40	6,0	2,3
0,45	3,9	1,5
0,50	3,0	1,0
0,55	2,0	0,7
0,60	1,4	0,4
0,65	1,0	0,3
0,70	0,7	0,2
0,75	0,5	0,12
0,80	0,3	0,08

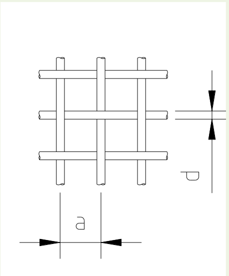


Bild 12: Sieb

Für Siebe nach Bild 12 gilt $\boxed{m = \left(\frac{a-d}{a}\right)^2 = \left(1 - \frac{z \cdot d}{n}\right)^2}$

mit a = Drahtabstand, d =Draht- dicke, z = Maschenzahl auf n mm.

Für Siebe mit mehr als 5 Maschen auf 10 mm treffen die Werte der Zahlentafel 13 nicht mehr zu. Sie müssen gesondert untersucht werden.

<u>Einströmen</u>

Wenn in einer Leitung ein statischer Unterdruck p_s herrscht, gilt für die Einströmverluste eines Gitters

$$\boxed{p_s = (\zeta + 1) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2}$$

wobei c die Geschwindigkeit in der Leitung ist.

$$\boxed{c = \sqrt{\frac{1}{\zeta + 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_s}{\rho}}}$$

<u>Ausströmen</u>

Wenn in einer Leitung ein statischer Überdruck p_s herrscht, gilt für die Ausströmverluste eines Gitters

$$\boxed{p_s = (\zeta + 1) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2}$$

wobei c die Geschwindigkeit in der Leitung ist.

3.5.3 Stoßverlust

Ein wichtiger Druckverlust ist ein plötzlicher Querschnittssprung. Der Verlust, der durch die Verzögerung von c_1 auf c_2 entsteht, nennt man Stoßverlust

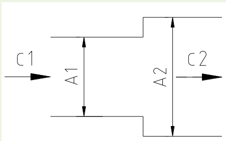


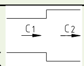
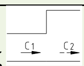
Bild 13 Querschnittssprung

Er lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$\boxed{p_v = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_1^2 \cdot \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2}$$

Die ζ- Werte dieses Verlustes sind in Zahlentafel 14 dargestellt.

Zahlentafel 14: ζ-Werte für Querschnittssprung

A_2/A_1	ζ 	ζ 
1,5	0,12	0,18
2,0	0,23	0,33
2,5	0,34	0,50
3,0	0,43	0,61
3,5	0,49	0,71
4,0	0,53	0,80

3.5.4 Diffusor

Eine allmähliche Querschnittsveränderung nennt man Diffusor. Ein Diffusor nach Bild 14 verwandelt p_d in p_s . Es wird ein Rückgewinn $p_{rück}$ erzielt. Mit dem Diffusor- Wirkungsgrad η

$$\boxed{\eta = \frac{p_{rück}}{p_{d1} - p_{d2}}}$$

ergibt sich die Bilanz

$$\begin{aligned}
p_r &= (1 - \eta) \cdot \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2}\right) \cdot p_{d1} \\
p_{d2} &= \frac{A_1^2}{A_2^2} \cdot p_{d1} \\
p_{rück} &= \eta \cdot \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2}\right) \cdot p_{d1} \\
\hline
p_{d1} &= p_{d1}
\end{aligned}$$

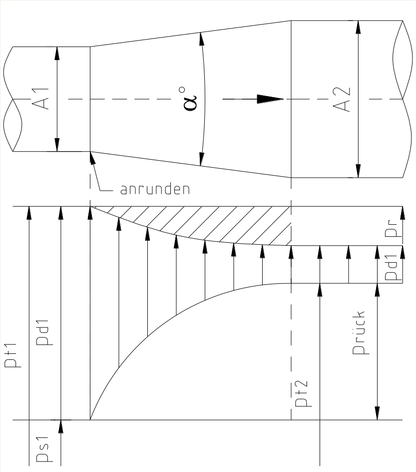


Bild 14: Diffusor

Der Erweiterungswinkel sollte innerhalb einer Rohrleitung α= 8-10° und hinter einem Ventilator α= 10-12° betragen.
Hierbei ergeben sich ungefähre Wirkungsgrade
innerhalb einer Rohrleitung:

$$\eta = 0{,}25 \cdot \frac{A_1}{A_2} + 0{,}75$$

und hinter einem Ventilator:

$$\eta = 0{,}20 \cdot \frac{A_1}{A_2} + 0{,}80$$

3.6 Anlagenkennlinie

In den voran gegangenen Abschnitten und wurden drei verschiedene Abhängigkeiten des Bauteildruckverlustes von der Geschwindigkeit und damit vom Volumenstrom festgestellt.

- Verluste vom Volumenstrom unabhängig
- Verluste vom Volumenstrom proportional abhängig
- Verluste vom Volumenstrom quadratisch proportional abhängig. Wenn man diese Abhängigkeiten mathematisch ausdrückt, erhält man die folgenden drei Funktionen:

$$p_r = c \quad p_r = c \cdot \dot{V} \quad p_r = c \cdot \dot{V}^2$$

Je nach Auftreten der einzelnen Widerstandsarten in einer Anlage kann man die Anlagenkennlinie errechnen und aufzeichnen.
Beispiel 7:
Durch eine lufttechnische Anlage sollen 2,0 m3/s Luft gefördert werden. Die Anlage besteht aus einem Feinstfilter am Ansaug mit einem Druckverlust von 10,00 hPa, einer geeigneten Rohrleitungsführung mit einem Druckverlust von 45,00 hPa und einer Wasservorlage von 1 m Höhe, durch die die Luft austritt.

Bauteil	Feinstfilter	Rohrleitung	Wasser-vorlage
Verlustart	$p_r=c\,\dot{V}$	$p_r=c\,\dot{V}^2$	$p_r=c$
c	5,0	11,25	98,1
Formel	$5{,}0\,\dot{V}$	$11{,}25\,\dot{V}^2$	98,1

Mit den erhaltenen Formeln lässt sich nunmehr die Anlagenkennlinie errechnen und entsprechend Bild 15 aufzeichnen.

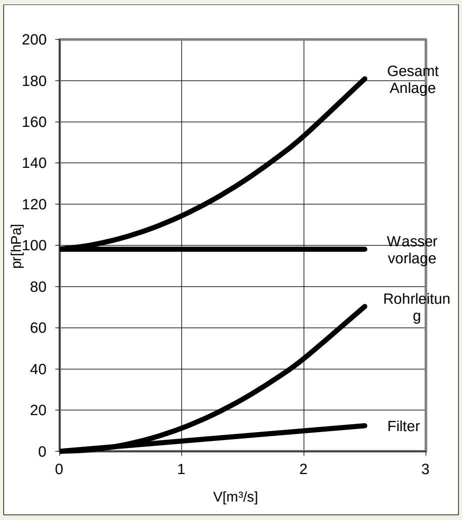


Bild 15: Anlagenkennlinie

4 Ventilator und Anlage

4.1 Kennlinien und Betriebspunkt

Wenn für eine projektierte Anlage ein Ventilator ausgelegt werden soll, müssen die beiden Kennlinien $-\Sigma pr = f(\dot{V})$ für die Anlage und $\Delta p_t = f(\dot{V})$ für den Ventilator aufeinander abge-stimmt sein. Der sich zwangsläufig ergebende Betriebspunkt des Systems ist durch den Schnittpunkt der beiden genannten Kennlinien eindeutig definiert. Eine Veränderung des so festgelegten Betriebspunktes ist nur durch Änderung der Ventilatorkennlinie oder der Anlagenkennlinie möglich.

Beispiel 8:

Ein Ventilator mit einer gegebenen Kennlinie soll in eine Anlage mit rein quadratischen

Druckverlusten eingebaut werden, die für einen Volumenstrom von 2,0 m3/s mit einem Druckverlust von 140 daPa ausgerechnet wurde. Wo stellt sich der Betriebspunkt ein?

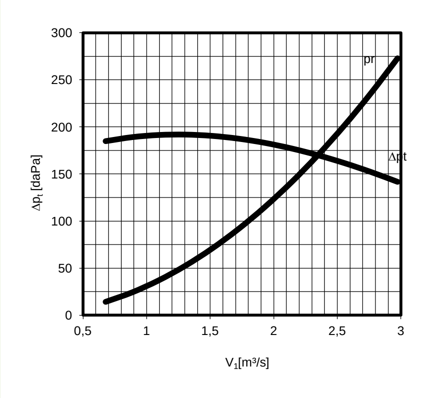


Bild 16: Betriebspunkt

Aus Bild 16 ergibt sich der Betriebspunkt des Ventilators im Anlagensystem zu $\dot{V}$ = 2,35 m3/s mit Δp_t = 172 daPa.

4.2 Abweichungen des Betriebspunktes

Die Kennlinie des Ventilators ist durch Versuche festgelegt. Sie wird durch Baugröße und Drehzahl so definiert, dass der gewünschte Betriebspunkt mit geringen zu-lässigen Abweichungen erreicht wird. Die Kennlinie der Anlage wird in den meisten Fällen dadurch festgelegt, dass die Verluste der einzelnen Anlagenkomponenten für den gewünschten Volumenstrom errechnet werden. Dabei ist es durchaus möglich, dass die errechnete Anlagenkennlinie mehr oder weniger stark von der wirklichen abweicht.

Wie sich solche Abweichungen auswirken können, ist im folgenden Beispiel gezeigt.

Beispiel 9:

Es wird ein Ventilator mit 2,0 m³/s und 180 daPa ausgelegt. Der wirkliche Druckverlust liegt aber bei 140 daPa. Was sind die Folgen und wie sind sie zu beheben?

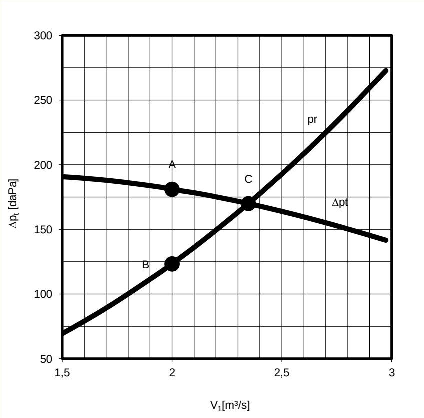


Bild 17: Betriebspunktfehler

Der Ventilator wird nach Bild 17 mit 2,0 m3/s und 180 daPa in Punkt A ausgelegt. Dabei würde P_W 4,4 kW betragen und ein Motor von 5,5 kW installiert. Der Betriebspunkt der Anlagenkennlinie liegt aber in Punkt B bei 2,0m³/s und 125 daPa. Der wirkliche Betriebspunkt des Systems liegt jedoch weder in A noch in B, sondern im Schnittpunkt der beiden Kennlinien, nämlich in C.

Der Volumenstrom liegt bei 2,33 m³/s, aber auch die Wellenleistung erhöht sich auf 5,6 kW. Der installierte Motor wäre also überlastet.

Der Ventilator kann gedrosselt werden, d.h. der Verlust der Anlage wird bei 2,0 m³/s durch eine Drosselklappe zusätzlich um 55 daPa erhöht. Der Betriebspunkt liegt dann in C. Die Ventilatorkennlinie kann aber auch durch Drehzahlabsenkung in den Betriebspunkt B gebracht werden. Die Wellenleistung würde dann 3,4 kW betragen und die Installation eines Motors mit 5,5 kW ausreichen.

4.3 Betriebspunkt bei Änderung der Betriebsverhältnisse

Wird der Druckverlust einer Anlage nachträglich erhöht, z.B. durch Einbau eines Filters, Verlängerung der Rohrleitung o.ä. muss zur Förderung des gleichen Volumen-stroms die Ventilatorkennlinie durch Drehzahlkorrektur auf die neuen Beding-ungen eingestellt werden.

Beispiel 10:

In eine Anlage mit 2,35 m³/s und 170 daPa wird nachträglich ein Druckverlust von 50 daPa eingebaut. Um wie viel muss die Drehzahl des Ventilators erhöht werden um wieder 2,35 m³/s zu fördern?

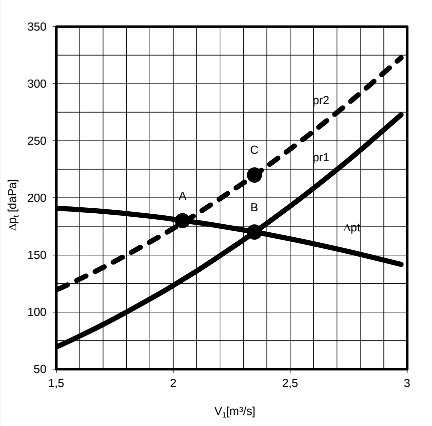


Bild 18: Betriebspunktkorrektur

Die Ventilatorkennlinie durch den alten Betriebspunkt B in Bild 18 wird mit der neuen Anlagenkennlinie p_{r2} zum Schnitt gebracht. Damit ergibt sich der neue Betriebspunkt A ohne Drehzahlerhöhung mit 2,04 m³/s. Die Drehzahl muss um

$$\frac{\dot{V}_B}{\dot{V}_C} = \frac{2{,}35}{2{,}04} = 1{,}15$$

erhöht werden.

4.4 Zusammenarbeiten mehrerer Ventilatoren

Es kommt vor, dass mehrere Ventilatoren in einer lufttechnischen Anlage zusammen arbeiten. Dabei ist grundsätzlich zu unterscheiden zwischen hintereinander geschalteten und parallelgeschalteten Ventilatoren.
Bei Hintereinanderschaltung setzt sich die Summenkennlinie (gemeinsame Ventilator-kennlinie) der Ventilatoren derart aus den einzelnen Ventilatorkennlinien zusammen, dass sich die Gesamtdrücke der einzelnen Ventilatoren bei gleichen Volumenströmen addieren.
Bei Parallelschaltung addieren sich bei gleichen Gesamtdrücken die Volumenströme der einzelnen Ventilatoren zur Summen-kennlinie.
In Bild 19 sind diese Fälle für zwei Ventilatoren mit der gleichen Einzelkennlinie “E” aufgetragen. Die Summenkennlinie “R”. ergibt sich bei Reihenschaltung, die Summenkennlinie “P” bei Parallelschaltung

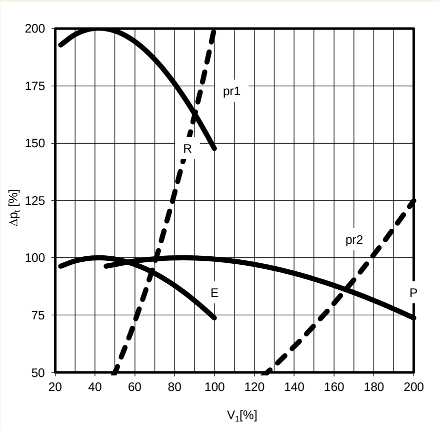


Bild 19: Summenkennlinie

Aus dem oben Gesagten darf unter keinen Umständen geschlossen werden, dass zwei gleiche, hintereinander geschaltete Ventilatoren in einer Anlage den doppelten Gesamtdruck, oder dass zwei gleiche, parallel geschaltete Ventilatoren in einer Anlage den doppelten Volumenstrom wie ein einzelner Ventilator erzeugen. Wie Bild 19 zeigt, hängt das Ergebnis völlig von der Kennlinie der angeschlossenen Anlage ab. Ist diese eine steil ansteigende Parabel, kann es sogar geschehen, dass eine Reihenschaltung einen größeren Volumenstrom ergibt als eine Parallelschaltung. In Bild 19 ist das der Fall bei der Anlagenkennlinie “p_{r1}”. Ein Zusammenarbeiten von Ventilatoren in einer Anlage muss in jedem Fall gut überlegt werden, da je nach Form der Einzelkennlinien komplizierte und mehrdeutige Summenkennlinien entstehen können.

4.5 Regelung von Ventilatoren

Unter Regelung von Ventilatoren versteht man üblicherweise die Anpassung des Volumenstroms an eine vorhandene Anlagenkennlinie.

4.5.1 Drosselregelung

Die einfachste Regelung ist die Regelung mit einer Drosselklappe. In das Anlagensystem wird eine verstellbare Blende eingebaut, die je nach ihrem Durchflussquerschnitt die Anlagenparabel verändert und zu einem neuen Schnittpunkt mit der Ventilatorenkennlinie führt

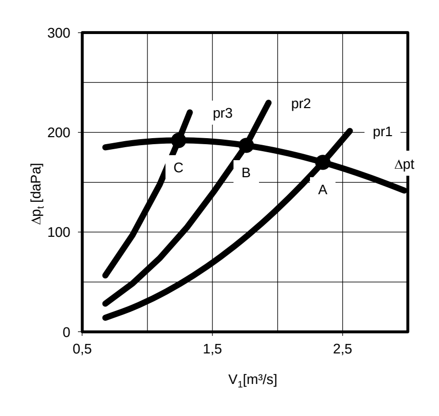


Bild 20: Drosselregelung

Bild 20 zeigt, dass bei der Drosselregelung die Kennlinie des Ventilators weiter links, bei einem höheren Druck, geschnitten wird, der dann noch zusätzlich weggedrosselt werden muss. Außerdem sinkt bei stärkerer Drosselung, also bei Betrieb auf dem linken Ast der Kennlinie, der Wirkungsgrad. Bei einer Drosselung des Volumenstromes von Schnittpunkt A auf C, ändert sich der Volumenstrom auf ca. 50%. Die Wellen-leistung ändert sich nur um 25%. Hieraus wird deutlich, dass eine Drosselregelung eine unwirtschaftliche Anpassung an die Anlagenkennlinie ist.

4.5.2 Drehzahlregelung

Eine bedeutend wirtschaftlichere Art der Regelung ist die Drehzahlanpassung über regelbare Antriebe. Hierbei wird der Ventilator immer im günstigen Drehzahlbereich betrieben. Die Anlagenparabel bleibt erhalten, während die Ventilatorkennlinie sich nach den Proportionalitätsgesetzen ändert. Nachteilig bei dieser Regelungsart sind die hohen Investitionskosten für einen Frequenzumrichter, sowie die schlechteren elektrischen Wirkungsgrade im Teillastbereich.

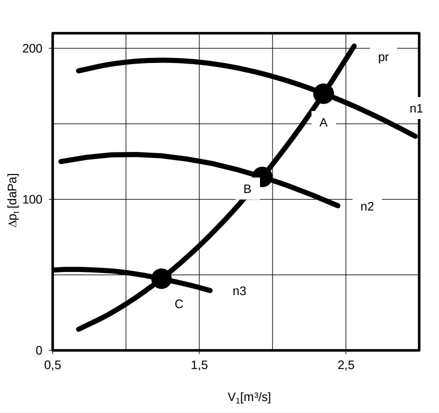


Bild 21: Drehzahlregelung

Bei einer Änderung des Volumenstromes von Schnittpunkt A auf C, ändert sich der Volumenstrom auf ca. 50%. Die Wellen-leistung ändert sich nun um 87,5%. Eine Drehzahlregelung ist also optimal geeignet um die Ventilatorenkennlinie an veränderte Anlagenbedingungen anzupassen

4.5.3 Drallregler

Eine weitere Möglichkeit der Regelung bietet ein Drallregler. Er wird vor dem Ventilator-saugstutzen angeordnet. Mit seinen regel-baren Leitschaufeln verändert er die Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad. Mit der so erzeugten drallbehafteten Strömung beeinflusst er die Ventilatorkennlinie und bietet somit die Möglichkeit der Volumenstromanpassung.

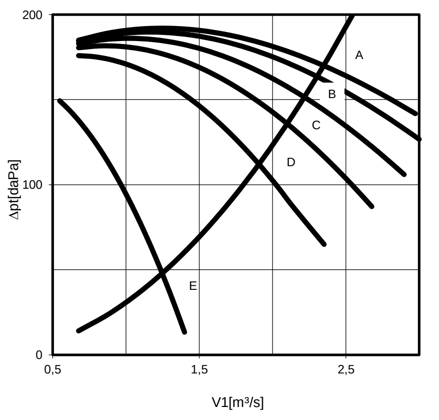


Bild 22: Drallregulierung

Bei einer Änderung des Volumenstromes von Schnittpunkt A auf E, ändert sich der Volumenstrom auf ca. 50%. Die Wellenleistung ändert sich um 44%.

4.6 Einbauhinweise

Beim Einbau eines Ventilators in ein Rohrleitungssystem ist darauf zu achten, dass die Zu- und Abströmung ungestört ist und gleichmäßig erfolgen kann. Auf der Saugseite ist der Einbau hinter Querschnittssprüngen, Krümmern usw. zu vermeiden. An- und Abströmung dürfen nicht schräg oder drallbehaftet erfolgen. Die hierdurch entstehenden Strömungsabrisse haben gravierende Minderleistungen zur Folge. Die auftretenden Schwingungen können gefährliche Schäden am Laufrad hervorrufen. In Bild 22 sind einige Einbausituationen dargestellt, die unbedingt zu vermeiden sind.

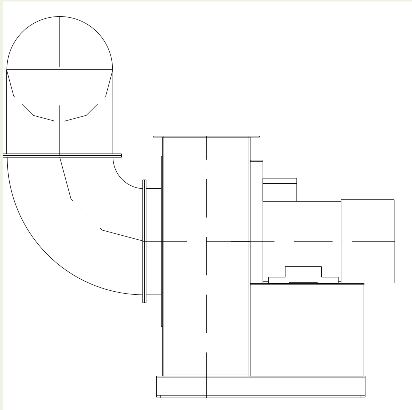
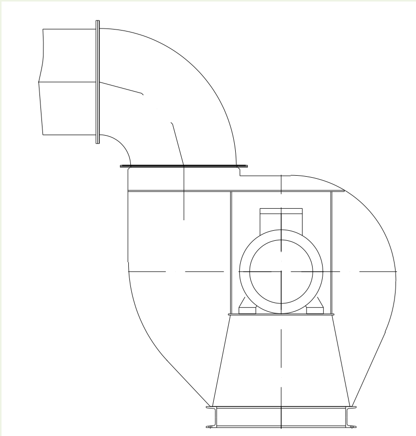
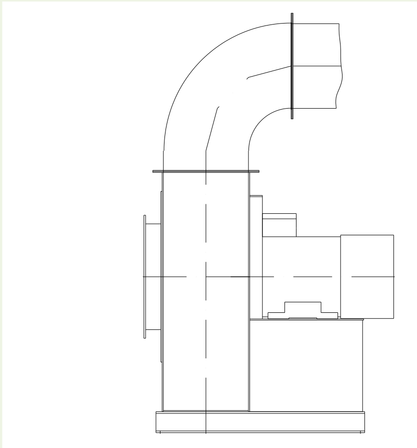




Bild 23: Schlechte Einbaubedingungen

5 Schalltechnische Grundlagen

5.1 Schalltechnische Grundbegriffe

Schalltechnik ist ein Bereich, der sich einerseits an strengen physikalischen Gesetzen, andererseits aber auch am Empfinden des menschlichen Gehörs orientieren muss. Es darf daher nicht verwundern, dass in den Begriffen und den Maßeinheiten der Schalltechnik physikalische und physiologische Definitionen neben-einander stehen.

5.1.1 Definitionen

Schall: Als Schall werden die von Menschen hörbaren Schwingungen von Körpern bezeichnet. Der Hörbereich eines jungen, gesunden Menschen liegt etwa zwischen 16 und 20.000 Schwingungen pro Sekunde.
Infraschall: ist eine Sonderform von Schall mit Schwingungszahlen unterhalb von 16 Schwingungen pro Sekunde.
Ultraschall: ist eine Sonderform von Schall mit Schwingungszahlen oberhalb von 20.000 Schwingungen pro Sekunde.
Ton: Als Ton wird die einfachste Form von Schall bezeichnet, die einen sinusförmigen Frequenzverlauf aufweist.
Klang: Ein Klang entsteht durch harmonische Zusammensetzung mehrerer Töne.
Geräusch: Als Geräusch ist ein Schallvorgang bezeichnet, der sich aus verschiedenen Tönen und Klängen mit ganz willkürlich auftretenden Grundtönen disharmonisch zusammensetzt.
Lärm: Als Lärm wird ein Geräusch bezeichnet, das von einem oder mehreren Menschen als störend empfunden wird.

5.1.2 Maßeinheiten

Ein einfacher Schallvorgang ist, wie jede andere Schwingung auch, durch zwei Maßeinheiten physikalisch eindeutig zu definieren. Die Zahl der Schwingungen pro Sekunde bewertet die Höhe und die Schwingamplitude die Stärke eines Tones.
Tonhöhe: Die Tonhöhe wird im Allgemeinen mit Frequenz bezeichnet. Die zugehörige Maßeinheit ist das Hertz (1 Hz = 1/s). Je niedriger die Frequenz eines Tons ist, umso tiefer wird dieser Ton wahrgenommen. Zehn Oktaven umfasst der menschliche Hörbereich, wobei eine Oktave der Verdoppelung der Frequenz entspricht. Jede Oktave kann in drei Terzen unterteilt werden. Im Bereich der Technik treten reine Töne nur sehr selten auf. Geräusche müssen zur Definition in Einzelbestandteile zerlegt, d.h. analysiert werden. Diese Bestandteile können, je nach Anforderung, Oktaven, Terzen oder sehr schmalbandige Anteile bis hin zum Einzelton sein.
Tonstärke: Die Maßeinheit der Tonstärke ist im Allgemeinen das Dezibel (Abk.: „dB"). Das dB gilt in vielen Bereichen der Physik als die Einheit für logarithmische Maßsysteme. Als ein Pegelmaß ist das dB für sich allein gestellt nicht aussagefähig. Erforderlich ist zusätzlich immer die Angabe der Bezugsgröße für 0 dB. Im Bereich der Akustik gelten die folgenden Bezugsgrößen für 0 dB als vereinbart:
für den Schalldruckpegel $2 * 10^{-4}$ µbar
für den Schalleistungspegel 10^{-12} µW
für den Schallintensitätspegel 10^{-12} µW / m^2
Die Angabe eines Schalldruckpegels von 100 dB müsste also komplett lauten:

$$L_p = 100 \text{ dB re } 2 * 10^{-4} \mu\text{bar}$$

Die A-Bewertung korrigiert das physikalisch Definierte, unbewertete Dezibel frequenzabhängig an das menschliche Gehör-empfinden entsprechend Zahlentafel 12.

Zahlentafel 15: A-Bewertung

Oktavmitten-frequenz in Hz	A-Bewertung
31,5	-39
63	-26,1
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0
2000	1,2
4000	1
8000	-1,1
16000	-6

5.1.3 Begriffe

Schalldruck:
Bei der Ausbreitung von Schall in einem Medium führen dessen einzelne Teilchen eine hin- und hergehende Bewegung mit einer mittleren Geschwindigkeit aus. Der quadratische Mittelwert der entsprechenden Geschwindigkeitsdrücke ist als Schalldruck definiert. Die Maßeinheit für den Schalldruck ist das Mikrobar (μbar). Der Schalldruck ist eine ähnlich dem dynamischen Druck messbare Größe.
Schalldruckpegel:
Durch geeignete Messgeräte - Mikrofon, Vorverstärker, Schallpegelmesser, Bewertungsfilter, Terz- oder Oktavfilter können Schalldrücke als bewertete oder unbewertete Schalldruckpegel Lp für ein komplettes Geräusch oder nur für ausgewählte Frequenzbereiche gemessen werden. Der Schalldruckpegel ist definiert zu

$$L_p = 20 \cdot \log\left(\frac{p}{p_0}\right) dB \quad \text{mit} \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-4} \mu bar$$

Schalleistung:
Die Schalleistung definiert sich aus dem Produkt des quadratischen Schalldrucks und einer zugehörigen Messfläche. Im Gegensatz zum Schalldruck ist sie keine messbare Größe, kann jedoch mit Hilfe der Messfläche (s. dort) aus dem Schalldruck errechnet werden.
Schalleistungspegel:
Der Schalleistungspegel ist ebenfalls keine messbare Größe, kann jedoch aus dem Schalldruckpegel mit Hilfe des Messflächenmasses (s. dort) errechnet werden. Er ändert sich nicht mit dem Abstand vom Messobjekt, so dass es zweckmäßig ist, alle Pegelberechnungen in Leistungspegeln durchzuführen, und erst ganz zum Schluss,
falls erwünscht, in Schalldruckpegel umzurechnen. Der Schallleistungspegel ist eine eindeutige Kenngröße eines Geräusches. Der Schalleistungspegel ist definiert zu

$$L_W = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_0}\right) dB \quad \text{mit} \quad W_0 = 10^{-12} W$$

Schallintensität:
Die Schallintensität ist eine flächenbezogene Schallleistung und hat die Dimension
$\mu W / m^2$.
Schallintensitätspegel:
Der Schallintensitätspegel ist mit paarweisen Spezialmikrofonen messbar, ändert sich aber, wie der Schalldruckpegel, mit der Messfläche. Durch Messung des Intensitätspegels ist es möglich, relativ niedrige Schallpegel aus einem höheren Umgebungspegel heraus zu messen. Außerdem kann der Schallintensitätspegel für Rechenoperationen benutzt werden, bei denen einzelne Schallleistungspegel, die über unterschiedliche Flächen wirksam werden, zu einem gemeinsamen Schallleistungspegel aufaddiert werden müssen.
Der Schallintensitätspegel ist definiert zu

$$L_I = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right) dB \quad \text{mit} \quad I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$$

Messfläche:
Die Messfläche „S" ist die senkrecht zur Schallausbreitung sich erstreckende Fläche, in der der Schalldruckpegel gemessen wird
in einem Kanal oder Rohr → Querschnitt;
auf Boden, Decke oder Wand → Halbkugel;
Rohrleitung im Raum → Zylindermantel;
relativ zum Messabstand großes Objekt → Quader.
Wenn man von gemessenen Schall-druckpegeln auf Schallleistungspegel umrechnen muss, kommt der exakten Bestimmung der Messfläche entscheidende Bedeutung zu.
Messflächenmass:
Das Messflächenmass „Ls" macht eine Aussage über den Unterschied zwischen Schalldruckpegel in der Messfläche und zugehörigem Schallleistungspegel. Das Messflächenmass ist definiert zu

$$L_S = 10 \cdot \log\left(\frac{Sl}{S_0}\right) dB \quad \text{mit} \quad S_0 = 1 m^2$$

Gesamtpegel:
Der Gesamtschallpegel eines Geräusches ist definiert durch die logarithmische Summe aller Einzelpegel im Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 20 kHz, dem menschlichen Hörbereich.

$$\Sigma L = 10 \cdot \log\left(10^{0,1 \cdot L1} + 10^{0,1 \cdot L2} + 10^{0,1 \cdot L3} + \ldots\right)$$

Er ist normalerweise Gegenstand von Gewährleistungen und Kontrollmessungen und kann sowohl unbewertet in „dB", als auch „A"-bewertet in „dB" gemessen und berechnet werden.
Oktavpegel:
Zur besseren Beurteilung eines Geräusches wird der gesamte Hörbereich in zehn definierte Oktaven mit Mittelfrequenzen f_m von 315, 63, 125, 250 , 500, 1 k, 2k, 4 k, 8 k und 16 k Hz eingeteilt. Die logarithmische Summe aller zehn Oktavpegel ergibt wieder den Gesamtpegel; jeder Oktavpegel ist die logarithmische Summe aller darin auf-tretenden Einzelpegel (s. dort).
Terzpegel:
Eine noch aufschlussreichere Beurteilung bietet eine Geräuschanalyse in Terzschritten. Dabei wird der Bereich einer Oktave nochmals in je drei Terzen unterteilt. Der gesamte Hörbereich erhält so 31 Terzen. Die Terzanalyse ermöglicht schon eine grobe Abschätzung, welcher Pegel welcher Ursache zuzuordnen ist.
Einzelpegel:
Mit geeigneten Messgeräten ist es möglich, den gesamten Frequenzbereich in so schmale Einzelbereiche zu unterteilen, dass das Ergebnis praktisch eine Aufreihung aller auftretenden Einzelpegel darstellt. Mit dieser Methode ist es möglich, auftretende Pegel-spitzen eindeutig ihrer Ursache zuzuordnen. Einfügungsdämmmass:
Das Einfügungsdämmmass (DE) eines Bauteiles gibt den Betrag in dB an, um den der Schallleistungspegel durch Dämpfung und / oder Dämmung vermindert wird. Ein DE ist immer nur für einen Frequenzbereich, z. B. eine Oktave, gültig. Um das gesamte DE eines Bauteils anzugeben, ist stets die Angabe der Dämmmasse aller einzelnen Frequenzbereiche erforderlich.

5.2 Schallverhalten

5.2.1 Schallausbreitung im Freien

Die Schallabstrahlung einer Geräuschquelle im Freien erfolgt praktisch ungehindert. Angaben zu Schallpegeln von Maschinen beziehen sich auf diesen Zustand, - Freifeld genannt.

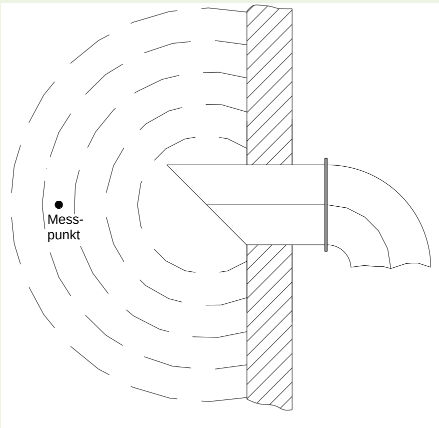


Bild 24: Schallausbreitung

Vernachlässigt man die Reflexionen an der Gebäudewand in Bild 24, misst man am Messpunkt den unmittelbar von der Schallquelle abgestrahlten Schalldruckpegel.

5.2.2 Schallausbreitung im Raum

Die Schalldruckwellen, die von einer Schallquelle in einen Raum abgestrahlt werden, treffen auf die Wände des Raumes und werden dort teilweise absorbiert und teilweise reflektiert. Die Geräusche, die in einem Raum gemessen werden, unterliegen vielen Einflüssen. Die Lage der Schallquelle im Raum, die Position des Messpunktes, die Größe des Raumes im Verhältnis zur Quelle und die akustischen Eigenschaften der Wände spielen hierbei eine große Rolle. Eine Schalldruckangabe ohne Beschreibung des akustischen Raumverhaltens ist nicht aussagekräftig. Erfolgt eine Schallpegel-messung einer Schallquelle in einen Raum, so sind die Ergebnisse ausschließlich für diesen Raum gültig und nicht auf einem anderen Raum übertragbar. Die Einflüsse durch Reflexionen im Raum können zu einer Erhöhung um 10 dB führen.

5.2.3 Entfernungseinfluss

Mit zunehmender Entfernung von einer Schallquelle nimmt der Schalldruckpegel ab. Die Pegelabnahme Δ_{Lt} im Freifeld, ohne Raumeinflüsse, Reflexionen u. ä. errechnet sich theoretisch zu:

$$\boxed{\Delta L_t = 20 \cdot \log a}$$

wobei a der Abstand zur Schallquelle in m bedeutet. In der Praxis hat sich allerdings gezeigt, dass eine Pegelabnahme von 6 dB je Abstandsverdoppelung nicht erreicht wird. Der Wirklichkeit näher kommen 5 dB, die sich aus

$$\boxed{\Delta L_t = 16{,}7 \cdot \log a}$$

ergeben. Diese Pegelabnahme setzt aber erst ein, wenn sich ein homogenes Schallfeld ausgebildet hat. Messungen haben gezeigt, dass sich ein voll ausgebildetes Schallfeld einstellt, wenn der Messabstand a eine Entfernung E von der Schallquelle hat, die sich über die größte Abmessung der Schallquelle (bei Ventilatoren meist die Gesamtlänge l_{ges}) definiert.

$$\boxed{E = 15 \cdot \log l_{ges}}$$

Bei einem Ventilator mit einer Baulänge von 2 m kann man also erst ab einem Abstand von ca. 4,5 m mit einer Pegelabnahme von 5 dB bei einer Abstandsverdoppelung rechnen.

5.2.4 Mehrere Schallquellen

Arbeiten mehrere Schallquellen gleicher Lautstärke nebeneinander, so errechnet sich der Gesamtpegel ΣL nach der Beziehung

$$\boxed{\Sigma L = L + 10 \cdot \log n}$$

mit n = Anzahl der gleichen Schallquellen. Arbeiten mehrere Schallquellen mit unter-schiedlicher Lautstärke zusammen, so ist dem höheren Einzelpegel ein ΔL gemäß Bild 25 hinzu zurechnen.

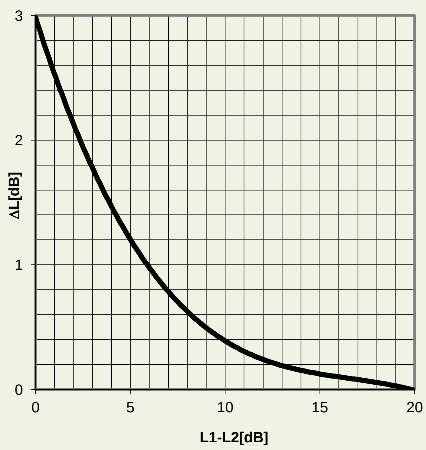


Bild 25: Pegeladdition unterschiedlicher Schallpegel

5.3 Beurteilung von Schallpegeln

Eine schalltechnische Beurteilung oder eine Vorausberechnung der abgestrahlten Schallpegel von Ventilatoren betriebenen Anlagen kann nach dem heutigen Stand der Technik so exakt vorgenommen werden, dass der zu erwartende Schallleistungspegel an beliebigen Messstellen der Anlage unterschiedliche Vorschriften oder spezielle Kundenwünsche nicht überschreitet. Zwingende Voraussetzung für eine solche Beurteilung ist die Kenntnis der vom Ventilator oder weiteren emittierenden Anlagen-komponenten abgestrahlten verschiedenen Schallpegel in Form von Frequenzanalysen.
Nicht ausreichend für eine solche Beurteilung ist die Angabe des Gesamt-Schallleistungspegels einer Maschine, wie er z. B. als Listenwert angegeben ist.
Dieser Listenwert bezieht sich ausschließlich auf die Pegelabstrahlung des Maschinen-gehäuses. Er ist nur dann repräsentativ, wenn die logarithmische Summe der Pegel an Saug- und Druckseite um mindestens 10 dB niedriger liegen. Das ist in den meisten Einsatzfällen durchaus nicht der Fall!

5.3.1 Innerer Schallpegel

Der innere Schallleistungspegel von Radialventilatoren setzt sich aus zwei Einflussgrößen zusammen, einem in erster Linie von der Umfangsgeschwindigkeit abhängigen Strömungsrauschen (L_{W1}) und einem aus der Schaufelzahl und der Drehzahl resultierenden Schaufelton (L_{W2}).

$$L_{W1} = 10 \cdot \log\left(k \cdot \Delta p_t \cdot \dot{V}_1 \cdot \left(\frac{1}{\eta - 1}\right) \cdot \left(\frac{u_2}{c}\right)^m\right)$$

$$L_{w2} = \frac{60 \cdot D_2}{D_2 + b} \cdot \log u_2$$

In diesen Formeln bedeuten:
k = Baureihenfaktor
Δ_{pt} = Gesamtdruckdifferenz
$\dot{V}$ = Volumenstrom
η = Wirkungsgrad
u_2 = Umfangsgeschwindigkeit
c = Schallgeschwindigkeit
m = Machzahlexponent
D_2 = Laufschaufel-Außendurchmesser
b = Laufschaufelabstand
Bei modernen Ventilatorkonstruktionen wird der Schaufelton so beeinflusst, dass er das Strömungsrauschen nicht mehr überragt.

5.3.2 Schallpegel im Umfeld des Ventilators

Der Schallleistungspegel im Umfeld eines Ventilators setzt sich immer aus der logarithmischen Summe der Einzelpegel für Gehäuse L_{WG}, Saugöffnung L_{WS} und Drucköffnung L_{WD} zusammen.

$$L_w = 10 \cdot \log\left(10^{0{,}1 \cdot LWG} + 10^{0{,}1 \cdot LWS} + 10^{0{,}1 \cdot LWD}\right)$$

Jeder dieser drei Einzelpegel kann – abhängig von den Einbauverhältnissen - für die Höhe des Gesamtpegels im Umfeld des Schallerzeugers verantwortlich sein.
Schallpegel des Gehäuses L_{WG}
Der vom Gehäuse abgestrahlte Schallleistungspegel unterscheidet sich vom inneren Schallleistungspegel durch das Einfügungsdämmmass des Gehäuses. Die Größe des Dämmmasses ist frequenz-abhängig und zusätzlich von

- der Art des Gehäusewerkstoffes,
- der Dicke des Werkstoffes
- Verrippungen usw.

abhängig.
Schallpegel der Saugöffnung L_{WS}
Der innere Schallleistungspegel würde sich unter gleichen Bedingungen gleichmäßig, d.h. um je 3 dB niedriger als der innere Pegel, auf die Saug- und die Druckseite aufteilen. Diese Voraussetzung trifft jedoch nur bei Axialventilatoren und Radialventilatoren mit $\sigma > 0{,}5$ zu.
Bei $\sigma < 0{,}5$ treten Schallpegeldifferenzen zwischen Saug- und Druckseite auf, die umso größer werden, je kleiner σ ist. Hier wirken die langen rotierenden Schaufelkanäle offensichtlich als Schalldämpfer.
Schallpegel der Drucköffnung L_{WD}
Bei Axialventilatoren und Radialventilatoren mit $\sigma > 0{,}5$ liegt der Schallleistungspegel der Druckseite um 3 dB niedriger als der innere Schallleistungspegel. Bei geringer werden- dem σ liegen die druckseitigen Pegel um 3 bis 0 dB unter dem inneren Schallleistungspegel.
Zusammenfassend ist festzuhalten, dass bei Ventilatoren ohne zusätzliche Dämm- oder Dämpfungsmaßnahmen der Schallpegel der Druckseite die höchsten Werte vor der Saugseite und der Gehäuseabstrahlung erreicht.

5.3.3 Schallpegel im Umfeld der angeschlossenen Rohrleitung

Der von einem Ventilator an seiner Saug- oder Druckseite in eine angeschlossene Rohrleitung emittierte Schallleistungspegel verliert in einer normalen lufttechnischen Anlage kaum an Energie. Lediglich plötzliche Querschnittserweiterungen oder ungünstige Umlenkungen – von der Strömung her tunlichst zu vermeiden - können wenige dB Dämpfung ergeben; ebenso Rohrleitungs-längen von 100 m und mehr. Die Schall-leistungspegel werden also, auch gegen die Förderrichtung, ungedämpft in der angeschlossenen Rohrleitung weiter trans-portiert. Der Schallpegel im Umfeld dieser Rohrleitung unterscheidet sich vom inneren Schallpegel durch das Einfügungsdämmmass der Leitung. Da dieses, insbesondere im hochfrequenten Bereich nicht besonders hoch ist, kann eine Rohrleitung in entsprechender Entfernung vom eigentlichen Erzeuger wie eine selbständige Geräuschquelle wirken.

5.3.4 Schallpegel an Öffnungen der Rohrleitung

Das, was im vorigen Abschnitt gesagt wurde, gilt im vermehrten Maß für Ansaug- und Ausblasöffnungen an den Leitungen. Hier wirkt nicht einmal das Einfügungsdämmmass der Leitung, sondern lediglich die Mündungsreflexion der freien Öffnung. Bei der akustischen Betrachtung von Anlagen ist diesen Stellen besondere Sorgfalt zu widmen.

5.4 Möglichkeiten zur Schallpegelreduzierung

Grundsätzlich gilt die Regel, dass eine Absenkung des Schallleistungspegels einer mehr oder weniger komplexen Anlage nur dann erfolgreich durchgeführt werden kann, wenn der höchste Einzelpegel ausfindig gemacht und abgesenkt wird. Es sollte sich von selbst verstehen, dass vor dem Einbau von aufwendigen Schallschutzmaßnahmen Überlegungen oder sogar Messungen durchgeführt werden, um den Verursacher des höchsten Einzelpegels einwandfrei zu definieren.

5.4.1 Isolierung und Kapselung

Eine Schallisolierung oder eine Einkapselung eines Bauteils vermindert lediglich den Schallpegel des isolierten oder gekapselten Bauteils, und zwar um das Einfügungsdämmmass der Isolierung.

5.4.2 Schalldämpfer

Ein im Umfeld des Schallerzeugers eingebauter Schalldämpfer reduziert lediglich den in die entsprechende Rohrleitung emittierten Schallpegel um sein Einfügungsdämmmass. Alle anderen Einzel-pegel bleiben unbeeinflusst.

5.4.3 Unterbinden von Körperschallübertragung

Wichtige Voraussetzung bei der Berechnung von Schallpegeln und deren Durchsetzung an der Anlage sind körperschallentkoppelte Anschlüsse des Schallerzeugers zum Fundament und besonders zu den angeschlossenen Rohrleitungen. Diese müssen mittels elastischer Manschetten, Kompensatoren o.ä. angeschlossen werden. Da diese Maschinenelemente, je elastischer, umso mehr akustisch transparent sind, sind sie möglichst innerhalb einer vorgesehenen Schallschutzhaube unterzubringen. Falls eine solche nicht vorhanden ist, sind sie unbedingt durch eine Schallschutzmanschette zu überbrücken.
Je höher die Anforderungen an Schallschutz werden, umso wichtiger ist die Beachtung der Körperschallübertragung. Generell ist bei der Anordnung von Schallschutzelementen zu beachten, dass sich die Schallenergie praktisch verlustfrei von Luftschall in Körperschall und umgekehrt verändert. Durch diese Eigenschaft können in komplexen Anlagensystemen sehr schnell unbeabsichtigte Schallbrücken eingebaut werden.
In Bild 26 ist die Installation eines beidseitig angeschlossenen Ventilators dargestellt, dessen gesamten Schallschutzmaßnahmen zu einer Pegelreduzierung von 20 bis 25 dB gegenüber einem frei aufgestellten Ventilator führen können.

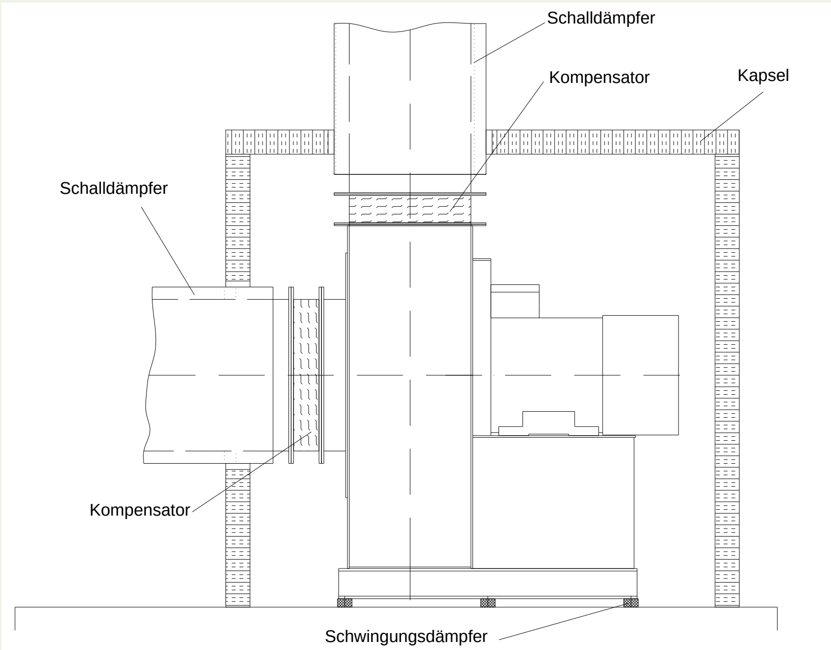


Bild 26: Schallgeschützter Ventilator

6 Messtechnik

6.1 Temperaturmessung

Im Folgenden begrenzen sich die Angaben über Temperaturmessungen auf die Messung von Temperaturen in strömenden Medien.

6.1.1 Messung in strömenden Medien

Als Messgeräte kommen Glasthermometer mit Quecksilberfüllung, Thermoelemente und Temperaturfühler elektrisch anzeigender Geräte zur Anwendung. Die verwendeten Geräte sollen auf den zu erwartenden Messbereich und die gewünschte Ablese-genauigkeit abgestimmt sein. Beim Einbau ist zu beachten, dass der Messfühler mit Sicherheit vom strömenden Medium umspült wird. Ein Einbau in Wirbelbereiche oder Toträume verfälscht die Messergebnisse. Wenn die Temperaturmessstelle in der Nähe einer Druckmessstelle angebracht wird, ist darauf zu achten, dass der Einbau die Druckmessung nicht verfälscht (mögliche Wirbelbildung). Ein günstiger Messpunkt ist stromabwärts von der Druckmessstelle in einem Mindestabstand von 1x Rohrdurchmesser, möglichst um 45° versetzt.

6.2 Druckmessung

Bei der Messung von Drücken in strömenden Medien werden fast grundsätzlich statische Drücke ermittelt. Wie erläutert, ist der statische Druck der einzige, der in jeder Richtung wirkt, also auch senkrecht zur Rohrwand. Eine Druckentnahmebohrung in der Rohrwand ist also eine geeignete Messstelle.
Zur regelgerechten Druckentnahme sind jedoch wichtige Bedingungen einzuhalten. Eine Wandbohrung ist mit 2 mm Durchmesser ausreichend dimensioniert, bei größeren Bohrungen besteht die Gefahr, dass eine miterfasste Komponente des dynamischen Drucks das Messergebnis verfälscht. Außerdem muss die Innenkante zwar gratfrei, darf jedoch nicht gebrochen sein. Für genaue Messungen, beispielsweise an Prüfständen empfiehlt es sich, in der Messebene drei oder vier Druckentnahmestellen anzubringen und diese über einen Ringkanal miteinander zu verbinden (siehe Bild 27). Die so erhaltenen Einzeldrücke p_s werden automatisch zu $p_{s\text{-}m}$ gemittelt und erst dann auf ein Messgerät gegeben.

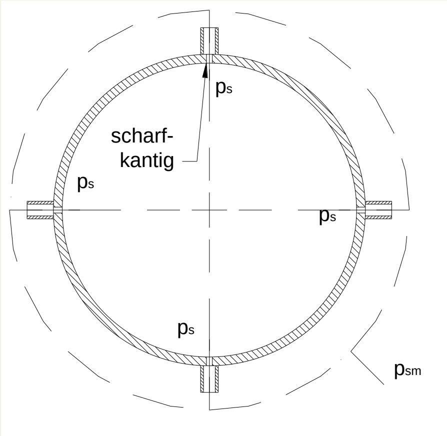


Bild 27: Druckentnahmestelle

6.3 Volumenstrommessung

6.3.1 Messung mit genormten Drosselgeräten

Für Messungen mit kleinsten zulässigen Toleranzen, z.B. in Prüfständen, oder wenn eine andauernde Kontrolle des Volumenstromes erforderlich ist, ist eine Messung mit genormten Drosselgeräten angebracht. Zu diesen gehören Normblende, Normdüse und Normventuridüse. Nähere Angaben sind der DIN 1952 zu entnehmen. In der Praxis wird meist die Normblende im Durchfluss (siehe Bild 28) verwendet, zu der im Folgenden nähere Erläuterungen gegeben sind. Der Massenstrom errechnet sich aus dem Differenzdruck an der Normblende zu:

$$\boxed{\dot{m} = \varepsilon \cdot \alpha \cdot A_{Bl} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{Bl}} \quad kg/s}$$

In dieser Formel bedeuten:

ε die Expansionsziffer
α die Durchflusszahl
A_{Bl} den freien Querschnitt der Blende in m^2
ρ die Dichte des Fördermediums vor der Normblende in kg/m^3 Δp_{Bl} den Wirkdruck an der Normblende in Pa. Die Expansionsziffer ε ist vom Öffnungsverhältnis der Normblende

$$\boxed{m = \left(\frac{d}{D}\right)^2}$$

und vom Wirkdruck an der Blende Δp_{Bl} abhängig. Bei Wirkdrücken unter 2000 Pa kann sie auf 1 gesetzt werden. Die Durchfluss-zahl α ist ebenfalls vom Öffnungsverhältnis der Normblende m und darüber hinaus von der Reynoldszahl der Strömung vor der Blende abhängig. Gängige Werte sind in Zahlentafel 16 zusammengestellt.

$$\boxed{Re = \frac{c \cdot D}{\nu}}$$

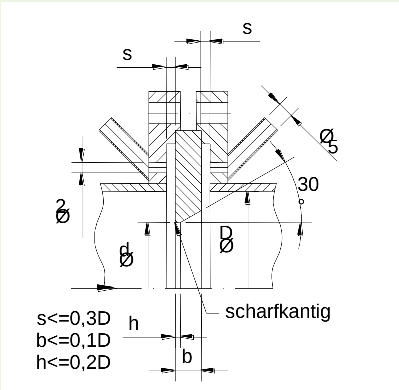


Bild 28: Normblende

Zahlentafel 16: Beiwerte für Normblenden im Durchfluss

	Re	$5*10^3$	$1*10^4$	$2*10^4$	$5*10^4$	$1*10^5$	$1*10^6$	$1*10^7$	$\Delta p_{Bl}/p_d$	ζ
m	m^2				α					
0,1000	0,01	0,6110	0,6073	0,6050	0,6031	0,6025	0,6018	0,6016	275	248
0,1414	0,02	0,6194	0,6142	0,6108	0,6081	0,6073	0,6062	0,6061	136	116
0,2000	0,04	0,6335	0,6260	0,6212	0,6173	0,6160	0,6146	0,6144	65,9	52,7
0,2449	0,06		0,6370	0,6308	0,6260	0,6245	0,6226	0,6223	42,7	32,3
0,2828	0,08		0,6474	0,6403	0,6343	0,6324	0,6303	0,6300	31,3	22,4
0,3162	0,10		0,6577	0,6497	0,6425	0,6401	0,6378	0,6375	24,4	16,7
0,3464	0,12		0,6682	0,6588	0,6507	0,6478	0,6452	0,5449	19,9	13,0
0,3742	0,14		0,6786	0,6679	0,6587	0,6555	0,6526	0,6522	16,6	10,4
0,4000	0,16		0,6890	0,6769	0,6667	0,6633	0,6600	0,6596	14,2	8,52
0,4243	0,18		0,6995	0,6861	0,6749	0,6711	0,6675	0,6670	12,3	7,10
0,4472	0,20		0,7099	0,6954	0,6832	0,6791	0,6751	0,6746	10,8	5,99
0,4690	0,22		0,7206	0,7047	0,6917	0,6871	0,6828	0,6823	9,63	5,11
0,4899	0,24		0,7312	0,7142	0,7003	0,6952	0,6906	0,6899	8,62	4,40
0,5099	0,26		0,7419	0,7237	0,7090	0,7035	0,6984	0,6977	7,77	3,81
0,5292	0,28		0,7526	0,7336	0,7180	0,7121	0,7065	0,7057	7,04	3,32
0,5477	0,30		0,7635	0,7436	0,7269	0,7206	0,7145	0,7136	6,42	2,90
0,5657	0,32		0,7745	0,7538	0,7363	0,7294	0,7228	0,7218	5,87	2,55
0,5831	0,34		0,7859	0,7646	0,7459	0,7385	0,7312	0,7301	5,39	2,25
0,6000	0,36		0,7976	0,7754	0,7554	0,7476	0,7396	0,7384	4,97	1,99
0,6164	0,38			0,7866	0,7656	0,7571	0,7483	0,7470	4,59	1,76
0,6325	0,40			0,7986	0,7763	0,7673	0,7576	0,7561	4,25	1,56

Zwischen den angegebenen Werten von m^2 (nicht von m) kann interpoliert werden!
Die in Zahlentafel 13 ebenfalls angegebenen Werte für den Wirkdruck und den Druckverlust einer Normblende können für Überschlagsrechnungen benutzt werden.

Der Entwurf einer Normblende kann nach zwei Gesichtspunkten erfolgen:
- Eine ausreichende Ablesegenauigkeit einer Anzeige auch bei Teillast erfordert

einen Wirkdruck von etwa 1000 Pa.

6.3.2 Messung mit dem Staurohr

Die Messung des Volumenstromes mit dem Prandtl'schen Staurohr bietet gegenüber der Messung mit Drosselgeräten Vor- und Nachteile. Vorteilhaft ist die Möglichkeit, jederzeit eine Leitung in geeigneter Weise anbohren zu können, um eine Messung ohne Einbauaufwand durchzuführen. Auch entstehen keine bleibenden Druckverluste. Nachteilig ist die Tatsache, dass mehrere Messpunkte im Messquerschnitt abgetastet werden müssen. Für eine Dauermessung ist diese Methode also nicht geeignet.
Am Staurohr werden für die einzelnen Messpunkte gleichzeitig der örtliche Gesamtdruck und der örtliche statische Druck entnommen (siehe Bild 29). Gibt man beide Messwerte auf das gleiche Messgerät, erhält man unmittelbar den örtlichen dynamischen Druck.
Da einerseits dynamischer Druck und Geschwindigkeit in einem quadratischen Zusammenhang stehen und andererseits die ermittelten Geschwindigkeiten arithmetisch gemittelt werden, ist es Bedingung, die verschiedenen Messpunkte in die Schwerpunkte flächengleicher Teilquerschnitte zu legen. Die Genauigkeit des Verfahrens steigt logischerweise mit der Anzahl der gewählten Messpunkte.

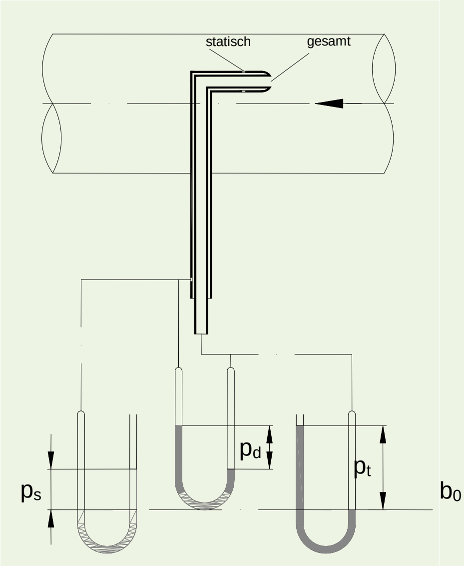


Bild 29: Staurohrmessung

In runden Leitungen sind die Schwerpunkte flächengleicher Kreisringe die geeigneten Messpunkte. Zur Abnahme aller Messpunkte wird auf zwei senkrecht zueinander stehenden Durchmessern die Leitung abgetastet.
Normgemäß wird dabei die Kreisfläche in 5 bis 10 flächengleiche Kreisringe eingeteilt, in deren Schwerpunkten zu beiden Seiten des Mittelpunktes, diesen selbst jedoch ausgenommen, der dynamische Druck p_d entnommen wird (siehe Bild 30). Die Schwerpunktdurchmesser sind in Abhängig-keit vom Rohrdurchmesser (D_s=C*D) für 5 und 10 Kreisringe in Zahlentafel 17 aufgeführt.

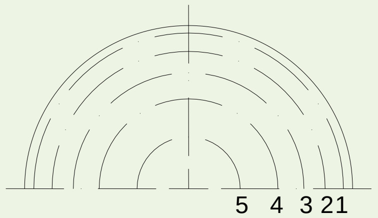


Bild 30: Schwerpunktdurchmesser für 5 Messpunkte

Zahlentafel 17: Konstanten zur Berechnung der Schwerpunktdurchmesser

Mess-punkt	C	Mess-punkt	C
1	0,949	1	0,975
2	0,837	2	0,922
3	0,707	3	0,866
4	0,548	4	0,806
5	0,316	5	0,746
		6	0,671
		7	0,592
		8	0,500
		9	0,387
		10	0,224

In rechteckigen oder quadratischen Kanälen sind die Schwerpunkte flächengleicher Recht-ecke die geeigneten Messpunkte. Man erreicht die erforderlichen Punkte nur durch mehrere Wandbohrungen. In Bild 31 ist eine korrekte Aufteilung von 20 Messpunkten dargestellt.

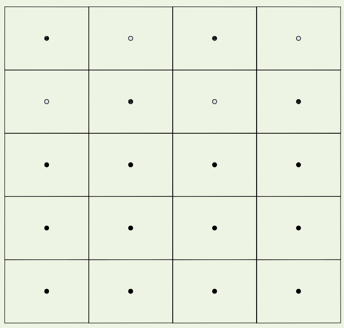


Bild 31: Messpunkte im Rechteckkanal

Aus jedem gemessenen örtlichen p_d wird die örtliche Geschwindigkeit zu

$$\boxed{c = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}}}.$$

ermittelt.
Die mittlere Geschwindigkeit c_m ist das arithmetische Mittel aller aus den Messergebnissen ermittelten c. Der Volumenstrom errechnet sich zu

$$\boxed{\dot{V} = c_m \cdot A}$$

Die zu messenden Drücke p_d sind meist sehr klein.
Bei c =6 m/s beträgt p_d etwa 20 Pa,
bei c =10 m/s 60 Pa,
bei c = 20 m/s 240 Pa.
Zur Messung solcher Werte sind nur Feinmessmanometer oder Schrägrohrmanometer mit verstellbarer Neigung gut geeignet.

6.3.3 Messung mit einer Einlaufmessdüse

Bei frei ansaugenden Ventilatoren kann man den Volumenstrom relativ einfach ermitteln. Hierzu wird vor dem Saugstutzen des Ventilators, bzw. vor der Ansaugleitung, eine Einlaufmessdüse angeordnet (siehe Bild 32).

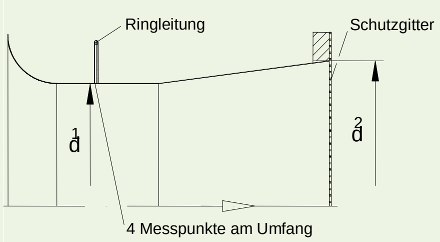


Bild 32: Einlaufmessdüse

An der Ringleitung dieser Einlaufmessdüse wird der Wirkdruck p_w abgenommen. Der Wirkdruck setzt sich zusammen aus dem dynamischen Druck im Messquerschnitt, dem Druckverlust der Einströmdüse und den Strömungsverhältnissen an den Messpunkten. Mit der Beziehung

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{2 \cdot (1+\zeta) \cdot p_W}{\rho}} \cdot A_1$$

kann ab D_1 > = 200 mit einer Toleranz von ± 10% der Volumenstrom abgelesen werden (ζ-Wert siehe Zahlentafel 9). Der Düsendurchmesser d_1 sollte so gewählt werden, dass sich Wirkdrücke zwischen 500 und 2000 Pa einstellen. Hierbei erhält man einerseits brauchbare Messwerte und andererseits keine unnötig großen Druckverluste.

6.4 Leistungsmessung

Die Durchführung einer Leistungsmessung an Strömungsmaschinen, etwa die Bestimmung der Wellenleistung, ist auf dem direkten Weg nicht möglich. Da aber gerade die Wellenleistung oft Gegenstand von Gewährleistungen ist, muss man auf indirekte Methoden zurückgreifen. Auch diese indirekten Methoden sind, wie im Folgenden aufgeführt, nur in bestimmten Maschinen-anordnungen technisch einwandfrei durchführbar.

6.4.1 Elektrische Messung

Da praktisch alle Strömungsmaschinen heute von Elektromotoren angetrieben werden, bietet sich als direkte Messgröße, die vom Motor aus dem Netz aufgenommene Leistung an. Diese kann entweder über Einzelgeräte zur Messung von Strömen, Spannungen und Leistungen oder über einen nach der „Zwei-
Wattmeter-Methode“ fertig geschalteten Messkoffer erfolgen.
Zur Ermittlung der vom Motor abgegebenen Leistung ist die Bestimmung aller Verlustgrößen im Motor erforderlich. Dieses Verfahren ist als „Einzelverlustverfahren” in VDE 0630 beschrieben. Dazu gehört unter anderem eine Messung des Motors im Leerlauf. Nur bei einer direkt angetriebenen Maschine ist die so ermittelte Leistung identisch mit der Wellenleistung der Strömungsmaschine. Wenn weitere Übertragungselemente zwischen Motor und Maschine angeordnet sind, wie Anlaufkupplung, Riementrieb oder Getriebe, muss zur Bestimmung der Wellenleistung der exakte Wirkungsgrad des Übertragungselementes bekannt sein.
Ist das nicht der Fall, bleibt die Bestimmung der Wellenleistung durch eine elektrische Messung ungenau.

6.4.2 Mechanische Messung

Da Leistung mit

$$P = \frac{T}{n}$$

definiert ist, bietet sich zur Bestimmung der Wellenleistung die Messung der mechanischen Größen - Drehmoment und Drehzahl - an.
Die Messung der Drehzahl ist über Stichdrehzahlmesser oder einen Stroboskop an jeder Strömungsmaschine problemlos möglich. Die Messung des Drehmomentes über Drehmomentenmesswelle oder einen pendelnd gelagerten Motor bedingt in jedem Fall aufwendige konstruktive Berücksichtigung, so dass diese eigentlich sehr genauen Messungen praktisch nur Prüfstandsanordnungen vorbehalten bleiben.

6.5 Schallpegelmessung

Bei der Messung von Schallpegeln ist in jedem Fall der Auswahl einer dem Messobjekt angepassten repräsentativen Messfläche und der Verteilung der Messpunkte auf dieser Messfläche große Beachtung zu schenken.
Schallleistungspegel sind nicht direkt messbar, sondern nur auf dem Umweg über Schalldruckpegel und Messflächenmaß zu bestimmen.

6.5.1 Schalldruckpegel

Vor der eigentlichen Messung ist festzulegen, was die gemessenen Pegelwerte beinhalten sollen.

- Unbewertete oder „A”-bewertete Pegel
- Summen- oder Einzelpegel
- Wenn Einzelpegel, dann Oktavband-, Terzband- oder Schmalbandanalysen
- Nur Messwerte oder auch Registrierung

derselben?
Von der Zielsetzung der erwarteten Messergebnisse ist die Auswahl der erforderlichen Messgeräte und deren Einstellung abhängig.
Mikrophone, Vorverstärker, Pegelmesser, Bandbreitenfilter, Analysatoren und Schreiber bieten eine Palette an geeigneten Messgeräten für jeden Bedarfsfall. Jede Geräuschanalyse benötigt einige Minuten Messdauer, so dass nur quasistationäre Schallereignisse direkt analysiert werden können. Kurzzeitige Geräusche müssen für eine Analyse auf Band aufgenommen und mittels einer Endlosschleife analysiert werden.

6.5.2 Schallintensitätspegel

Ähnlich wie die Messung von Schalldruckpegeln kann die Messung von Schallintensitätspegeln durchgeführt werden. Hierfür ist die Verwendung von paarweisen Spezial-Richtmikrophonen erforderlich. Durch
eine besondere Anordnung der Messpunkte ist es möglich, eine „leisere” Geräuschquelle aus einer „lauteren” Umgebung heraus zu messen und auch zu analysieren.

6.6 Schwingungsmessung

(wird fortgeführt)