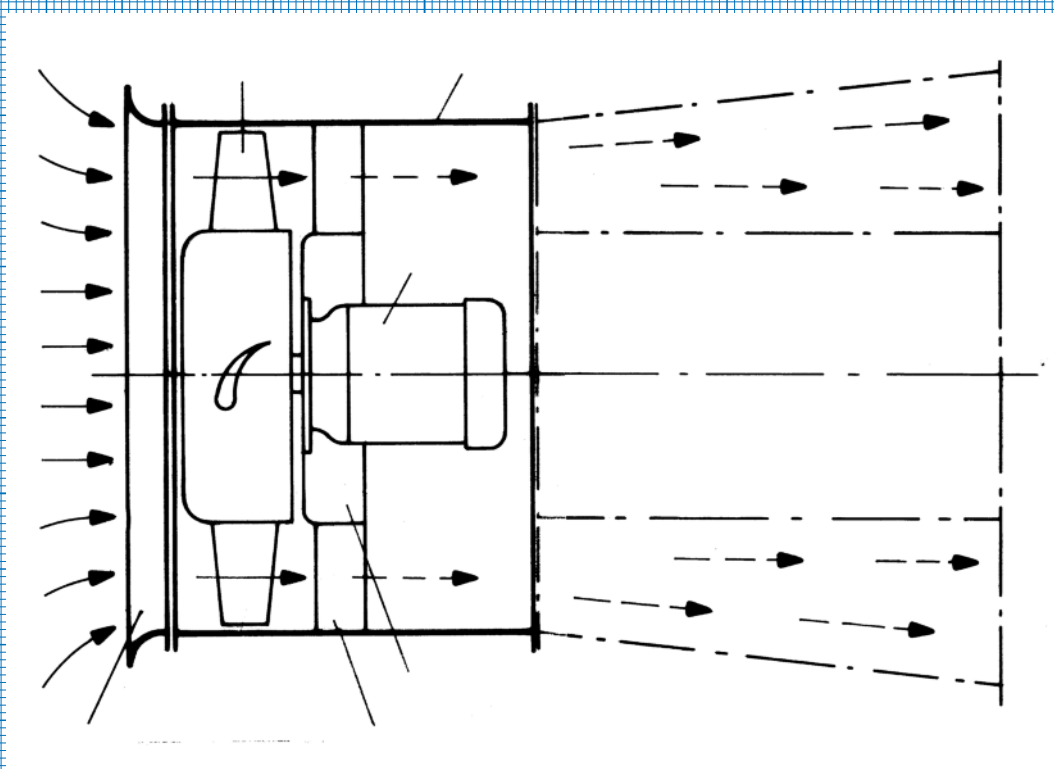




Grundlagen der Ventilatorentechnik



Dieser Fachartikel möchte Grundkenntnisse über die Strömungstechnik sowie Bauarten und Verhalten von Ventilatoren in der Anlage vermitteln

Prof. Dr.-Ing. Reinhard Grundmann (Jahrgang 1942)

studierte Maschinenbau an der TU Berlin. Von 1968 bis 1972 war er als Dipl.-Ing. bei der Firma TURBON in den Bereichen Entwicklung, Messtechnik und Anlagenbau tätig. Nach fünfjähriger wissenschaftlicher Assistententätigkeit mit abschließender Promotion am Institut für Mechanik der TU Berlin folgte die Berufung zum Hochschullehrer an der Fachhochschule Aachen für die Fachgebiete Strömungslehre, Strömungsmaschinen und Technische Mechanik.

Friedrich Schönholtz (1936–2001)

studierte an der FH in Nürnberg Allgemeinen Maschinenbau. Er arbeitete 7 Jahre in seinem eigenen Ingenieurbüro. 1967 kam er nach Bad Hersfeld zur Schilde AG, später Babcock-BSH AG, wo er erst als Verkaufsleiter dann als Geschäftsbereichsleiter des Geschäftsbereichs Lufttechnik tätig war. Von 1993 bis zum Ausscheiden 1995 war er Geschäftsführer der TLT Zweibrücken und Bad Hersfeld. Technische Schwerpunkte seiner Arbeit waren die Akustik von Ventilatoren und das Gebiet der Entrauchungs-Ventilatoren.

Weitere Mitarbeiter dieses Fachartikels:

Dipl.-Ing. (FH) Herbert Eidam, Bad Hersfeld
Dipl.-Ing. Bernd Rahn, Berlin

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung

1.0	Formelzeichen und Maßeinheiten	3
1.1	Was ist ein Ventilator?	4
1.2	Bauarten	4

2. Strömungstechnische Grundlagen

2.1	Das strömende Medium	5
2.2	Höhenformel	5
2.3	Zustandsgrößen der Strömung/ BERNOULLIsche Gleichung	5
2.4	Kontinuitätsgleichung	6
2.5	Druckverlust	6
2.5.1	Druckverlust durch Reibungswiderstand	6
2.5.2	Druckverlust durch Formwiderstand	8
2.5.2.1	Stoßverlust	9
2.5.2.2	Diffusorverlust	9
2.6	Anlagenkennlinie	9
2.7	BERNOULLIsche Gleichung für reale Strömung	10
2.8	Geschwindigkeitsverteilung im Rohr bzw. Kanal	10
2.9	Druckmessung	11

3. Der Axialventilator

3.1	Aufbau und Funktion	12
3.2	Geschwindigkeitsdreiecke	12
3.3	Bauformen der Axialventilatoren	14
3.3.1	Axialventilatoren für die Lüftungstechnik	14
3.3.1.1	Leitwerkenordnung	14
3.3.1.2	Lauftragschaufeln	14
3.3.2	Axialventilatoren für industrielle Anwendungen bzw. Groß-Axialventilatoren	15
3.3.2.1	Axialventilator mit verstellbaren Lauftragschaufeln und festem Nachleitwerk	15
3.3.2.2	Axialventilator mit verstellbaren Vorleitwerk und feststehenden Lauftragschaufeln	16
3.3.2.3	Axialventilatoren mit Drehzahlregelung	17
3.3.3	Luftführung im Ventilator	18
3.3.4	Nabenverhältnis	18
3.3.5	Art des Antriebs	18

4. Der Radialventilator

4.1	Aufbau und Funktion	20
4.2	Geschwindigkeitsdreiecke	20
4.2.1	Rückwärts gekrümmte Schaufeln	20

4.2.2	Rückwärts geneigte gerade Schaufeln	20
4.2.3	Radial endende Schaufeln	20
4.2.4	Vorwärts gekrümmte Schaufeln	20
4.3	Konfiguration der Radialventilatoren	21
4.3.1	Typenbezeichnungen	21
4.3.2	Art des Ansauges	22
4.4	Bauformen und Antriebsanordnungen	23
4.4.1	Gehäusestellungen und Drehrichtungen	23
4.5	Wichtige Sonder- und Spezial- bauarten	24
4.5.1	Freilaufende Radialventilatoren	24
4.5.2	Dach-Ventilatoren	25
4.6	Staub- und Verschleißbetrieb	27
4.6.1	Förderung von Staub und faserigem Gut	27
4.6.2	Verschleiß an Ventilatoren	28

5. Der Ventilator in der Anlage

5.1	Anlagen- und Ventilator-kennlinie, Proportionalitätsgesetze	29
5.2	Dimensionslose Kenngrößen	32
5.3	Auswahlkriterien	33
5.4	Parallelschaltung	35
5.5	Hintereinanderschaltung, Reihenschaltung	35
5.6	Druckmessung am Ventilator	36

6. Regelung von Ventilatoren

6.1	Drosselregelung	39
6.2	Drehzahlregelung	39
6.3	Schaufelverstellung	39
6.4	Drallregler	39

7. Auslegung des Antriebs

7.1	Motoren	41
7.2	Ventilatoren mit Antrieb über Keilriemen	41
7.3	Kupplungen	41

8. Explosionsschutz an Ventilatoren

8.1	Normative Situation	42
8.2	Produktnorm Ventilatoren	43
8.3	Kennzeichnungsbeispiel	43
8.4	Konstruktionshinweise	44
8.5	Explosionsschutz Ventilatoren- bauart am Beispiel eines Radial- ventilators, direkt angetrieben	44

9. Einbau- und Auslegungshinweise

9.1	Freiansaugender Ventilator	45
9.2	Freiausblasender Ventilator	45
9.3	Parallelbetrieb, Hintereinander- schaltung	47
9.4	Radial-Ventilatoren im Rohrsystem	47
9.5	Einbauhinweise für Axialventilatoren	48-49

1.0 Folgende Größen sind für die Spezifikation eines Ventilators wichtig:

Kurzzeichen	Formel	Dim.	Bezeichnung
V	$c_m \cdot A$	m ³ /s	Volumenstrom
c_m	$\dot{V}/A$	m/s	mittlere Geschwindigkeit
A	$\pi/4 (D_a^2 - D_i^2)$ [Kreisringfläche beim Axialventilator!]	m ²	Querschnittsfläche
D_a		m	Außendurchmesser
D_i		m	Innendurchmesser
v	D_i/D_a	–	Nabenverhältnis
P_{t1}		Pa	Ansaugdruck
Δp_t	$p_{t2} - p_{t1}$ oder $\Delta H \cdot \rho$	Pa	Totaldruckerhöhung
ρ		kg/m ³	Dichte
κ	c_p/c_v	–	Exponent *)
f	$\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\Delta p_t} \cdot \left[\left(\frac{p_1 + \Delta p_t}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$	–	Kompressionsfaktor *)
H		m	Förderhöhe Gassäule
P_{fluid}	$\frac{V \cdot \Delta p_t \cdot f}{p}$	W	Leistung des Mediums
P	P_{fluid}/η	W	Wellenleistung
η	P_{fluid}/P	–	Wirkungsgrad
n		min ⁻¹	Drehzahl
u	$\pi \cdot D \cdot n/60$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
φ	c_m/u_a	–	Lieferzahl
ψ	$\frac{2 \cdot \Delta p_t \cdot f}{u_a^2 \cdot \rho}$	–	Druckzahl
1,2,a,i,m			Indices

*) Wird in der Lüftungs- und Klimatechnik ($\Delta p_t < 2500$ Pa) vernachlässigt!

Zusammenstellung der neuen und alten Maßeinheiten:

Umrechnungen/Beziehungen

a) Kraft: $1 \text{ kp} \triangleq 9,81 \text{ N} = 9,81 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$;
 $1 \text{ N} \triangleq 0,102 \text{ kp}$

b) Druck: $1 \text{ mm WS} \triangleq 1 \text{ kp/m}^2 \triangleq 9,81 \text{ Pa} \triangleq 0,0981 \text{ mbar}$

$1 \text{ Pa} \triangleq 0,102 \text{ mm WS} \triangleq 0,102 \text{ kp/m}^2 \triangleq 0,01 \text{ mbar}$

$1 \text{ mbar} \triangleq 100 \text{ Pa} \triangleq 10,2 \text{ mm WS} \triangleq 10,2 \text{ kp/m}^2$

$1 \text{ Torr} = 1 \text{ mm Hg} = 1,33322 \text{ mbar} = 133,32 \text{ Pa}$

* Zwischen dem Schwungmoment GD^2 und dem Massenträgheitsmoment J besteht die Beziehung:

$GD^2 = 4 \text{ g} \cdot J$ mit $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ J in kgm²
G in N
D in m

1. Einleitung

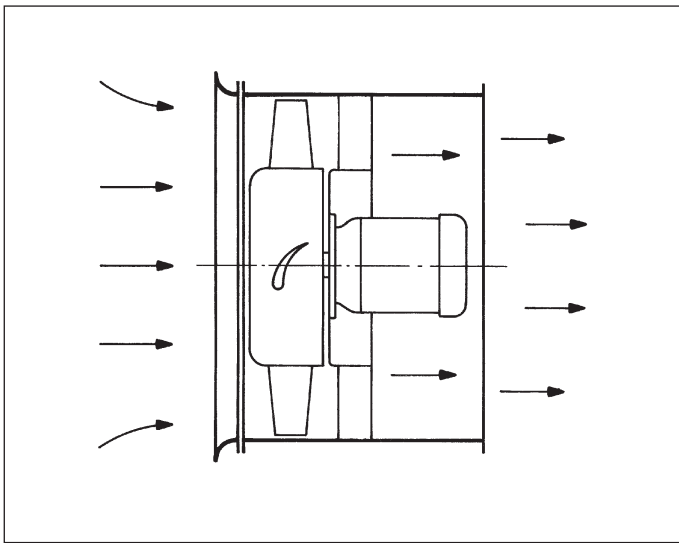
1.1 Was ist ein Ventilator?

Ein Ventilator ist eine Strömungsmaschine, die Arbeit in ein gasförmiges Medium transformiert. Die Aufgabe eines Ventilators ist ein Volumenstrom eines gasförmigen Mediums, meistens Luft durch ein System (Anlage) zu transportieren. Das System setzt der Bewegung des Volumenstroms einen Widerstand entgegen,

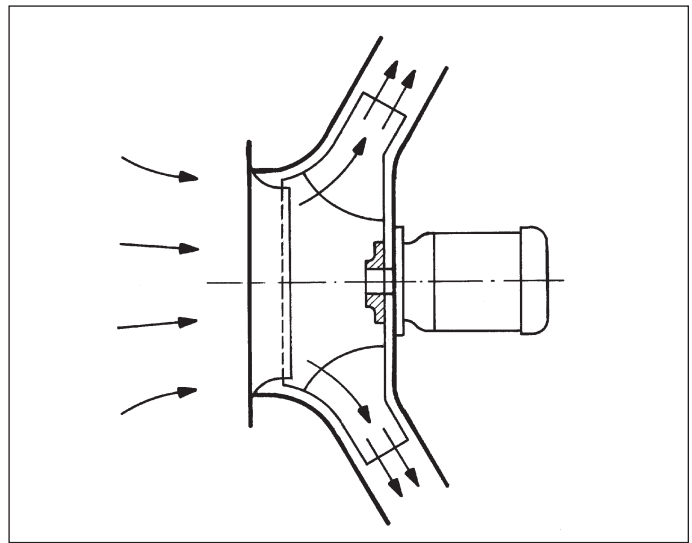
den der Ventilator mittels Druckaufbau (Totaldruckerhöhung) überwinden muss. Er stellt gewissermaßen das Herz einer Anlage dar.

1.2 Bauarten

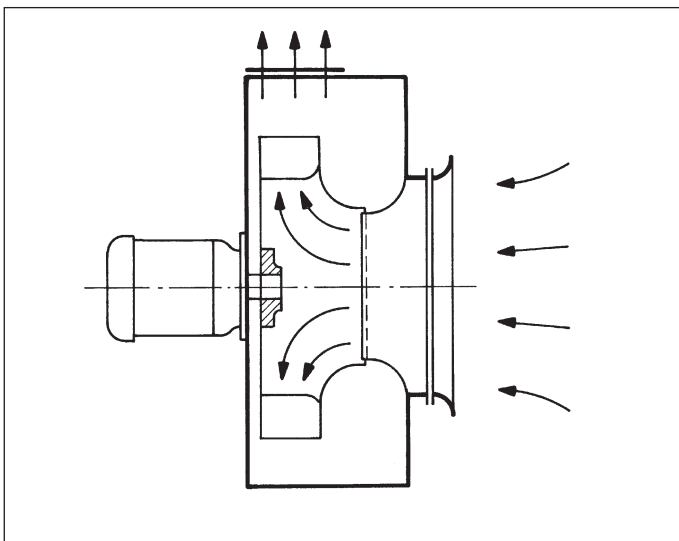
Ein wichtiges Ziel des Ventilatorenherstellers ist, für die anstehende Aufgabe einen Ventilator auszulegen, der einen möglichst hohen Wirkungsgrad hat um die Energiekosten des Antriebes klein zu halten. Im Wesentlichen gibt es vier grundverschiedene Bauarten von Ventilatoren, deren Bezeichnung sich nach dem Verlauf der Flusslinie durch das Laufrad richtet:



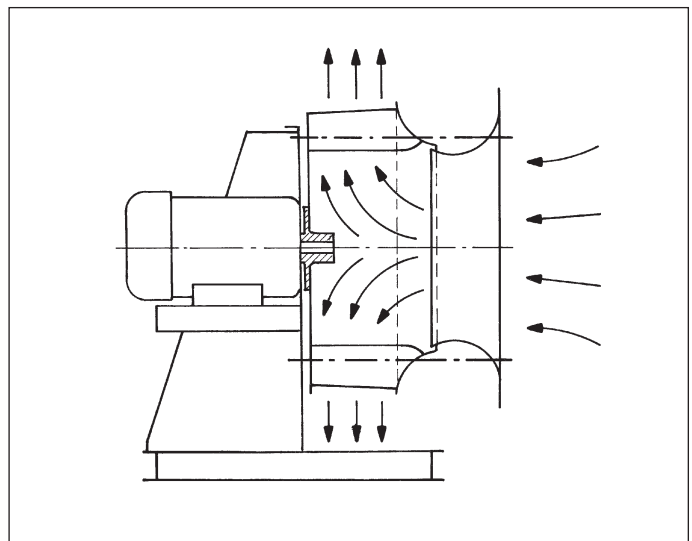
a) die axiale Bauart:
die Flusslinie verläuft in axialer Richtung gerade durch das Laufrad



c) die halbaxiale Bauart
sie liegt zwischen der axialen und radialen Bauart, die Flusslinie verläuft gekrümmt durch das Laufrad



b) die radiale Bauart:
die Flusslinie verläuft in radialer Richtung (senkrecht zur Achse) gerade durch das Laufrad



d) die radiale Bauart ohne Spiralgehäuse:
die Flusslinie verläuft nahezu wie bei der radialen Bauart mit Spiralgehäuse

Technische Änderungen vorbehalten

2. Strömungstechnische Grundlagen

2.1 Das strömende Medium

Das strömende Medium ist gasförmig. In der Luft- und Klimatechnik ist das Fördermedium Luft. Die Eigenschaften werden durch die Zustandsgrößen und Stoffeigenschaften beschrieben. Die wichtigsten Zustandsgrößen sind:

Temperatur T
gemessen in K (grad Kelvin)
Druck p gemessen in Pa

Die wichtigsten Stoffeigenschaften sind:

Gaskonstante R
gemessen in Nm/kg K
Zähigkeit ν gemessen in m²/s
Dichte ϱ gemessen in kg/m³

Der Zusammenhang zwischen Zustandsgrößen und Stoffeigenschaften wird durch die Gasgleichung gegeben:

$$\varrho = \frac{p}{R \cdot T}$$

Für Luft ist die Gaskonstante
 $R = 287 \text{ Nm/kg} \cdot \text{K}$

Die absolute Temperatur T beginnt bei $-273^\circ\text{C} = 0 \text{ K}$

$+20^\circ\text{C}$ sind also 293 K

Damit ergibt sich für die Dichte der Luft bei 0°C und $p = 101325 \text{ Pa}$ ($= 760 \text{ Torr}$):

$$\varrho_0 = \frac{101325}{287 \cdot 273} \text{ kg/m}^3 = 1,29 \text{ kg/m}^3$$

Die Druckabhängigkeit der Dichte ist bei den in der Lüftungstechnik auftretenden Druckdifferenzen so gering, dass man sie vernachlässigt, d.h. Luft wird als „nicht zusammendrückbar“ (= inkompressibles Medium) angenommen).

Die Temperaturabhängigkeit der Luftdichte ist zu berücksichtigen. Nach der Gasgleichung gilt für zwei verschiedene Temperaturen bei gleichem Druck:

$$\frac{\varrho_1}{\varrho_0} = \frac{T_0}{T_1} \text{ bzw. } \varrho_1 = \varrho_0 \frac{T_0}{T_1}$$

Mit den angegebenen Bezugswerten $T_0 = 273 \text{ K}$ ($= 0^\circ\text{C}$) und $\varrho_0 = 1,29 \text{ kg/m}^3$ ergibt sich die Berechnungsformel für die Luftdichte bei $x^\circ\text{C}$:

$$\varrho_x = 1,29 \frac{273}{273 + x} \text{ kg/m}^3$$

Beispiel:

Wie groß ist die Luftdichte bei 20°C ?

$$\varrho_{20} = 1,29 \frac{273}{273 + 20} \text{ kg/m}^3 = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

Bemerkung:

Diese Werte gelten für trockene Luft. Die Dichte von feuchter Luft ist stets etwas kleiner. Dieser Einfluss ist im allgemeinen zu vernachlässigen.

2.2 Höhenformel

Wenn der Ventilator nicht in der Nähe der Meereshöhe eingebaut wird sondern in den Bergen in einer Höhe H betrieben werden soll, muss die Dichte in dieser Höhe berechnet werden. Hierfür gibt es eine internationale Vereinbarung. Man berechnet den Druck p_a in der Höhe H zu:

$$p_a = p_{a0} \cdot \left[\frac{287 - 0,0065 \cdot H}{287} \right]^{5,255}$$

p_{a0} ist der Druck auf Nullniveau H die Höhe in Metern über Null.

Die Dichte errechnet sich dann mit der angegebenen Temperatur nach der Gasgleichung.

2.3 Zustandsgrößen der idealen Strömung / BERNOULLISCHE Gleichung

Eine Strömung wird beschrieben durch die Angabe von Geschwindigkeit, statischem Druck und geodätischer Höhe. Das sind die Zustandsgrößen, die miteinander verbunden sind durch die BERNOULLISCHE Gleichung.

Sie besagt, dass für jeden Punkt der Strömung (bei stationärer Strömung*) die Summe aus Geschwindigkeits-, Druck- und Höhenenergie gleich ist:

$$\frac{\varrho}{2} c^2 + p_s + \varrho \cdot g \cdot h = \text{konstant}$$

mit

ϱ = Dichte in kg/m³

c = mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/s

p_s = statischer Druck in Pa

g = Erdbeschleunigung = $9,81 \text{ m/s}^2$

h = geodätische Höhe in m

Bei Luftströmungen wird das Höhenglied der Gleichung $\varrho \cdot g \cdot h$, d.h. das Gewicht der Luftsäule wegen Geringfügigkeit vernachlässigt. Dann wird daraus:

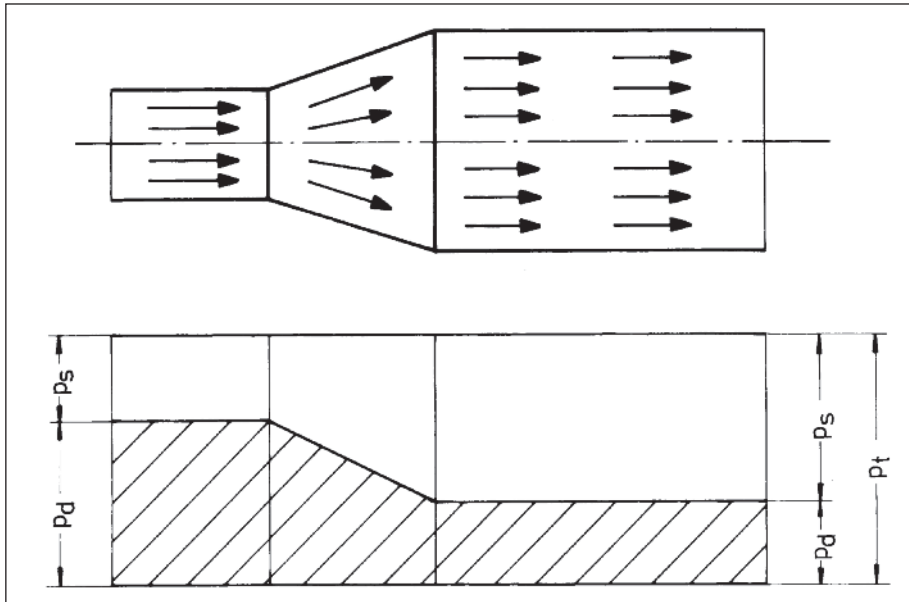
$$\frac{\varrho}{2} c^2 + p_s = \text{konstant}$$

$\frac{\varrho}{2} c^2$ nennt man Geschwindigkeitsdruck oder dynamischen Druck p_d und die Summe aus dynamischem und statischem Druck Totaldruck p_t :

$$p_t = \frac{\varrho}{2} c^2 + p_s = p_d + p_s$$

*) stationäre Strömung liegt vor, wenn die Zustandsgrößen an einer bestimmten Stelle zeitlich konstant sind.

Die BERNOULLIsche Gleichung sagt in dieser Form aus, dass der Gesamtdruck an jeder Stelle der Strömung gleich groß ist. Ein einfaches Beispiel soll dies verdeutlichen. (Strömung durch einen im Querschnitt veränderlichen Kanal)



2.4 Kontinuitätsgleichung

Die zweite zentrale Grundgleichung ist die Kontinuitätsgleichung. Sie besagt, dass an jeder Stelle im unverzweigten System der Volumenstrom (bei konstanter Dichte) gleich groß ist.

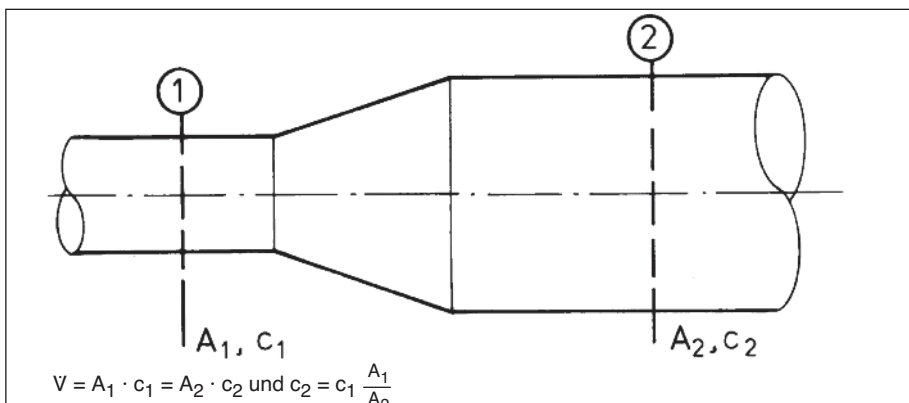
$$V = c \cdot A = \text{konstant}$$

mit

V = Volumenstrom in m^3/s

c = Strömungsgeschwindigkeit in m/s

A = durchströmte Fläche in m^2



2.5 Druckverlust

Im Gegensatz zur idealen Strömung treten in realen Strömungen Druckverluste auf, die zusätzlich vom Ventilator in einer Anlage zu überwinden sind. Man unterscheidet zwei verschiedene Widerstandsarten

- a) Reibungswiderstand und
- b) Formwiderstand (auch Druckwiderstand genannt)

2.5.1 Druckverlust durch Reibungswiderstand

Dieser Druckverlust wird, wie schon der Name sagt, durch Reibung der strömenden Luft verursacht und berechnet sich wie folgt:

für Kreisrohre

$$\Delta p_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot p_d$$

Δp bedeutet Druckdifferenz, hier zwischen 2 Stellen des Rohres, die den Abstand l voneinander haben.

für Kanäle beliebigen Querschnitts

$$\Delta p_v = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot p_d$$

$$\text{mit } d_h = 4 \frac{A}{U}$$

mit

λ = Reibungsbeiwert (dimensionslos)

l = Rohrlänge in m

d = Rohrdurchmesser in m

d_h = hydraulischer Durchmesser in m

A = Querschnittsfläche in m^2

U = benetzter Umfang in m

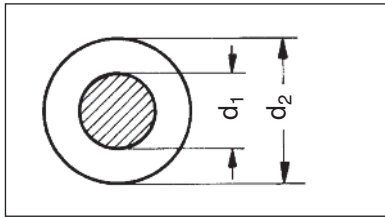
Beispiel: a) rechteckiger Kanal mit den Seiten a und b

$$d_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$

$$\Delta p_v = \lambda \cdot \frac{l(a+b)}{2ab} \cdot p_d$$

Technische Änderungen vorbehalten

b) Kreisringrohr mit d_1 und d_2



$$d_h = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)}{\pi (d_1 + d_2)} = d_2 - d_1$$

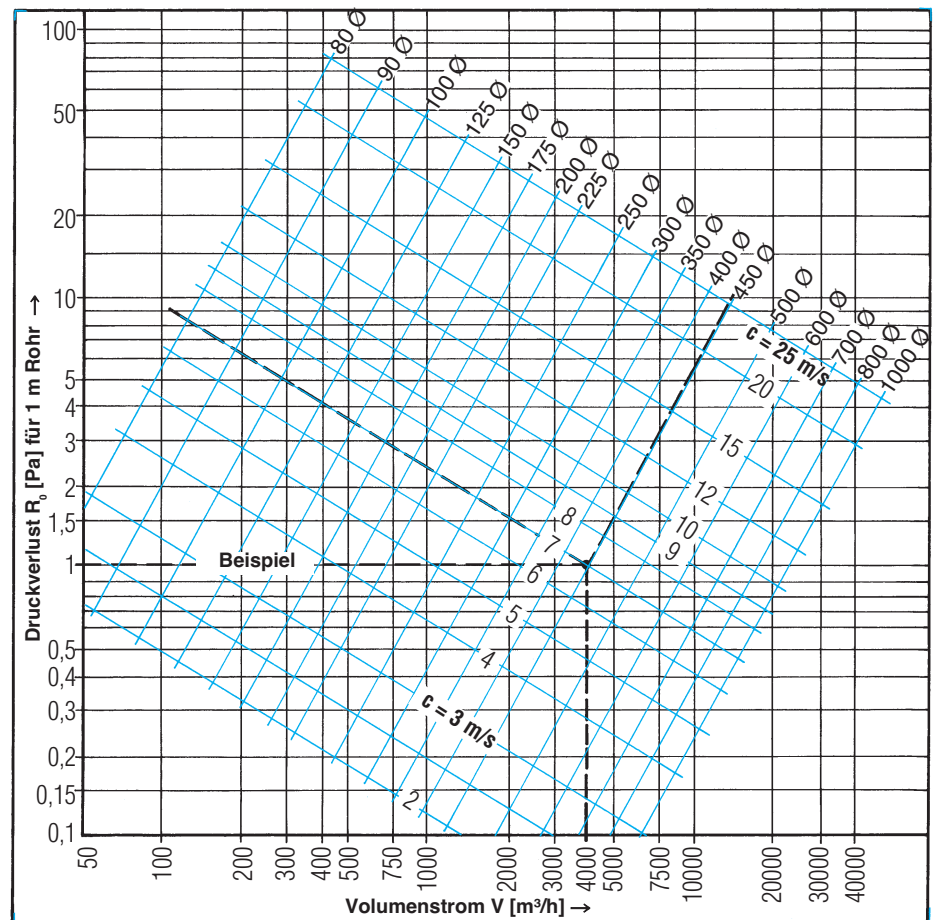
$$\Delta p_v = \lambda \frac{l}{d_2 - d_1} p_d$$

λ -Werte erhält man aus Diagrammen (z. B. Moody-Diagramm), sie sind abhängig von der Rauigkeit der Kanalwand und der Reynoldszahl

$$Re = \frac{c \cdot d}{\gamma} \text{ der Strömung.}^*$$

Es gibt auch spezielle Diagramme, in denen die obigen Abhängigkeiten bereits ausgewertet und jeweils auf ein Rohr von 1 m Länge bezogen sind. Dargestellt sind runde Rohre. Hat man z. B. rechteckige Kanäle, so benutzt man die gleichen Diagramme, nur mit dem entsprechenden hydraulischen Durchmesser d_h anstelle des Rohrdurchmessers d .

Rohrreibungsdiagramm für Rohre (hydraulisch glatt)



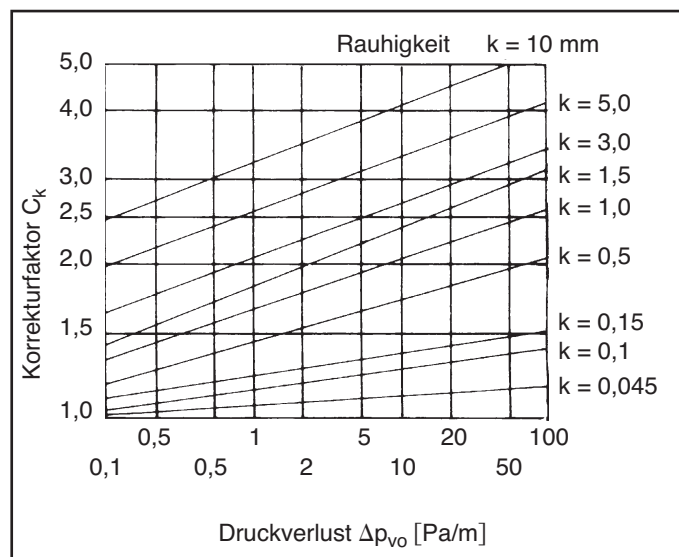
Die Darstellung der Druckverluste pro m gerades Rohr gilt für hydraulisch glatte Rohre. Bei rauen Rohren (oder Kanälen) ist der aus dem Diagramm ermittelte Wert Δp_{v0} zu korrigieren, indem man aus der untenstehenden Tabelle die Rauigkeit k abliest und mit Hilfe des Diagrammes den Korrekturfaktor C_k feststellt.

Bei rauen Kanälen gilt:

$$\Delta p_v = C_k \cdot \Delta p_{v0} \text{ in Pa pro m Rohr}$$

Rauigkeit k [mm]

Kanalart	k
Kunststoffrohre	0,01
Asbestzementrohre	0,15
Stahlrohre	0,15
Blechkanäle	0,15
Flexible Schläuche	0,5...2,5
Holzkanäle	2,5
Betonkanäle	2,0...3,0
Gemauerte Kanäle, rau	4,0



* γ ist die kinematische Zähigkeit des Fluids, für Luft von 20°C ist $\gamma = 15 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

2.5.2 Druckverlust durch Formwiderstand

Der Druckverlust durch Formwiderstand kann verschiedene Ursachen haben, z. B. Umlenkungen, Verzweigungen, Querschnittsänderungen, Drosselorgane, Bauelemente wie Wärmetauscher, Kühler, Filter usw.

Seine Berechnung erfolgt nach der Beziehung

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

ζ wird Widerstandsbeiwert genannt.

Die entsprechenden ζ -Werte sind überwiegend nur experimentell zu bestimmen und werden von Herstellern der Bauelemente angegeben.

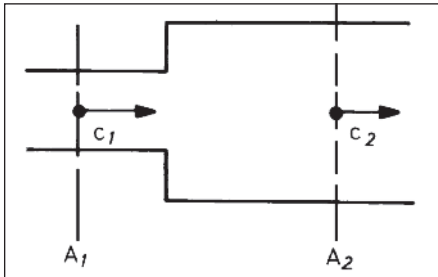
Eine Zusammenstellung der wichtigsten ζ -Werte ist nachfolgend angegeben.*

Bogen <table><tr><td>R/D=0,5</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,9</td><td>0,43</td><td>0,33</td><td>0,24</td><td>0,19</td><td>0,17</td></tr></table>	R/D=0,5	0,75	1,0	1,5	2	3	4	ζ	0,9	0,43	0,33	0,24	0,19	0,17	 <table><tr><td>h/b</td><td>0,25</td><td>0,5</td><td>1,0</td><td>2,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>2,1</td><td>1,7</td><td>1,2</td><td>0,6</td></tr></table>	h/b	0,25	0,5	1,0	2,0	ζ	2,1	1,7	1,2	0,6	Gabelung $\zeta = 1,4$	Abzweig <table><tr><td>w2/w1 =</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td><td>2,0</td><td>3,0</td></tr><tr><td>alpha = 60°</td><td>5,0</td><td>2,2</td><td>1,3</td><td>0,8</td><td>0,5</td><td>0,6</td></tr><tr><td>alpha = 45°</td><td>3,5</td><td>1,3</td><td>0,7</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr></table>	w2/w1 =	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	alpha = 60°	5,0	2,2	1,3	0,8	0,5	0,6	alpha = 45°	3,5	1,3	0,7	0,4	0,4	0,5	Einstromöffnung $\zeta = 0,9$ $\zeta = 1,25$																		
R/D=0,5	0,75	1,0	1,5	2	3	4																																																													
ζ	0,9	0,43	0,33	0,24	0,19	0,17																																																													
h/b	0,25	0,5	1,0	2,0																																																															
ζ	2,1	1,7	1,2	0,6																																																															
w2/w1 =	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0																																																													
alpha = 60°	5,0	2,2	1,3	0,8	0,5	0,6																																																													
alpha = 45°	3,5	1,3	0,7	0,4	0,4	0,5																																																													
 <table><tr><td>R/D = 0,5</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2</td></tr><tr><td>3 Segm. ζ</td><td>1,3</td><td>0,8</td><td>0,5</td><td>0,3</td><td>0,25</td></tr><tr><td>5 Segm. ζ</td><td>1,1</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td></tr></table>	R/D = 0,5	0,75	1,0	1,5	2	3 Segm. ζ	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25	5 Segm. ζ	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2	 <table><tr><td>R/W = 0</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1,4</td><td>0,7</td><td>0,6</td><td>0,7</td></tr></table>	R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	ζ	1,4	0,7	0,6	0,7	 <table><tr><td>R/W = 0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1,1</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td></tr></table>	R/W = 0,5	0,75	1	1,5	2	ζ	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2	 <table><tr><td>R/D = 0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1,3</td><td>0,9</td><td>0,8</td><td>0,6</td><td>0,5</td></tr></table>	R/D = 0,5	0,75	1	1,5	2	ζ	1,3	0,9	0,8	0,6	0,5	 <table><tr><td>R/D = 0,25</td><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,2</td><td>0,1</td><td>0,05</td><td>0,05</td></tr></table>	R/D = 0,25	0,5	0,75	1,0	ζ	0,2	0,1	0,05	0,05					
R/D = 0,5	0,75	1,0	1,5	2																																																															
3 Segm. ζ	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25																																																														
5 Segm. ζ	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2																																																														
R/W = 0	0,2	0,4	0,6	0,8																																																															
ζ	1,4	0,7	0,6	0,7																																																															
R/W = 0,5	0,75	1	1,5	2																																																															
ζ	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2																																																														
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	1,0																																																																
ζ	0,2	0,1	0,05	0,05																																																															
Leitblech <table><tr><td>R/W = 0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>2</td></tr><tr><td>W1/W</td><td>0,25</td><td>ζ = 0,4</td><td>0,25</td><td>0,2</td></tr><tr><td>W1/W</td><td>0,5</td><td>ζ = 0,5</td><td>0,3</td><td>0,2</td></tr></table>	R/W = 0,5	0,75	1	2	W1/W	0,25	ζ = 0,4	0,25	0,2	W1/W	0,5	ζ = 0,5	0,3	0,2	Leitbleche $\zeta = 0,35$	 <table><tr><td>alpha = 10</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90°</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,1</td><td>0,3</td><td>0,7</td><td>1,0</td><td>1,4</td></tr></table>	alpha = 10	30	45	60	90°	ζ	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4	 $\zeta = 1,4$	 <table><tr><td>alpha = 15</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90°</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,5</td><td>0,3</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,7</td></tr></table>	alpha = 15	30	45	60	90°	ζ	0,5	0,3	0,3	0,4	0,7																											
R/W = 0,5	0,75	1	2																																																																
W1/W	0,25	ζ = 0,4	0,25	0,2																																																															
W1/W	0,5	ζ = 0,5	0,3	0,2																																																															
alpha = 10	30	45	60	90°																																																															
ζ	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4																																																														
alpha = 15	30	45	60	90°																																																															
ζ	0,5	0,3	0,3	0,4	0,7																																																														
Verengung <table><tr><td>F2/F1 = 0</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,45</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	F2/F1 = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	ζ	0,6	0,45	0,3	0,2	0,1	Blende <table><tr><td>F1/F2 = 0,9</td><td>0,8</td><td>0,7</td><td>0,6</td><td>0,5</td><td>0,4</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,06</td><td>0,28</td><td>0,78</td><td>1,82</td><td>3,8</td></tr></table>	F1/F2 = 0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	ζ	0,06	0,28	0,78	1,82	3,8	 <table><tr><td>alpha = 0°</td><td>30°</td><td>45°</td><td>60°</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1</td><td>1,5</td><td>3,5</td><td>8</td></tr></table>	alpha = 0°	30°	45°	60°	ζ	1	1,5	3,5	8	 <table><tr><td>h/D = 0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1,6</td><td>1,2</td><td>1,05</td><td>1,0</td></tr></table>	h/D = 0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	ζ	1,6	1,2	1,05	1,0	 <table><tr><td>h/D = 0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,7</td><td>0,4</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,8</td></tr></table>	h/D = 0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	ζ	0,7	0,4	0,7	0,8	0,8								
F2/F1 = 0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																																																														
ζ	0,6	0,45	0,3	0,2	0,1																																																														
F1/F2 = 0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4																																																														
ζ	0,06	0,28	0,78	1,82	3,8																																																														
alpha = 0°	30°	45°	60°																																																																
ζ	1	1,5	3,5	8																																																															
h/D = 0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																																																															
ζ	1,6	1,2	1,05	1,0																																																															
h/D = 0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																																																														
ζ	0,7	0,4	0,7	0,8	0,8																																																														
 $\zeta_2 = 0,1$	 $\zeta = 1,0$	 <table><tr><td>h/b =</td><td>0,25</td><td>0,50</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td></tr><tr><td>R/b =</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td><td>0,75</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,55</td><td>0,45</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,10</td></tr></table>	h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10	Krümmen <table><tr><td>h/b =</td><td>0,25</td><td>0,50</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td></tr><tr><td>R/b =</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td><td>0,75</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,55</td><td>0,45</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,10</td></tr></table>	h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10	 <table><tr><td>h/b =</td><td>0,25</td><td>0,50</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td></tr><tr><td>R/b =</td><td>0,75</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td><td>0,75</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,55</td><td>0,45</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,10</td></tr></table>	h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10
h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0																																																													
R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0																																																													
ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10																																																													
h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0																																																													
R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0																																																													
ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10																																																													
h/b =	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0																																																													
R/b =	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0																																																													
ζ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,15	0,10																																																													
 <table><tr><td>alpha = 0</td><td>15</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>3,5</td><td>17</td><td>95</td><td>600</td></tr></table>	alpha = 0	15	30	45	60	75	ζ	0,4	0,6	3,5	17	95	600	 <table><tr><td>l/d</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>ζ</td><td>3,5</td><td>1,7</td><td>1,6</td><td>1,7</td></tr></table>	l/d	1	2	3	4	ζ	3,5	1,7	1,6	1,7	 <table><tr><td>r/d = 1,5</td><td>ζ = 0,4</td></tr></table>	r/d = 1,5	ζ = 0,4	 <table><tr><td>r/d = 1,5</td><td>ζ = 0,4</td></tr></table>	r/d = 1,5	ζ = 0,4	 <table><tr><td>r/d = 1,5</td><td>ζ = 0,4</td></tr></table>	r/d = 1,5	ζ = 0,4																																		
alpha = 0	15	30	45	60	75																																																														
ζ	0,4	0,6	3,5	17	95	600																																																													
l/d	1	2	3	4																																																															
ζ	3,5	1,7	1,6	1,7																																																															
r/d = 1,5	ζ = 0,4																																																																		
r/d = 1,5	ζ = 0,4																																																																		
r/d = 1,5	ζ = 0,4																																																																		
 <table><tr><td>alpha = 0</td><td>15</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,25</td><td>0,7</td><td>2,2</td><td>6,5</td><td>20</td><td>60</td></tr></table>	alpha = 0	15	30	45	60	75	ζ	0,25	0,7	2,2	6,5	20	60	 <table><tr><td>l/d</td><td>0</td><td>0,5</td><td>1</td><td>2</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0</td><td>1,6</td><td>1,9</td><td>2,1</td></tr></table>	l/d	0	0,5	1	2	ζ	0	1,6	1,9	2,1	 <table><tr><td>l = 0</td><td>ζ = 0,3</td></tr><tr><td>l = d</td><td>ζ = 0,2</td></tr></table>	l = 0	ζ = 0,3	l = d	ζ = 0,2	 <table><tr><td>l = 0</td><td>ζ = 0,3</td></tr><tr><td>l = d</td><td>ζ = 0,2</td></tr></table>	l = 0	ζ = 0,3	l = d	ζ = 0,2	 <table><tr><td>l = 0</td><td>ζ = 0,3</td></tr><tr><td>l = d</td><td>ζ = 0,2</td></tr></table>	l = 0	ζ = 0,3	l = d	ζ = 0,2																												
alpha = 0	15	30	45	60	75																																																														
ζ	0,25	0,7	2,2	6,5	20	60																																																													
l/d	0	0,5	1	2																																																															
ζ	0	1,6	1,9	2,1																																																															
l = 0	ζ = 0,3																																																																		
l = d	ζ = 0,2																																																																		
l = 0	ζ = 0,3																																																																		
l = d	ζ = 0,2																																																																		
l = 0	ζ = 0,3																																																																		
l = d	ζ = 0,2																																																																		
 <table><tr><td>r/d</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	r/d	2	4	6	8	ζ	0,6	0,4	0,2	0,1	 <table><tr><td>r/d</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	r/d	2	4	6	8	ζ	0,6	0,4	0,2	0,1	 <table><tr><td>r/d</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	r/d	2	4	6	8	ζ	0,6	0,4	0,2	0,1	 <table><tr><td>r/d</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	r/d	2	4	6	8	ζ	0,6	0,4	0,2	0,1	 <table><tr><td>r/d</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,6</td><td>0,4</td><td>0,2</td><td>0,1</td></tr></table>	r/d	2	4	6	8	ζ	0,6	0,4	0,2	0,1													
r/d	2	4	6	8																																																															
ζ	0,6	0,4	0,2	0,1																																																															
r/d	2	4	6	8																																																															
ζ	0,6	0,4	0,2	0,1																																																															
r/d	2	4	6	8																																																															
ζ	0,6	0,4	0,2	0,1																																																															
r/d	2	4	6	8																																																															
ζ	0,6	0,4	0,2	0,1																																																															
r/d	2	4	6	8																																																															
ζ	0,6	0,4	0,2	0,1																																																															
 $\zeta = 0,7 + 0,6 = 1,3$	 $\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$	 $\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$	 $\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$	 $\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$																																																															

* Quelle: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik: Recknagel-Sprenger 58. Ausgabe

2.5.2.1 Stoßverlust

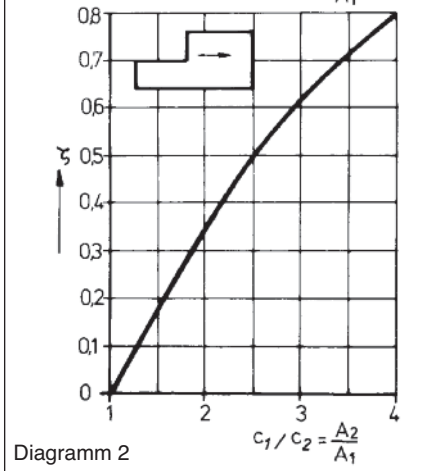
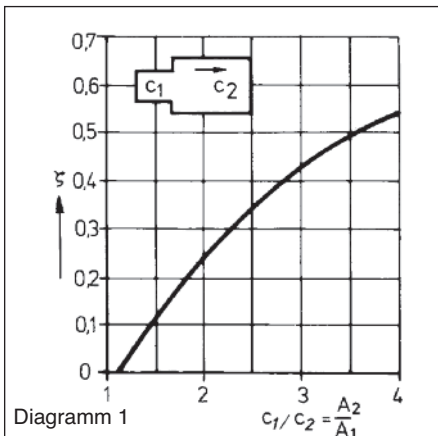
Ein wichtiger Formwiderstand, den man auch genügend genau berechnen kann, ist die sprunghafte Querschnittserweiterung.



Der Verlust, der durch die Verzögerung der Strömung von c_1 auf c_2 entsteht, nennt man Stoßverlust. Er lässt sich mit folgender Gleichung berechnen:

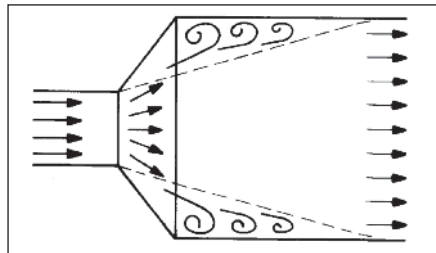
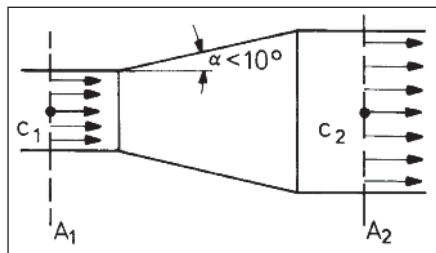
$$\Delta p_v = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} (c_2 - c_1)^2 = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} c_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

Die ζ -Werte für diesen Stoßverlust sind im Diagramm 1 dargestellt. Für einseitige Querschnittserweiterung ist der Widerstandsbeiwert dem Diagramm 2 zu entnehmen.

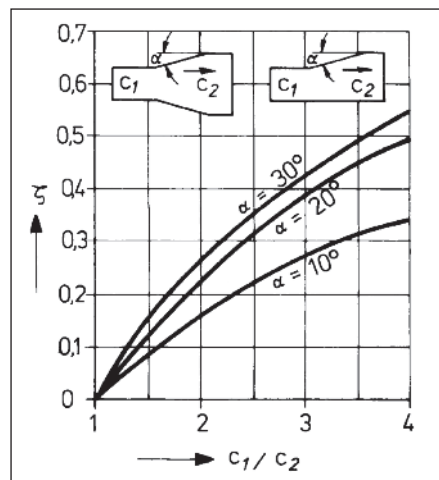


2.5.2.2 Diffusorverlust

Wenn die Querschnittsveränderung nicht plötzlich, sondern allmählich erfolgt, spricht man von einem Diffusor. Ein Diffusor hat die Aufgabe, die Strömung zu verzögern und damit dynamischen Druck in statischen umzuwandeln: „Druckrückgewinn“. Der Wirkungsgrad dieser Umwandlung ist stark vom Öffnungswinkel α abhängig. Ist dieser größer als 10° , liegt die Strömung nicht mehr an der Wand an, sondern löst sich ab. Dies verursacht große Verluste.

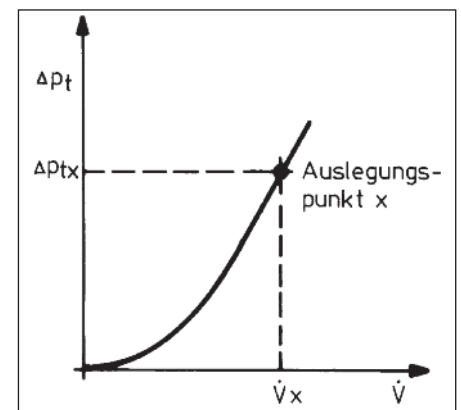


Das nachstehende Diagramm zeigt ζ -Werte für einen Diffusor mit verschiedenen Öffnungswinkeln α

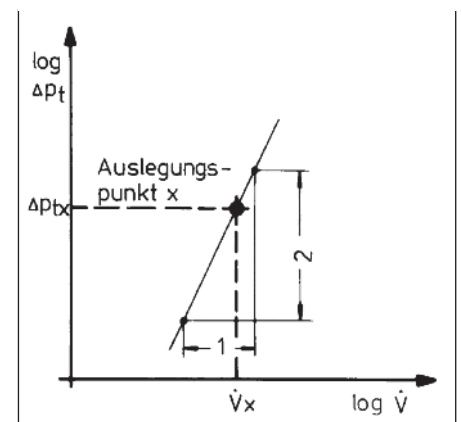


2.6 Anlagenkennlinie (Widerstandsparabel)

Die Summe sämtlicher Druckverluste einer Anlage, saug- und druckseitig vom Ventilator, ergibt die für die Auslegung und Auswahl wichtige Totaldruckerhöhung Δp_t bei einem bestimmten vorgegebenen Volumenstrom V . Dieses Wertepaar Δp_t und V ist gleichzeitig ein Punkt der Anlagenkennlinie, die auch Widerstandsparabel genannt wird. Da die Verluste (bei turbulenter Strömung*) proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit bzw. des Volumenstromes sind, ergibt sich eine quadratische Parabel, wenn man Δp_t über V darstellt. Stellt man diese Parabel im doppel-logarithmischen Maßstab dar, erhält man anstelle der Parabel eine Gerade mit der Steigung 2, dann $\Delta p_t = kV^2$ logarithmiert, ergibt $\log \Delta p_t = 2 \log V + \log k$, wobei k eine anlagenspezifische Konstante ist.



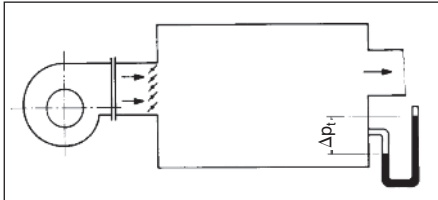
Lineare Darstellung der Anlagenkennlinie



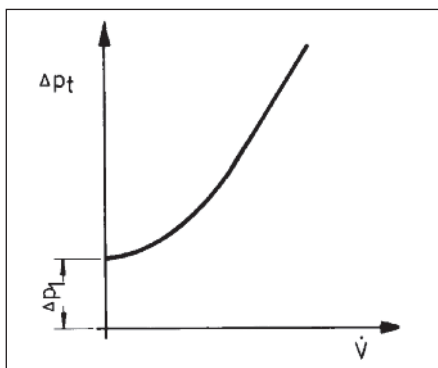
Logarithmische Darstellung der Anlagenkennlinie

*Es gibt auch Elemente mit nichtturbulenter, sog. turbulenzarmer Verdrängungsströmung, z. B. Filter. Diese sind in den Berechnungen gesondert zu betrachten.

Die lineare Darstellung hat den Vorteil der leichteren, gewohnten Ablesbarkeit; Zwischenwerte sind einfach zu interpolieren. Veränderungen der Anlagenparabel hingegen sind im doppel-logarithmischen Papier leichter zu konstruieren, da alle Anlagenkennlinien parallele Geraden (mit der Steigung 2) sind.



Die Anlagenparabel muss übrigens nicht immer durch den Nullpunkt im Δp_t -V-Diagramm laufen, sondern kann auch den im folgenden Bild gezeigten Verlauf haben, der sich z. B. dann ergibt, wenn ein Ventilator in einem Überdruckraum oder Druckkessel fördert. Seine Druckdifferenz gegenüber der Atmosphäre ist Δp_1 . Die Anlagenkennlinie schneidet dann die Δp_t -Ordinate im Punkt Δp_1 .



2.7 BERNOULLISCHE Gleichung für reale Strömungen

Die BERNOULLISCHE Gleichung lässt sich durch Einfügung der Verlustglieder für Reibungs- und Formverluste für die Anwendung auf reale Strömungen erweitern. Für zwei Punkte einer Strömung, (1) und (2), gilt dann (bei Vernachlässigung des Höhenliedes):

$$\frac{\rho}{2} c_1^2 + p_1 = \frac{\rho}{2} c_2^2 + p_2 + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot p_{di} + \sum_{i=1}^m \lambda \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot p_{di}$$

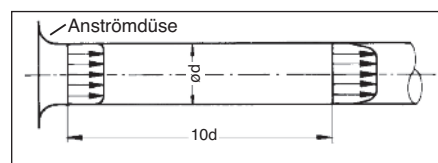
wobei

$\sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot p_{di}$ = die Summe aller (n) Formwiderstände zwischen den Punkten (1) und (2) ist, und

$\sum_{i=1}^m \lambda \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot p_{di}$ = die Summe aller (m) Reibungswiderstände zwischen den Punkten (1) und (2) ist.

2.8 Geschwindigkeitsverteilungen im Rohr bzw. Kanal

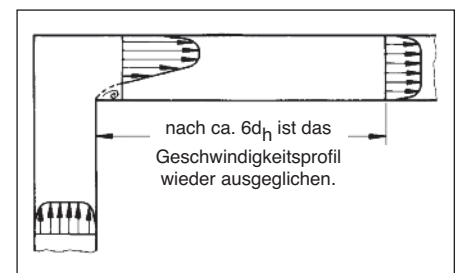
Durch den Einfluss der Reibung und der Wandhaftung ergibt sich bei Strömungsvorgängen eine über den Querschnitt gesehen nicht konstante Geschwindigkeitsverteilung. Es bildet sich ein sogenanntes Geschwindigkeitsprofil aus. Nur unmittelbar hinter einer Anströmdüse ist eine fast gleichmäßige Verteilung vorhanden. Nach einer gewissen Strecke hat sich das Profil ausgebildet:



Diese Profilausbildung ist besonders bei Messungen zu beachten, bei denen es z. B. auf die Ermittlung des Volumenstromes ankommt.

Verzerrte Geschwindigkeitsprofile und auch ungleichmäßige Druckverteilungen über den Querschnitt treten nach Einbauten und Umlenkungen auf. Als praktisch wichtiges Beispiel hierzu sei der Krümmer bzw. das Knie genannt.

Hinter der Umlenkung ergibt sich durch Ablösung der Strömung an der Innenseite ein sehr ungleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil. Außerdem ist der statische Druck an der Außenseite größer als innen, wo sogar Unterdruck auftreten kann. Durch Einbau von Leitblechen lässt sich dieser Effekt erheblich reduzieren und der Widerstandsbeiwert wird ebenfalls herabgesetzt (siehe 2.5.2)



d_h = hydraulischer Durchmesser des durchströmten Querschnitts.

2.9 Druckmessung

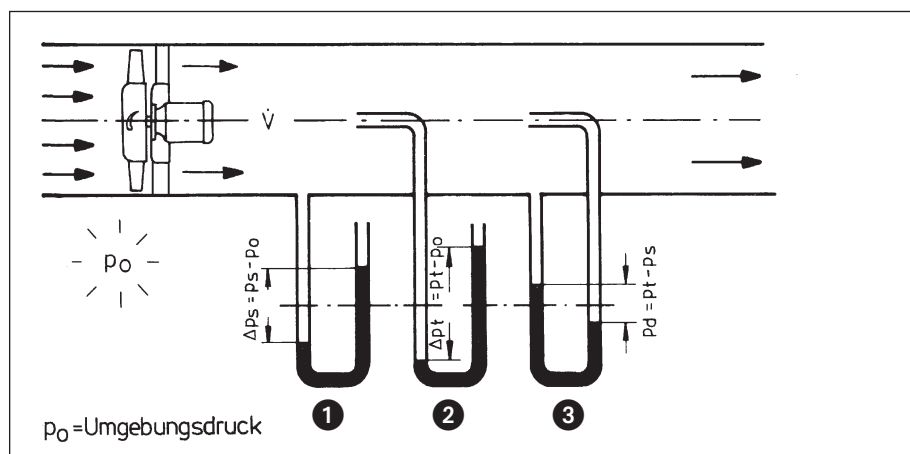
Die folgenden Skizzen veranschaulichen die grundsätzlichen Möglichkeiten zur Messung der drei Drücke p_s , p_d und p_t :

p_s ist der statische Druck, also der Druck, der auf eine zur Strömungsrichtung parallele Wand ausgeübt wird.

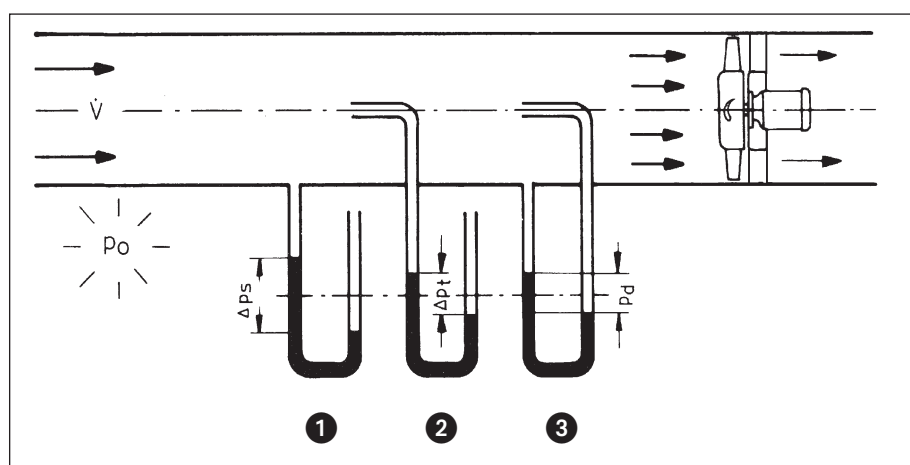
p_d ist der dynamische Druck oder Geschwindigkeitsdruck.

p_t ist der Totaldruck (bzw. die Totaldruckerhöhung), also die Summe aus statischem und dynamischem Druck.

Messung auf der Druckseite



Messung auf der Saugseite



- 1 Der statische Druck p_s wird z. B. über eine sauber entgratete Wandbohrung mit einem Manometer gemessen. Zweckmäßig ist es, über den Umfang verteilt mehrere Bohrungen anzubringen und diese Messstellen über eine Ringleitung miteinander zu verbinden.
- 2 Der Totaldruck p_t lässt sich mit einer um 90° abgewinkelten Sonde, die der Strömung mit der Öffnung entgegeng gehalten wird, messen. Diese Sonde heißt PITOT-Rohr.
- 3 Der dynamische Druck wird als Differenz zwischen p_t und p_s gemessen. Da $p_t = p_s + p_d$ gilt, ist $p_d = p_t - p_s$.

Ein Gerät zur Messung des dynamischen Druckes ist das PRANDTLsche Staurohr, das eine Kombination aus PITOT-Rohr und statischer Drucksonde darstellt.

Bei Druckmessungen an Anlagen ist nach Möglichkeit eine Stelle zu wählen, bei welcher ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil herrscht. Zu vermeiden sind Messorte unmittelbar hinter Krümmern (siehe 2.8), Abzweigen, Erweiterungen etc., da hier der statische Druck über den Querschnitt gesehen nicht konstant ist und die Messungen zwangsläufig fehlerhaft sind.

Die üblichen Druckmessgeräte zeigen die Drücke in Pa an. Ältere Druckmessgeräte zeigen noch in mm WS = 1 kp/m^2 an.

Die Umrechnung in das gültige Maßsystem (SI-System) lautet:

$$1 \text{ mm WS} = 1 \text{ kp/m}^2 = 9,81 \text{ Pa} \approx 10 \text{ Pa}$$

3. Der Axialventilator

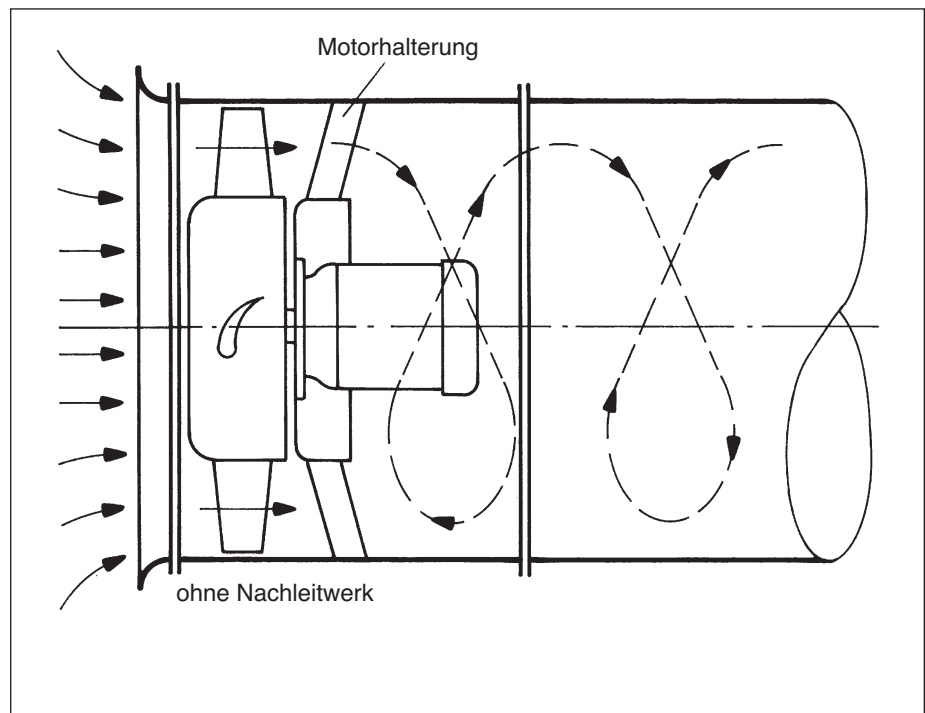
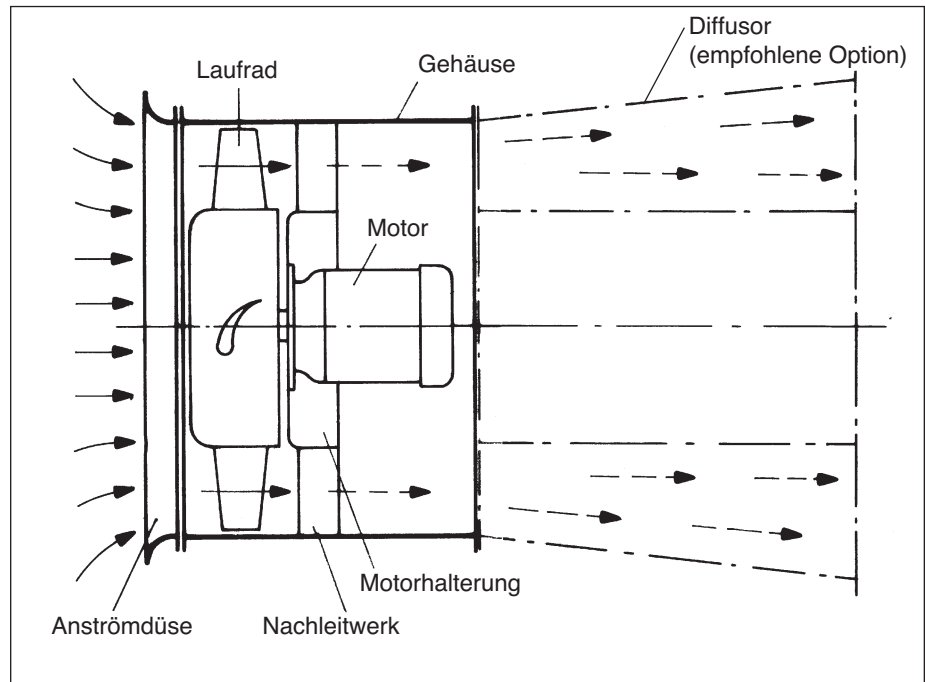
3.1 Aufbau und Funktion

Der Axialventilator besteht aus der Anströmdüse, dem Gehäuse, dem Laufrad und dem Antriebsmotor mit Nachleitwerk bzw. Motorhalterung (bei leitwerkslosen Axialventilatoren).

Große Axialventilatoren werden druckseitig mit einem Diffusor ausgestattet zur verlustarmen Umwandlung des hohen dynamischen Druckes in statischen Druck. Die Ausführung des Diffusors ist unterschiedlich, abhängig ob mit oder ohne Nachleitwerk.

Die Anströmdüse hat die Aufgabe, eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung vor dem Laufrad zu erzeugen, damit dieses voll über die gesamte Schauffellänge beaufschlagt wird (siehe 2.8). In den Schaufelkanälen des Laufrades findet die Energieumsetzung statt. Hier wird statischer und dynamischer Druck erzeugt. Hinter dem Laufrad stellt sich eine stark drallbehaftete, spiralenförmige Strömung ein, d. h. die vom Laufrad abströmende Luft hat eine Geschwindigkeitskomponente in tangentialer (Umfangs-) Richtung.

Um diese nutzlose Komponente dynamischer Druckenergie in statische Druckenergie zu verwandeln, werden Leitwerke eingesetzt. Das sind fest im Schacht in Strömungsrichtung vor oder hinter dem Laufrad angeordnete Leitschaufelkränze. Entsprechend nennt man sie Vorleitwerk bzw. Nachleitwerk. Sie bewirken eine Umlenkung der Strömung in dem Sinne, dass die Abströmung hinter dem Ventilator axial gerichtet ist.



3.2 Geschwindigkeitsdreiecke

Die Strömungsvorgänge im Ventilator lassen sich anschaulich durch die Geschwindigkeitsdreiecke darstellen. Hierbei bedeuten:

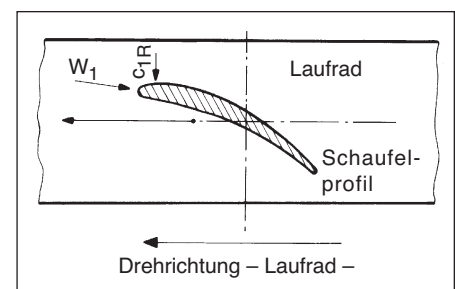
- Index 0 Eintritt Vorleitwerk
- Index 1_R Eintritt Laufrad bzw. Austritt Vorleitwerk (Ringquerschnitt)
- Index 2 Austritt Laufrad bzw. Eintritt Nachleitwerk
- Index 3 Austritt Nachleitwerk

- c absolute Geschwindigkeit
- w relative Geschwindigkeit
- u Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades

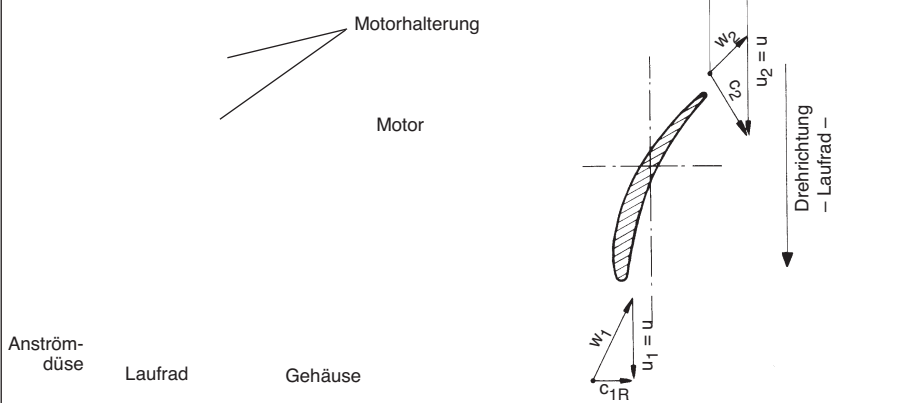
Die absolute Strömungsgeschwindigkeit c ist stets die vektorielle Summe aus Umfangsgeschwindigkeit u und der relativen Strömungsgeschwindigkeit w :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

c_{1R} ist die drallfreie absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad (→ Ringquerschnitt beachten)



a) Axialventilator ohne Leitwerk



u ist die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, die sich aus der Laufraddrehzahl ergibt:

$$u = \frac{d}{2} \cdot \omega = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$$

mit

ω = Winkelgeschwindigkeit des Laufrades in s^{-1}

u = Umfangsgeschwindigkeit in m/s

d = Durchmesser des Schaufelschnittes in m

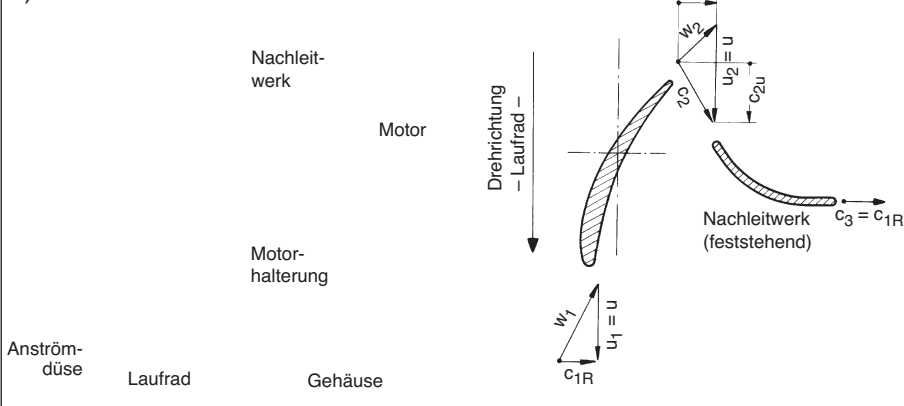
n = Laufraddrehzahl in min^{-1}

w_1 ist die relative Anströmgeschwindigkeit der Schaufel. Sie ergibt sich aus der vektoriellen Addition der Eintrittsgeschwindigkeit c_1 und der Umfangsgeschwindigkeit u . Die Länge der Pfeile ist dabei gleich dem Geschwindigkeitsbetrag.

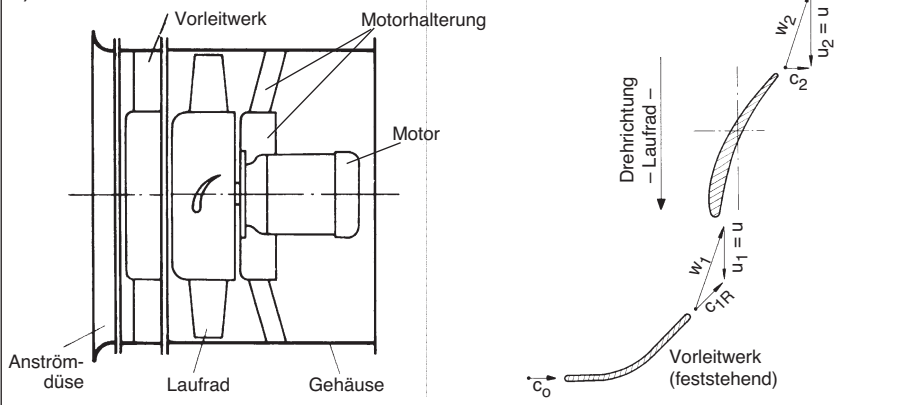
Die Änderung von w_1 zu w_2 erfolgt durch die Krümmung und Form der Schaufelkanäle.

c_2 ist die absolute Geschwindigkeit beim Austritt aus dem Schaufelgitter und damit ggfs. die Eintrittskomponente für das Nachleitwerk.

b) Axialventilator mit Nachleitwerk



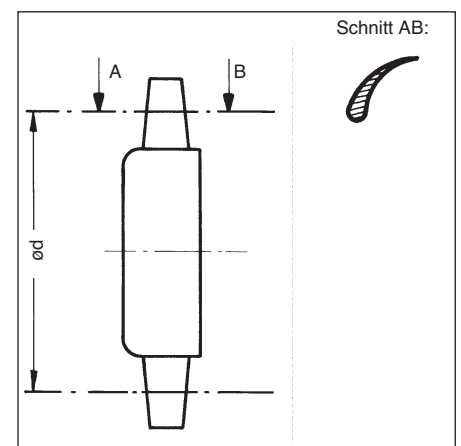
c) Axialventilator mit Vorleitwerk



d) Axialventilator als Gegenläufer

Zur Erzielung höherer Drücke können bestimmte Axialventilatoren als Gegenläufer eingesetzt werden. Hierzu sind zwei komplette Ventilatoren, jeweils mit Motor, erforderlich, die, gegenläufig drehend, so installiert werden, dass die beiden Laufräder unmittelbar gegenüber angeordnet sind.

Gegenläufer weisen im Vergleich zum zweistufigen gleichlaufenden Axialventilator aerodynamisch keine signifikanten Unterschiede auf. Die Schallentwicklung ist beim Gegenläufer jedoch deutlich ungünstiger als beim zweistufigen Gleichläufer.



3.3 Bauformen der Axialventilatoren

Axialventilatoren können nach den unterschiedlichsten Gesichtspunkten je nach Anwendung und Betriebsbedingungen eingeteilt werden.

3.3.1 Axialventilatoren für die Lüftungstechnik

3.3.1.1 Leitwerkanordnung

- Axialventilator ohne Leitwerk
- Axialventilator mit Vorleitwerk
- Axialventilator mit Nachleitwerk

3.3.1.2 Laufradschaufeln

Axialventilatoren mit starren, nicht verstellbaren Laufradschaufeln haben nur eine unveränderliche Kennlinie für jede Drehzahl.

Axialventilatoren mit verstellbaren Laufradschaufeln haben mehrere Kennlinien, die in Abhängigkeit vom Schaufelanstellwinkel dargestellt werden. Sie haben den Vorteil besonderer Anpassungsmöglichkeiten an unterschiedliche Betriebsbedingungen.

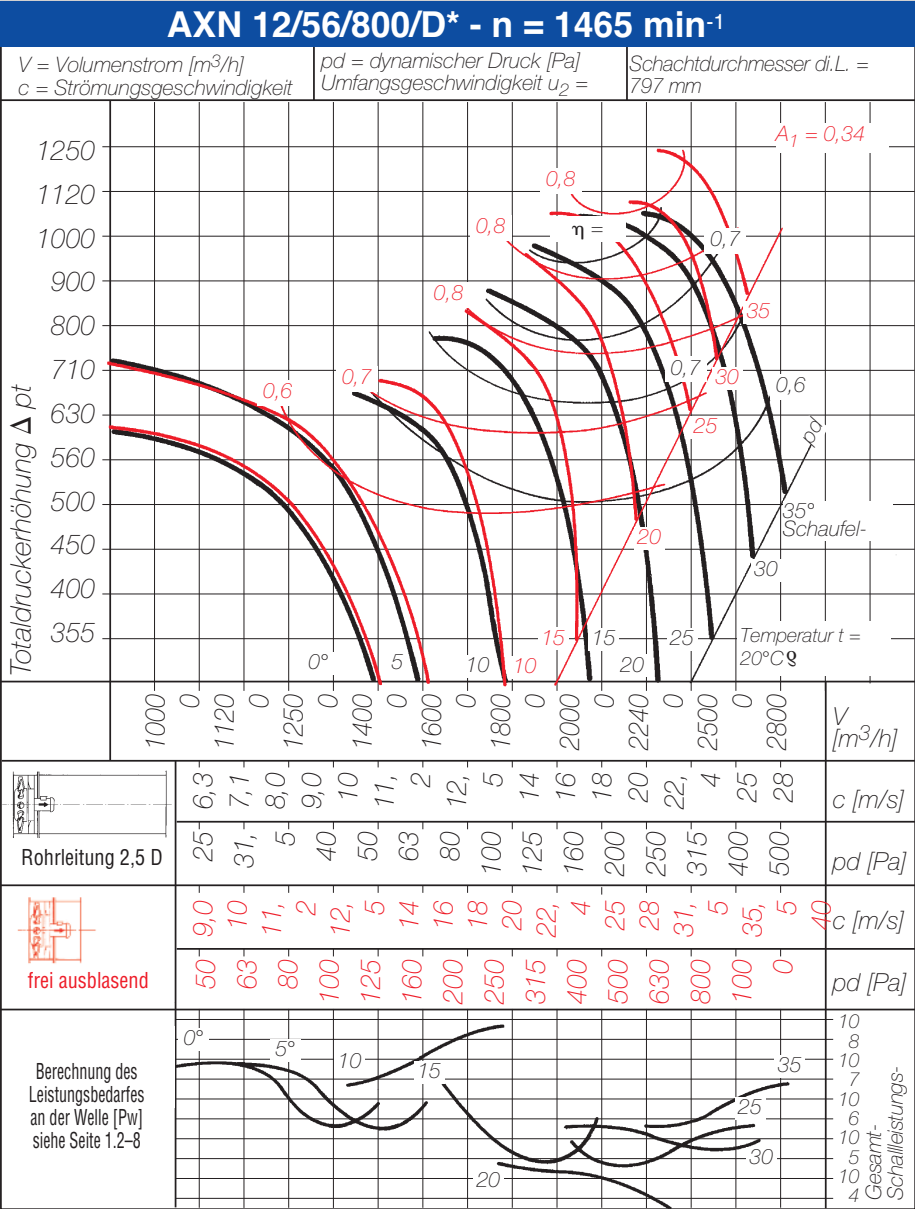
Standard ist die Anordnung mit im Stillstand verstellbaren Laufradschaufeln und Nachleitwerk. Für einfache Lüftungsaufgaben – niedrige Drücke – werden auch im Stillstand verstellbare Laufradschaufeln ohne Nachleitwerk eingesetzt.

Beispiel:

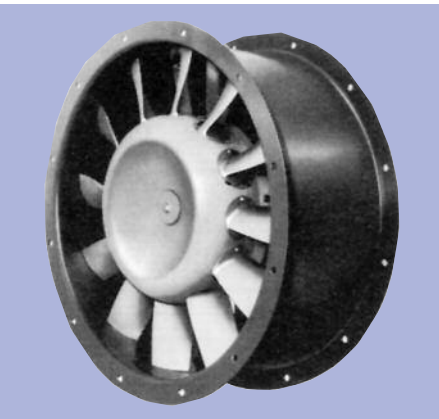
Axialventilator (mit im Stillstand verstellbaren Laufradschaufeln)

Fabrikat:

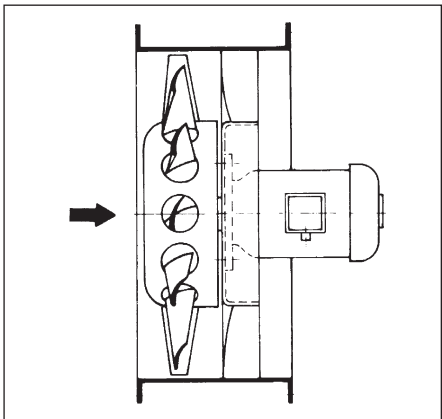
TROX TLT
Typ AXN 12/56/800/M-D



* Lüfrichtung D (über Motor drückend) - auf Normzahlen gerundete Werte



Bauform M-D



Technische Änderungen vorbehalten

3.3.2 Axialventilatoren für industrielle Anwendungen bzw. Groß-Axialventilatoren

Bei diesen Axialventilatoren wird in der Praxis im Wesentlichen unterschieden zwischen folgenden drei Ausführungen:

3.3.2.1 Axialventilator mit verstellbaren Laufschaufeln und festem Nachleitwerk

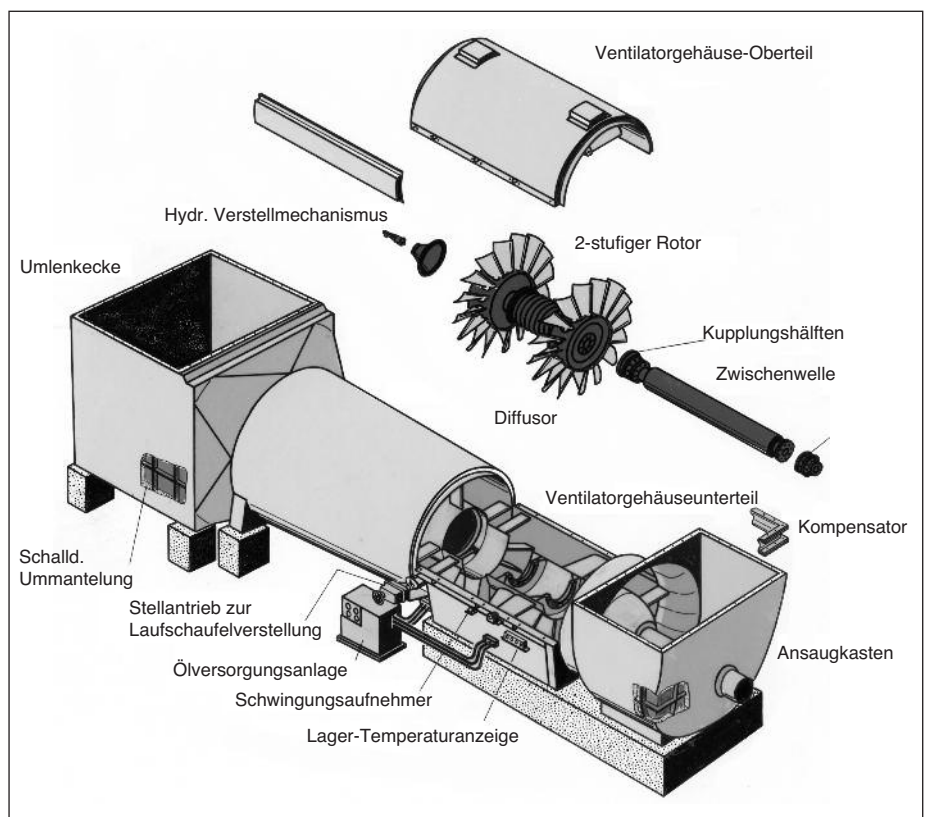
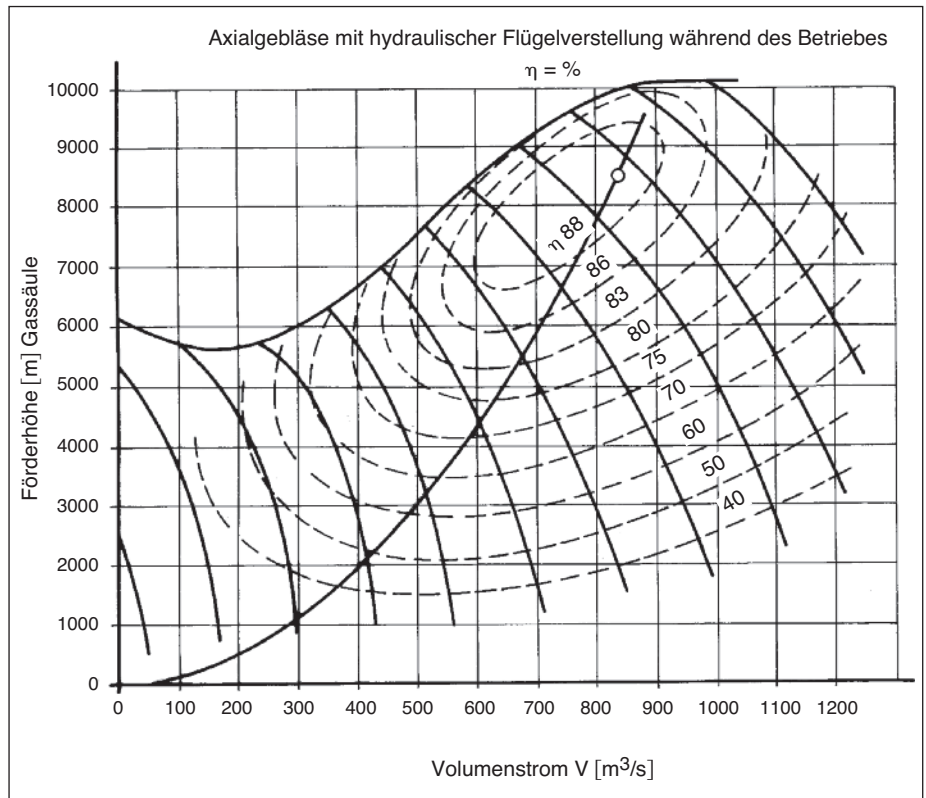
Diese Axialventilatoren sind verfügbar:

- mit einzeln im Stillstand verstellbaren Laufradschaufeln
- mit zentral im Stillstand verstellbaren Laufradschaufeln
- mit gemeinsam während des Betriebes regelbaren Laufradschaufeln. Diese Ausführung bietet Vorteile bei der Regelung des Volumenstromes und ergibt einen sehr umfangreichen Arbeitsbereich mit gutem Teillastverhalten.

Die hydraulische Laufschaufelverstellung während des Betriebes ist heute Stand der Technik.

Beispiel:
Axialventilator mit Laufschaufelverstellung

Fabrikat:
TROX TLT



3.3.2.2 Axialventilatoren mit verstellbarem Vorleitwerk und feststehenden Laufradschaufeln

Das Teillastverhalten dieses Axialventilators ist in den meisten Fällen schlechter als das der laufschaufelgeregelten Axialventilatoren.

Bedingt durch seine robuste Bauweise wird dieser Typ bevorzugt eingesetzt für extreme Betriebsbedingungen wie z. B. hoher Temperatur und Staubbeladung.

Typische Anwendungen:

Kraftwerke und Bergbau

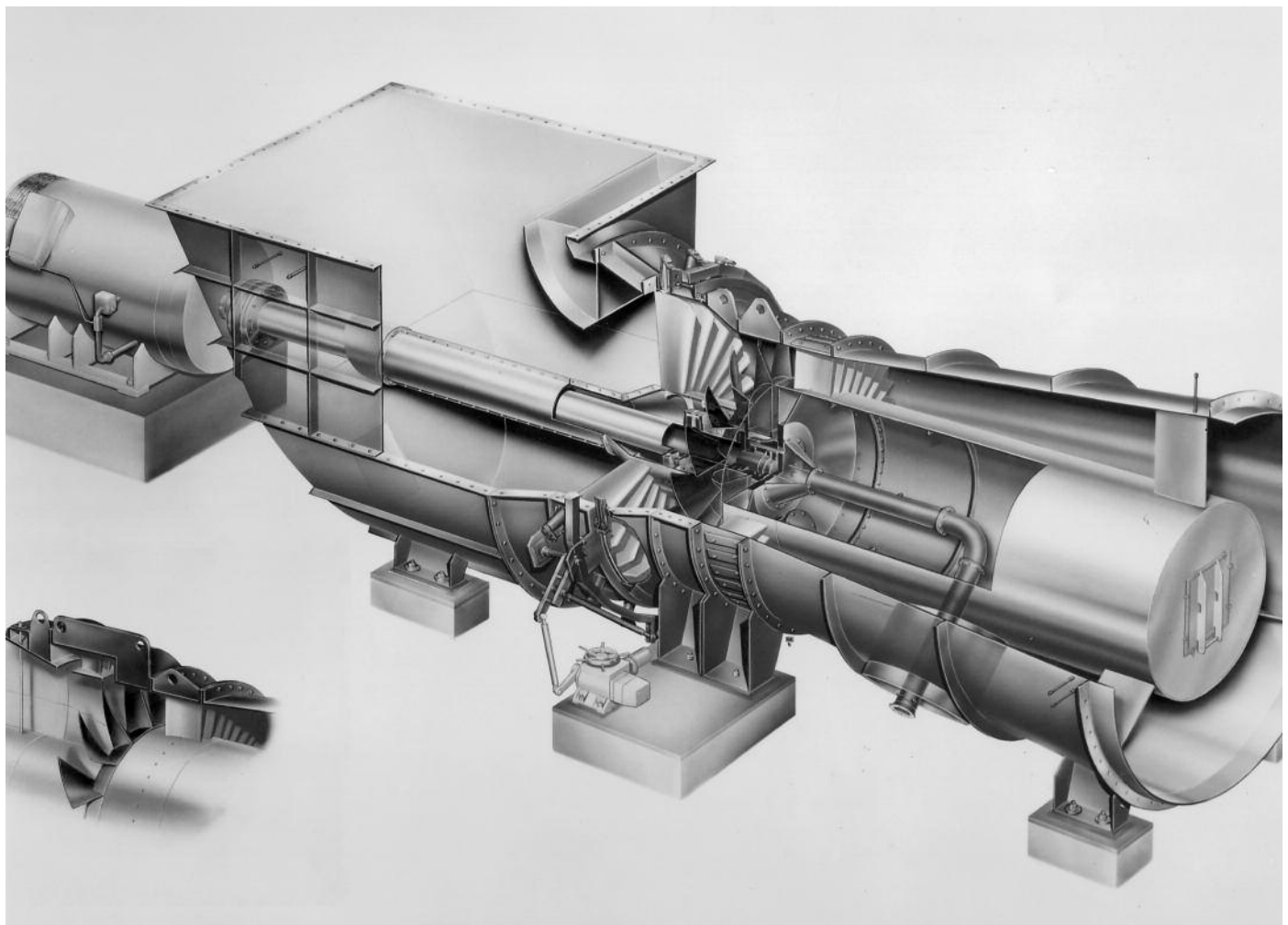
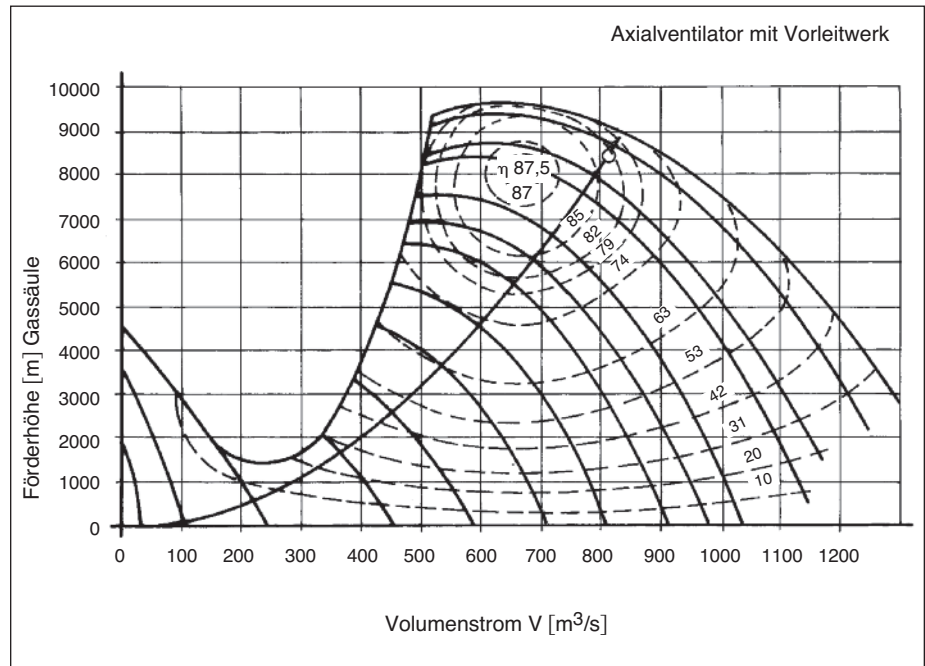
Beispiel:

Axialventilator mit verstellbarem Vorleitwerk

Fabrikat:

TROX TLT

Typ AN

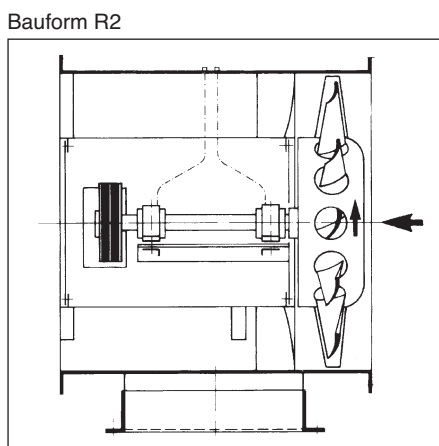
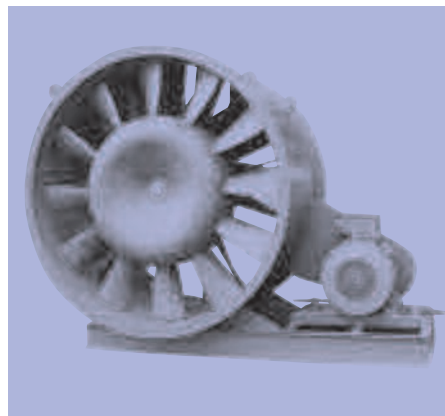


Technische Änderungen vorbehalten



■ Der einfache mechanische Aufbau ist der Garant für einen störungsfreien Betrieb.

TROX TLT
Typ AXN 12/56/1400/D/R2

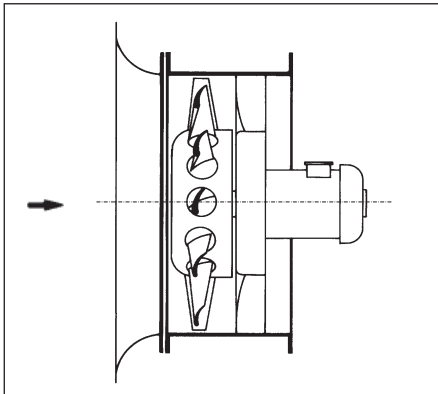


3.3.3 Luftrichtung im Ventilator

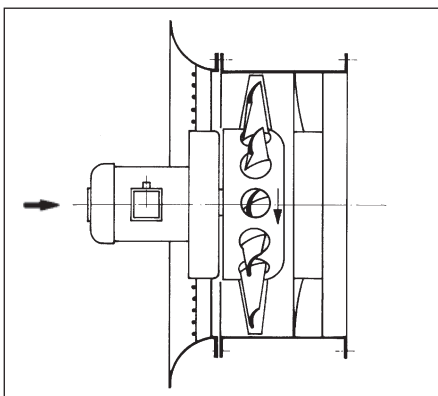
Die Luftrichtung im Axialventilator ist in der Regel vom Laufrad und Leitwerk über den Motor bzw. die Lagerung. Alle Kennlinien basieren auf dieser Anordnung.

Es kann jedoch Anlagen bzw. verfahrenstechnische Gründe geben, die eine Anordnung des Motors auf der Saugseite erfordern. Für diese Fälle bietet TLT GmbH die Ausführung über Motor saugend an. („S“)

Vorzuziehen ist die Luftrichtung „D“, denn bei der Luftrichtung „S“ muss die Kennlinie abgewertet werden und der Wirkungsgrad wird deutlich schlechter.



Standardausführung
Baureihe AXN-Bauform M-D
(über Motor drückend)



Sonderausführung
Baureihe AXN-Bauform M-S
(über Motor saugend)

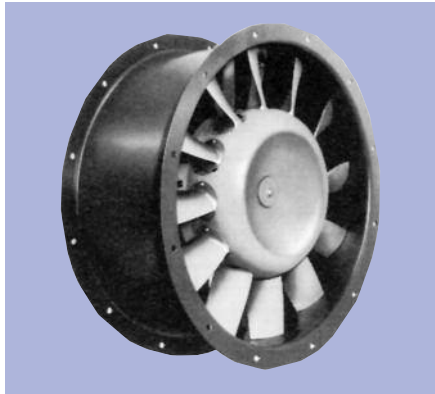
3.3.4 Nabenverhältnis

Unter Nabenverhältnis versteht man das Verhältnis Laufradnabendurchmesser zu Laufradaußendurchmesser. Bei Axialventilatoren liegen die

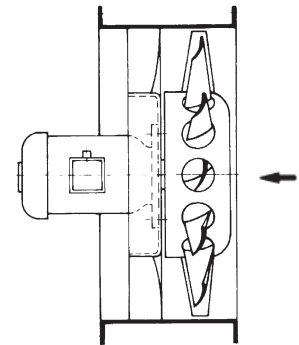
Verhältnisse etwa zwischen 0,25 und 0,63. Axialverdichter zum Vergleich können noch größere Nabenverhältnisse haben.

Je kleiner das Nabenverhältnis, desto geringer der Druck des Axialventilators.

3.3.5 Art des Antriebes



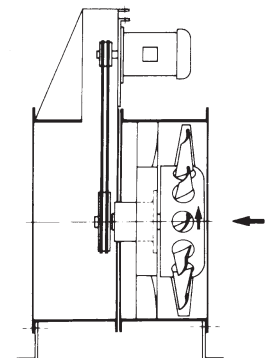
Axialventilator – in Normalausführung mit direktem Antrieb



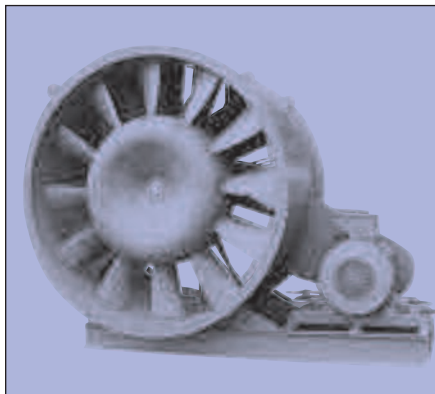
Bauform M = Laufrad auf der Motorwelle



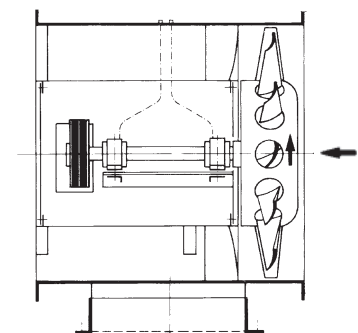
Axialventilator – mit Antrieb über Keilriemen (Motor auf Ventilatorgehäuse aufgebaut) in leichter Ausführung für die Lüftungstechnik



Bauform R1 = Laufrad über Keilriemen angetrieben



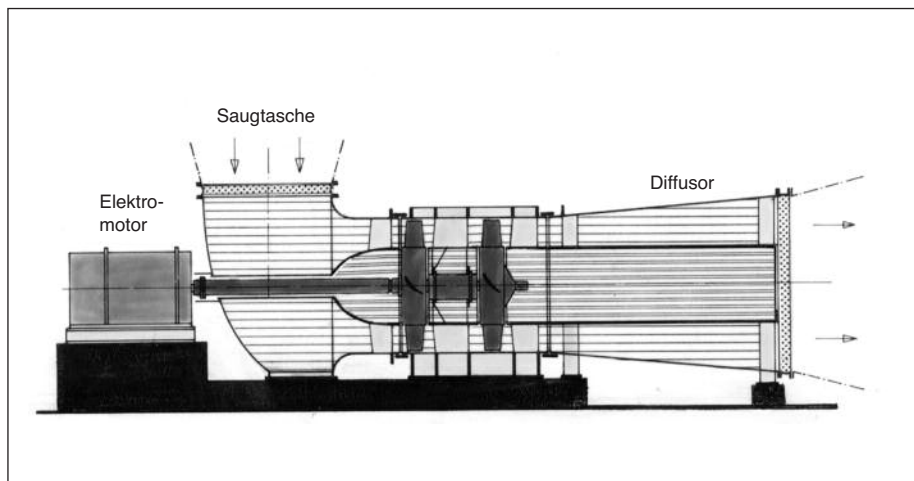
Axialventilator – mit Antrieb über Keilriemen (Motor separat auf Grundrahmen)



Bauform R2 = Laufrad über Keilriemen angetrieben

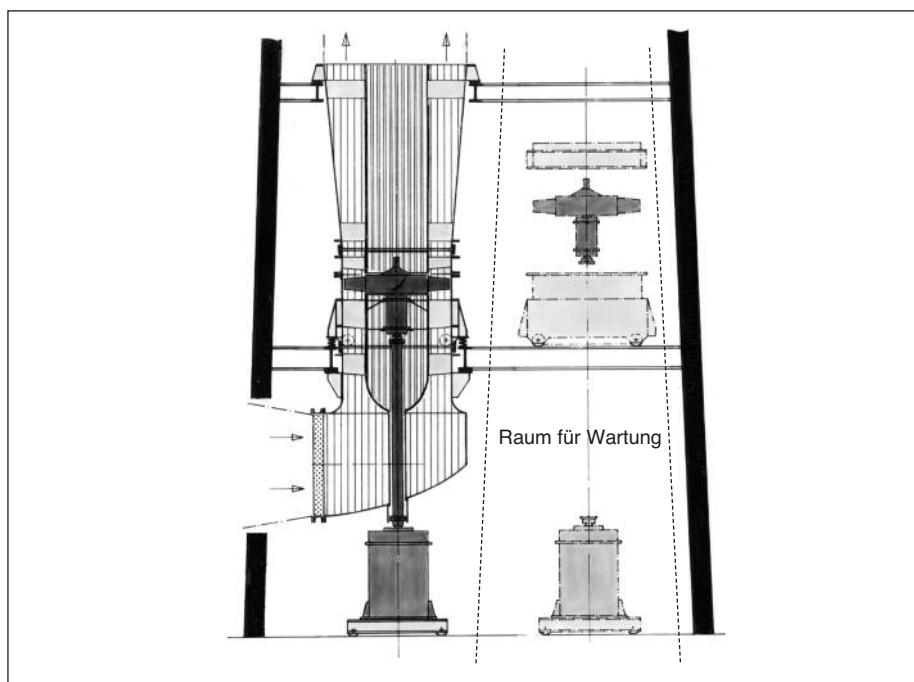
Groß-Axialventilator – doppelstufig mit gemeinsamer Doppellagerung direkt über Kupplung und Zwischenwelle angetrieben. Anordnung des Elektromotors außerhalb des Gasstromes.

Horizontale Aufstellung!



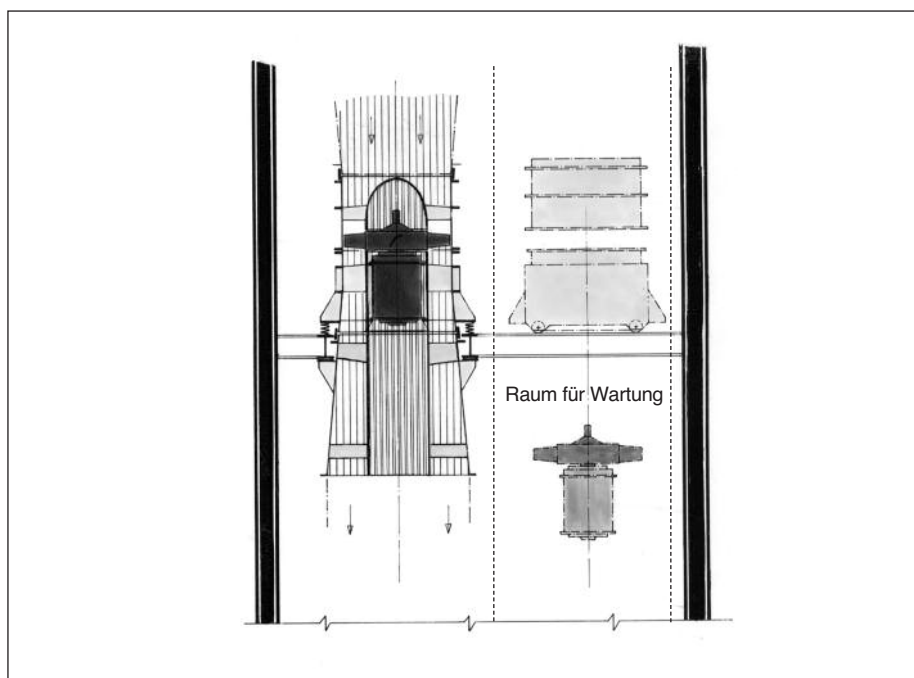
Groß-Axialventilator – einstufig mit Doppellagerung direkt über Kupplung und Zwischenwelle angetrieben. Anordnung des Elektromotors vertikal außerhalb des Gasstromes.

Vertikale Aufstellung!
z. B. im Kamin



Groß-Axialventilator – einstufig, Lauf-
rad auf Motorwelle. Elektromotor im
Luftstrom.

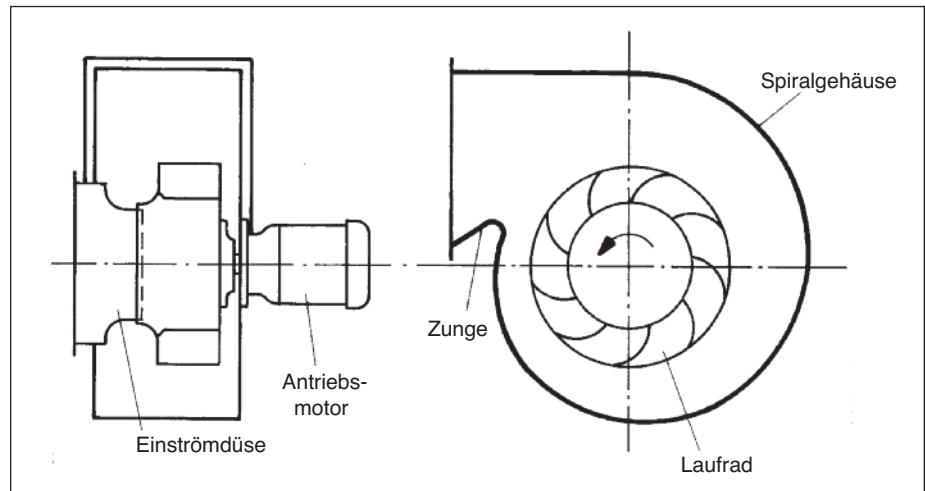
Vertikale Aufstellung!



IV. Der Radialventilator

4.1 Aufbau und Funktion

Der Radialventilator besteht aus dem Spiralgehäuse mit Einströmdüse und Austrittstutzen, dem Laufrad und der Zunge. Die zu fördernde Luft tritt durch die Einströmdüse in das Laufrad ein und wird dabei in radiale Richtung umgelenkt. Im Laufrad (Schaufelkanal) findet die Energieumsetzung statt, d. h. die dem Laufrad über die Welle vom Antriebsmotor zugeführte mechanische Energie wird in Druck- und Geschwindigkeitsenergie umgesetzt. Das Spiralgehäuse hat zwei Aufgaben zu erfüllen. Es sammelt die aus dem Laufrad ausströmende Luft, führt sie zu einem gemeinsamen Austritt und es wandelt einen Teil der Geschwindigkeitsenergie (dynamischer Druck) in Druckenergie (statischer Druck) durch die



stetige Querschnittserweiterung in Strömungsrichtung um (Diffusoreffekt).

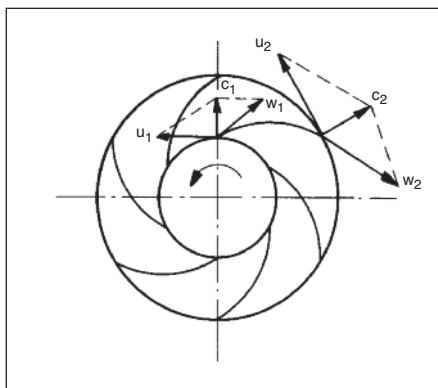
Die engste Stelle zwischen Spiralgehäusewand und Laufrad wird von der Zunge gebildet.

Radialventilatoren erreichen höhere Drücke als Axialventilatoren, da die radialen Schaufelkanäle durch die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt des Laufrades zur statischen Druckerzeugung beitragen.

4.2 Geschwindigkeitsdreiecke

Bei Radialventilatoren unterscheidet man im wesentlichen zwischen vier verschiedenen Laufradtypen je nach Form der Schaufel:

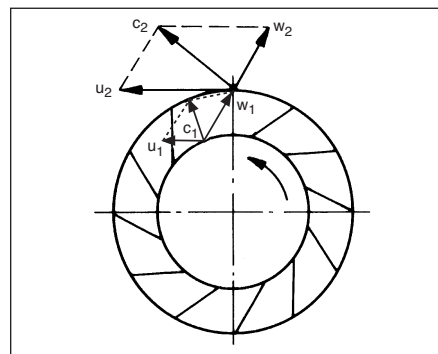
4.2.1 Rückwärts gekrümmte Schaufeln



Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln nennt man wegen ihres sehr guten Wirkungsgrades auch „Hochleistungsventilatoren“. Besonders geeignet sind diese Laufräder auch für freilaufende Radialventilatoren.

Schaufelaustrittswinkel $w_2 \leq 30^\circ$

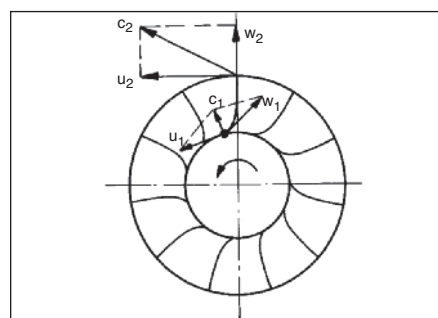
4.2.2 Rückwärts geneigte gerade Schaufeln



Geeignet für Gas mit groben trockenen Materialteilchen. Wegen des noch sehr guten Wirkungsgrades genannt „Hochleistungs-Staubschaufel-Ventilator“.

Schaufelaustrittswinkel $w_2 = 40$ bis 60°

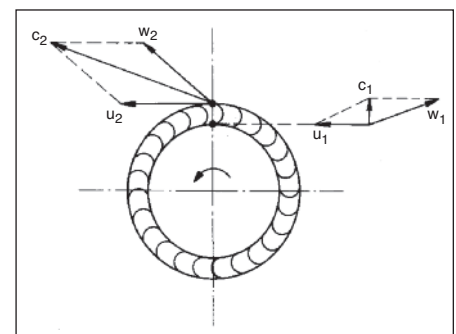
4.2.3 Radial endende Schaufeln



Diese Räder finden in der Lüftungs- und Klimatechnik wenig Anwendung. Sie dienen hauptsächlich wegen ihrer Verkrustungssicherheit zur Förderung staub- und stoffbeladener Gase (pneumatischer Transport). Je nach Staubart werden dazu allerdings auch rückwärts gekrümmte Schaufeln benutzt.

Schaufelaustrittswinkel $w_2 = 75$ bis 90°

4.2.4 Vorwärts gekrümmte Schaufeln



Radialventilatoren mit vielen kurzen, vorwärts gekrümmten Schaufeln nennt man auch Trommelläufer. Der Anteil der Geschwindigkeitsenergie ist sehr hoch. Wegen des niedrigen Wirkungsgrades wird diese Bauform nur noch bei kleinen Radialventilatoren in der Lüftungstechnik eingesetzt.

Technische Änderungen vorbehalten

4.3 Konfigurationen der Radialventilatoren

Radialventilatoren werden üblicherweise nach folgenden Gesichtspunkten eingeteilt:

■ Schaufelform

- Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln = „Hochleistungsventilatoren“.
- Radialventilatoren mit rückwärts geneigten geraden Schaufeln = „Hochleistungs-Staubschaukel-Ventilator“.
- Radialventilatoren mit radial endenden Schaufeln für schmutzigste Industrieanwendungen.
- Radialventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln für die Lüftungstechnik, (siehe auch 4.2).

■ Laufradverhältnisse

Ein wesentliches Charakteristikum ist das Verhältnis zwischen Außendurchmesser und Ansaugdurchmesser (= Nenndurchmesser) des Radiallaufrades. Dieses Verhältnis kennzeichnet die Baureihe von Radialventilatoren. Die üblichen Durchmesser-Verhältnisse liegen zwischen 1,1 und 7,1. In der Lüftungs- und Klimatechnik sind Baureihen 11 und 14 üblich. Je größer die Baureihe ist, um so höher ist die Druckerzeugung des Ventilators.

Das TROX-TLT-Programm (ehemals Babcock BSH) ist in sieben Baureihen gegliedert, denen jeweils nachstehende Drücke zugeordnet sind:

Baureihe	Druckbereiche bei $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ (Richtwerte)
11	100 – 2800 Pa
14	1800 – 4500 Pa
18	2800 – 7100 Pa
22	5500 – 11200 Pa
28	8100 – 16000 Pa
35	12500 – 20000 Pa
45	16000 – 25000 Pa

Durchmesserverhältnis 1,4 = Baureihe 14

4.3.1 Typenbezeichnungen

Die Typenbezeichnung eines Radialventilators hat neben seinem Druckvermögen Auskunft zu geben über seine speziellen Anwendungseigenschaften. Hierzu bietet sich neben der Baureihe der Schaufelaustrittswinkel w_2 an. Jede Baureihe weist deshalb verschiedene Laufradbeschaukelungen auf, gekennzeichnet durch den Schaufelaustrittswinkel w_2 . Damit sind die Möglichkeiten geschaffen, sich an anwendungsspezifische Anforderungskriterien anzupassen.

■ Kennlinienverlauf steil oder flach.

■ Anforderungen an den Regelbereich.

■ Staubbetrieb.

■ Verschleiß oder Anbackungen.

■ Jeder Betriebspunkt durch direkten Motorantrieb.

Typenbezeichnung des TROX-TLT-Standard-Programmes der Industrie-Radialventilatoren

14 / 45

Baureihe (Durchmesser-
verhältnis x10) Schaufelaus-
trittswinkel w_2

Z. B. das Standard-Programm bei der TROX TLT ist in sieben Ventilatorbaureihen gegliedert (Abb.), denen jeweils verschiedene Schaufelformen mit unterschiedlichen Schaufelaustrittswinkeln zugeordnet sind.

Darüber hinaus kann jeder Typ aus verschiedenartigen Werkstoffen für chemische Angriffe und höhere Temperaturen gebaut werden.

Nebenstehende Abbildung zeigt sämtliche Typen des Standard-Programmes mit Kennzeichnung der wichtigsten Eigenschaften. Bei dieser Leistungsdichte kann jeder Bedarfsfall optimal gelöst werden.

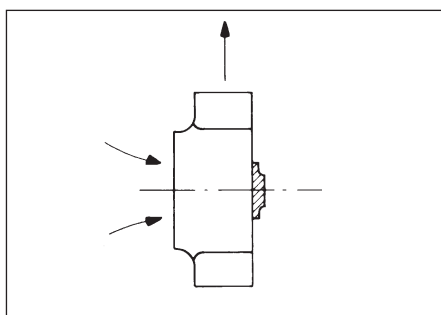
□ = Steil verlaufende Kennlinien
maximale Wirkungsgrade für Industrieatmosphäre besonders günstige Regelcharakteristik.

■ = Für Staubbetrieb
staubabweisend für grobe und trockene Materialteilchen.

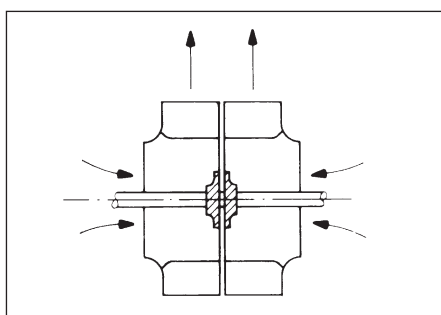
■ = Für extremen Staubbetrieb
selbstreinigende Laufradbeschaukelungen.
Eine Ausnahme bilden Materialien, die sich durch chemische Reaktionen oder elektrostatische Aufladungen ansetzen.

4.3.2 Art des Ansaugs

Radialventilatoren können mit einseitigem oder doppelseitigem Ansaug (ein- oder doppelflutig) ausgeführt werden. Der doppelseitige saugende Radialventilator fördert bei gleicher Ventilatorbaugröße und gleicher Totdruckerrhöhung etwa das Doppelte des Volumenstromes. Diese Anordnung entspricht einer Parallelschaltung (siehe 5.4).



einseitig saugendes Radiallaufrad



doppelseitig saugendes Radiallaufrad

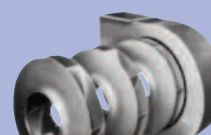
Typen, die bevorzugt in der Lüftungs- und Klimatechnik eingesetzt werden

11/20	□
11/25	□
11/30	□
11.1/30	□
11/40	■
14/20	□
14/30	□
14/45	■

11/45 W
11/60 ■



14/60 ■
14/80 ■



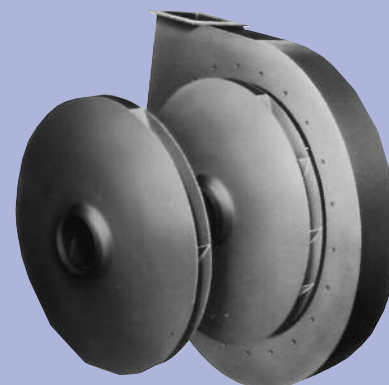
18/30 □
18/50 ■
18/80 ■

22/40 □
22/55 ■
22/80 ■

28/40 □
28/60 ■
28/75 ■

35/45 □
35/75 ■

45/50 □
45/78 ■

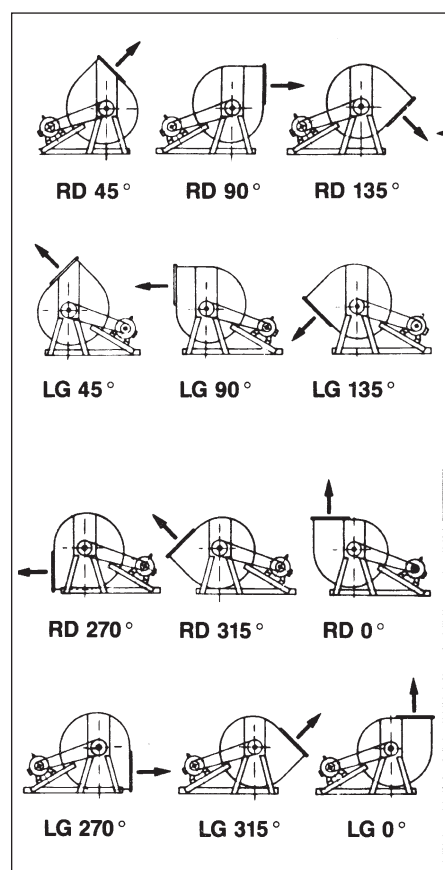


4.4 Bauformen* und Antriebsanordnungen

Bauart	Anschluß	Antrieb
R	U	M
einseitig saugend	unmittelbarer Rohranschluß	Laufwerk direkt auf Motorwellenzapfen
Z	E	K
zweiseitig saugend	mit Einströmdüse	über Kupplung
	S	R
	mit Saugkasten	über Riemen

*Bauformen nach VDMA 24164

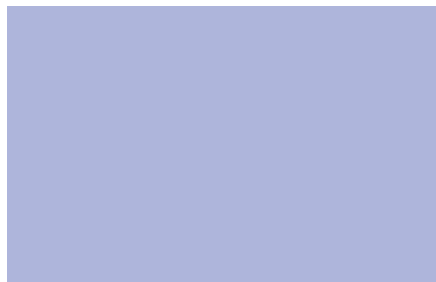
4.4.1 Gehäusestellungen und Drehrichtungen



Die Angabe der Gehäusestellung und Drehrichtung erfolgt immer von der Antriebsseite her gesehen.

Entsprechende Bezeichnungen sind der obigen Tabelle zu entnehmen.

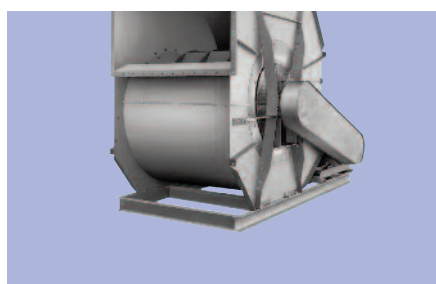
Bauformen-Beispiele (mit Zubehör-Optionen)



Bauform RUM: Einseitig saugend, Laufwerk auf der Motorwelle



Bauform RUR: Einseitig saugend, Laufwerk angetrieben über Riemen



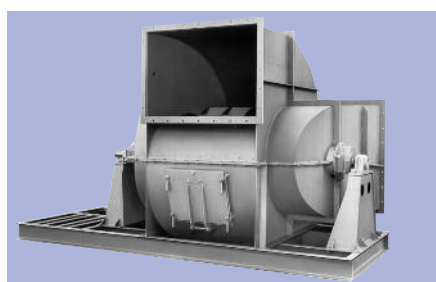
Bauform ZER: Zweiseitig saugend, Laufwerk angetrieben über Keilriemen



Bauform RUK IV: Einseitig saugend, für direkten Motorantrieb über elastische Kupplung



Bauform RUK V: Einseitig saugend, für direkten Motorantrieb über elastische Kupplung



Bauform ZSKI: Zweiseitig saugend, mit Ansaugkästen, für direkten Motorantrieb

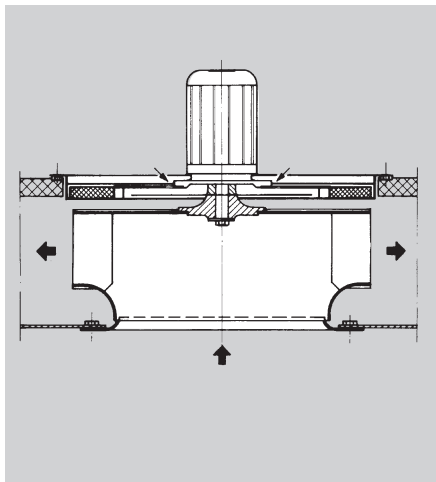
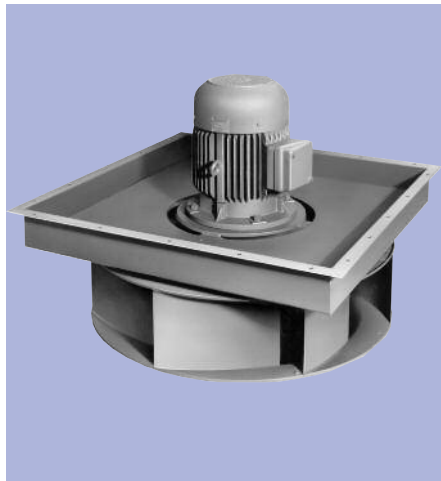
4.5 Wichtige Sonder- und Spezialbauarten

4.5.1 Freilaufende Radialventilatoren

Diese Bauart wird bevorzugt in einseitig saugender Ausführung eingesetzt, wo große Luftmengen gegen Gesamtdrücke ≤ 2500 Pa zu fördern sind.

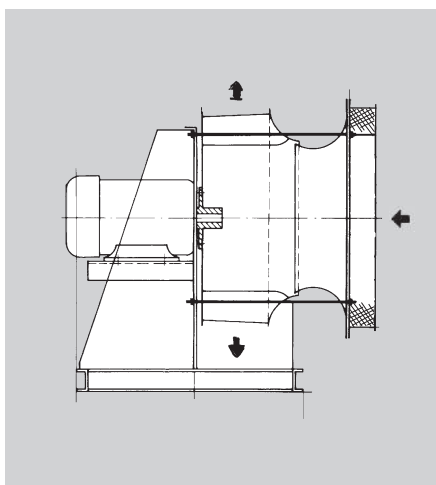
Zum Beispiel in:

Trocknern aller Art,
Lackieranlagen,
Rückkühlwerken,
Reinraumanlagen,
Zentralgeräten der Lüftungs-
und Klimatechnik.



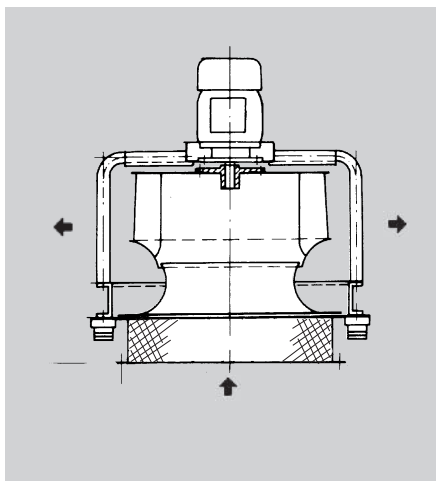
Freilaufender Radialventilator für Trocknereinbau

Antrieb durch Normmotor
Temperatur max. 250°C
Motorkühlung mit Raumluft
Kühlluft gelangt in Aufstellungsraum



Freilaufender Radialventilator für horizontalen Einbau in Klimazentralgeräte

Antrieb durch Normmotor im Förderluftstrom.



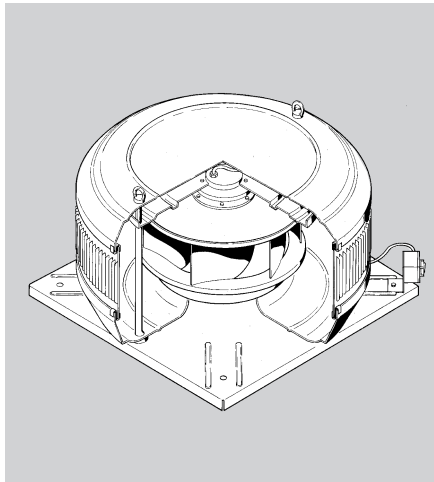
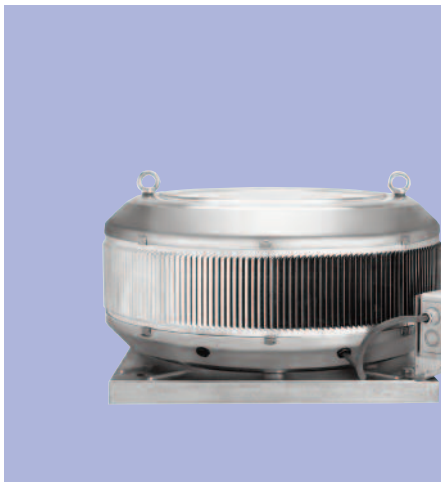
Freilaufender Radialventilator für vertikalen Einbau

Antrieb durch Normmotor im Förderluftstrom

4.5.2 Dachventilatoren

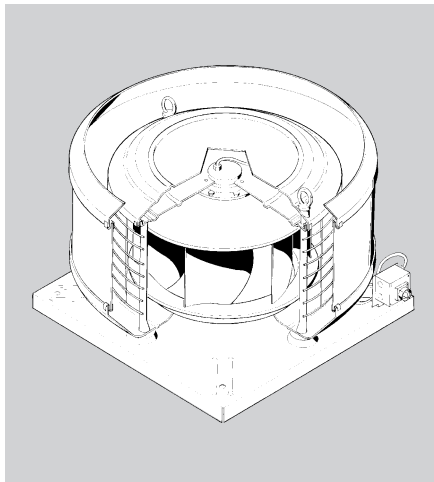
Eine spezielle Bauart des Radialventilators ist der Dachventilator, der freisaugend und dank seines Druckvermögens als zentraler Abluftventilator eingesetzt werden kann.

Es stehen unterschiedliche Bauweisen zur Verfügung, z. B.



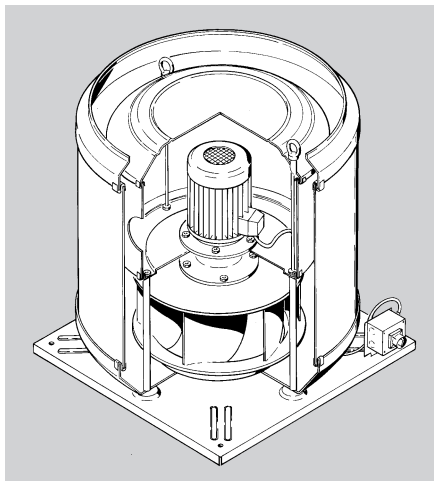
Dachventilator Baureihe DRH

mit horizontalem Luftaustritt,
Antrieb über Spezialmotor.
(Außenläufer)



Dachventilator Baureihe DRV

mit vertikalem Luftaustritt,
Antrieb über Spezialmotor.
(Außenläufer)



Dachventilator Baureihe DRVH

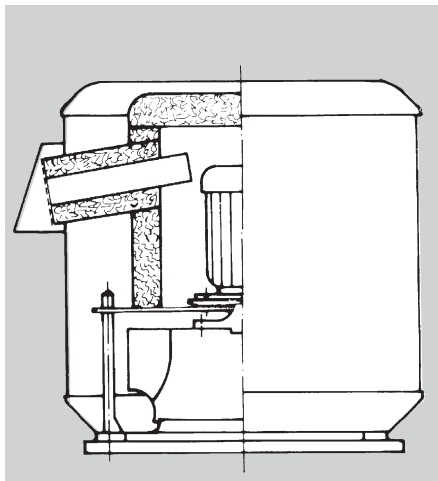
mit vertikalem Luftaustritt,
angetrieben von einem Normmotor.

Baureihe DRVH-H

wie vor, jedoch mit Kühlluftschacht
zum Motorraum.

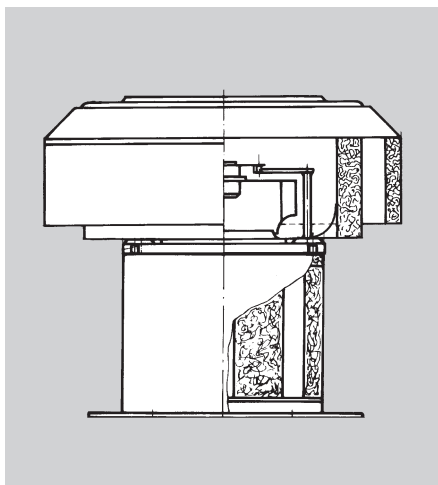
4.5.2 Dachventilatoren

als Entrauchungs-Ventilatoren und in schallgedämpfter Ausführung.



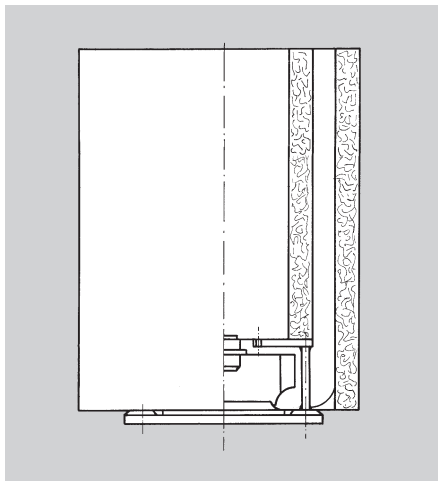
Dachventilator Baureihe BVD

mit vertikalem Ausblas.
als Entrauchungs-Ventilator zur Absaugung von Rauch- bzw. Brandgasen für F400/F600.



Dachventilator Baureihe DR-SDH

mit horizontalem Ausblas.
Ansaugseitig und ausblasseitig
schallgedämpft



Dachventilator Baureihe DR-SDV

mit vertikalem Ausblas und
Schalldämpfer.

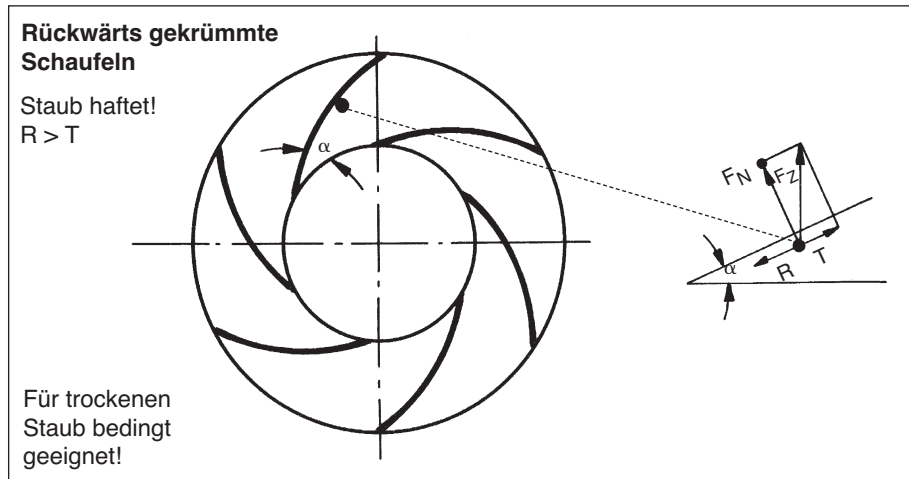
4.6 Staub- und Verschleißbetrieb

In Abluft- und gewissen Prozessventilatoren sind die Themen Staub und Verschleiß bei der Auslegung besonders zu berücksichtigen. Hierbei sind Staubbeladung, deren Konsistenz und Feuchtigkeit wichtige Faktoren.

4.6.1 Förderung von Staub und faserigem Gut

Jedes Staubteil, das nicht haftet, verursacht möglicherweise Verschleiß. Während sich fehlende Erkenntnisse über den Verschleißvorgang in erster Linie auf die Ersatzteilfrage ausgewählter Ventilorentypen auswirken, entscheiden Unsicherheiten zum Haftverhalten oft generell über den Einsatz der Ventilatoren.

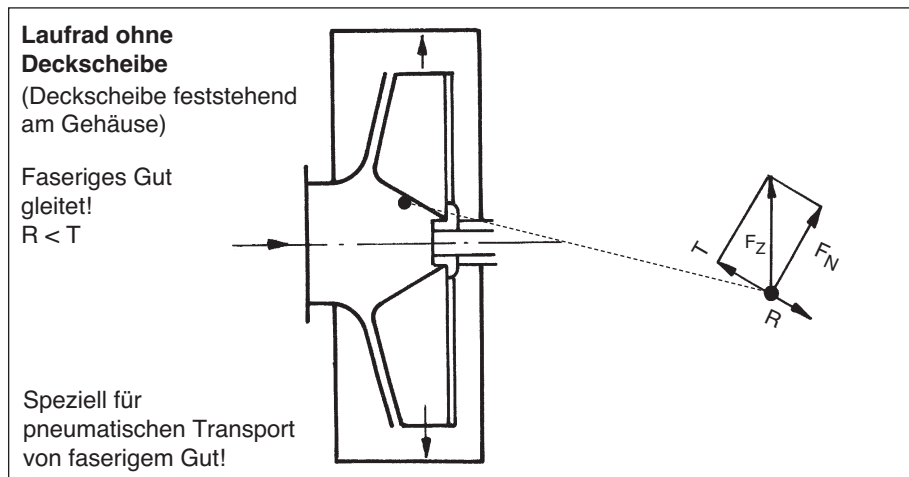
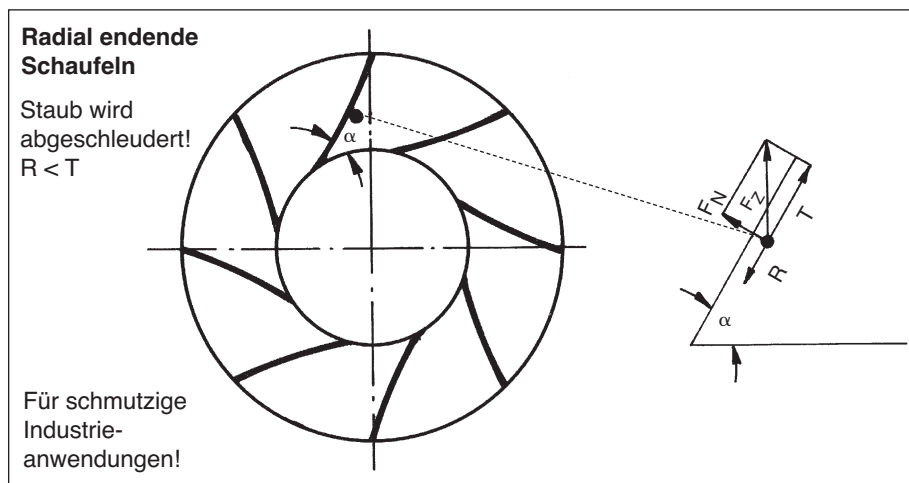
Die Neigung zum Anhaften auf der Schaufelsaugseite bei Radialrädern mit rückwärts gekrümmter Beschauflung und auf der Schaufeldruckseite bei vorwärts gekrümmtem Schaufelverlauf, ist präzise nur über Kenntnis der jeweiligen Rutschwinkel der Staub-Korngrößenverteilung vermeidbar. [1]



Begriffserklärung

F_N = Kraft in Normalrichtung
 F_Z = Zentrifugalkraft
 T = Kraft in Tangentialrichtung
 R = Reibkraft = $F_N \cdot \mu$
 μ = Reibungszahl

[1] Ventilatoren im Einsatz
 Schlender, Klingenberg
 VDI-Verlag 1996
 ISBN 3-1840 1293-x



Weitere Hinweise zur Auswahl der geeigneten Radialventilatoren befinden sich im Kapitel 4.2 und 4.3.

Achtung:

Bei starker Staubbelastung des geförderten Gasstromes ist der zusätzliche Leistungsbedarf und Druckabfall zu berücksichtigen.

4.6.2 Verschleiß an Ventilatoren

In Ventilatoren, deren Förderstrom mit Materialteilchen belastet ist, tritt Verschleiß auf. Er lässt sich in solchen Ventilatoren nicht verhindern, wohl aber durch geeignete Maßnahmen reduzieren.

Verschleiß an Ventilatoren bedingt durch Abrasion verändert die beaufschlagten Oberflächen. Es bilden sich Mulden, Wellen, Kratzer und Riefen. Es tritt somit ein Mikrozerpannungsprozess auf, der einen Materialverlust zur Folge hat.

Abrasion wird ausgelöst durch die im Gasstrom enthaltenen Materialteilchen, die über die betreffenden Flächen gleiten oder mit unterschiedlichen Winkeln aufprallen.

Der allgemeine Grundsatz, dass eine Radialventilatorschaufel, die an jedem Punkt der radialen Erstreckung eine Tangente zur Staubstrombahn ist, stets den geringsten Verschleiß – Gleitverschleiß – aufweist, kann als gesichert betrachtet werden. Ist die angepasste Auswahl entsprechender Beschaukelungen nicht möglich, bleibt nur der Weg über entsprechende Werkstoffe und Materialdicken, den Verschleißvorgang wirtschaftlich zu gestalten.

Die wichtigsten Kriterien eines Verschleißorgans sind:

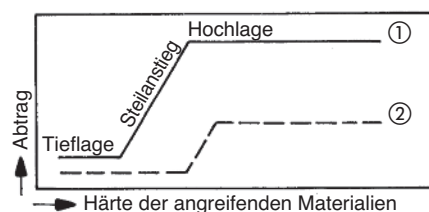
A. Ventilatorlaufrad

- Härte des Grundkörpers und seine Materialstärke.
- Laufrad-Umfangsgeschwindigkeit.
- Laufschaufelform.

B. Förderstrombelastung

- Härte der angreifenden Materialteilchen.
- Korngröße und Körperform der Materialteilchen.
- Dichte der Materialteilchen.

Verschleißvorgänge



- ① weicher Grundkörper
② harter Grundkörper

Einfluss der Härte von Materialteilchen auf den Abtrag an der Oberfläche für weichen Grundkörper (z. B. Laufradschaufel ungeschützt) und harter Grundkörper (z. B. Laufradschaufel gepanzert mit Hartmetallen).

- 1 Ist die Härte der angreifenden Materialteilchen geringer als der Grundkörper, tritt wenig Verschleiß auf. Der Verschleißvorgang liegt in der **Tiefenlage**.
- 2 Ist jedoch Härte der angreifenden Materialteilchen höher als der Grundkörper, tritt erheblicher Verschleiß auf. Der Verschleißvorgang liegt in der **Hochlage**.
- 3 Sind Härte der angreifenden Materialteilchen etwa gleich dem

Grundkörper, verursachen geringe Verschiebungen bereits beachtliche Veränderungen im Verschleißverhalten. Der Verschleißvorgang liegt im **Steilanstieg**.

Wichtig

Zur Minimierung von Verschleiß muss die Härtepaarung so gewählt werden, dass die Härte des Grundkörpers auf der Verschleißseite über der des angreifenden Materials liegt.

Maßnahmen	Beschreibung
 b = Seitenschutz	1. Schaufelmateriale s Ste 70 2. Schaufelstärke „s“ um 2 – 3 mm erhöht 3. Schweißraupen quer zur Förderrichtung durch Panzerelektroden, Schweißraupenabstand „a“ verringert sich zum Außendurchmesser.
 Schaufelform eben (nicht gekrümmt)	1. Grund-Schaufelmateriale s 2. Oberflächenpanzerung durch hochfeste Schleißchutzbeschichtung $s_1 = \text{ca. } 0,8 - 1,0 \text{ mm}$ durch harte Wolfram-Chromkarbide im Flammaufspritzverfahren
 Schaufelform eben (nicht gekrümmt)	1. Grund-Schaufelmateriale s 2. Oberflächenpanzerung durch hochfeste Schleißchutzbeschichtung $s_1 = \text{ca. } 5 \text{ mm}$ durch harte, Chromkarbid enthaltende Auftragsschweißung in einer in sich geschlossenen Schweißschicht

Anmerkung:

Verschleißmaßnahmen an Laufrädern führen zu höheren Gewichten und Unwuchtkräften. Folgeerscheinungen wie

- verstärkte Antriebswellen und Lager
- verstärkte Unterbauten des Ventilators
- negative Beeinflussung des Wirkungsgrades

sind zu beachten!

5. Der Ventilator in der Anlage

5.1 Anlagen- und Ventilator Kennlinie, Proportionalitätsgesetze

Über die Theorie der Anlagenkennlinien wurde bereits in 2.5 berichtet. Nachfolgend sind an einem Beispiel (Radialventilator Typ RA 11.1, Baugröße 800, Fabr. TROX TLT) die Gesetzmäßigkeiten aufgezeigt und zwar in linearer und in doppellogarithmischer Darstellung.

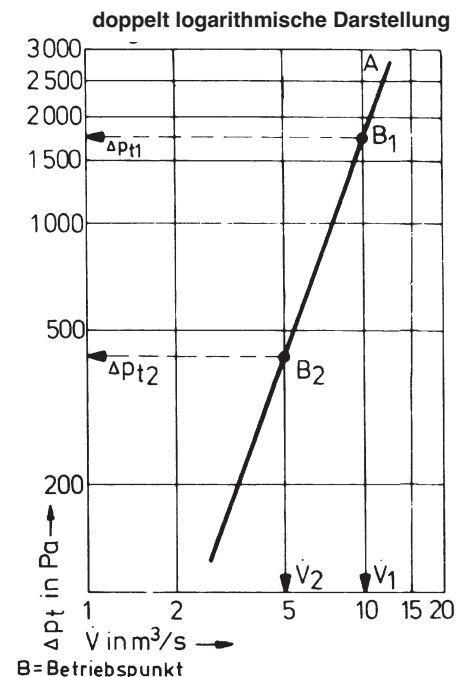
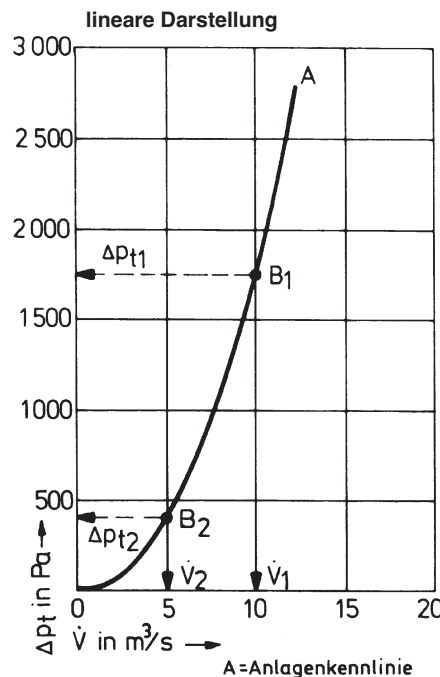
Vergleicht man zwei Betriebspunkte, dann gilt: Das Druckverhältnis ist gleich dem Volumenverhältnis zum Quadrat, d. h.

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}\right)^2 \text{ bzw. } \Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1}\right)^2$$

Im Beispiel ist der Betriebspunkt B₁ bei $\dot{V}_1 = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\Delta p_{t1} = 1750 \text{ Pa}$. Wie groß ist Δp_{t2} bei $\dot{V}_2 = 5 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Delta p_{t2} = 1750 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{5}{10}\right)^2 = 438 \text{ Pa}.$$

Anlagenkennlinien mit unterschiedlichen Betriebspunkten



Die Totaldruckerhöhung eines Ventilators setzt sich zusammen aus der statischen und dynamischen Druckerhöhung. Der dynamische Anteil wird bezogen auf den Ventilatorsaugstutzen. Er wird nach der bekannten Beziehung $p_d = \frac{\rho}{2} c^2$

berechnet. Hierbei ist c die mittlere Geschwindigkeit im Ventilatorsaugstutzen, also

$$c = \frac{V}{A} \text{ mit } A = \text{Fläche des Ventilatorsaugstutzens}$$

In unserem Beispiel ist für $V = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ und für den gewählten Radialventilator BG 800:

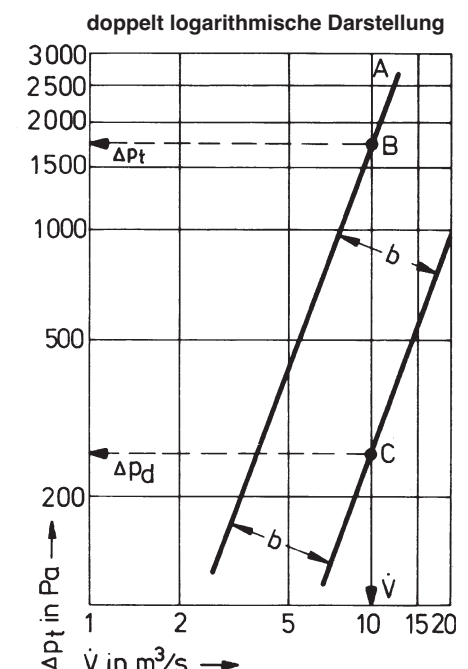
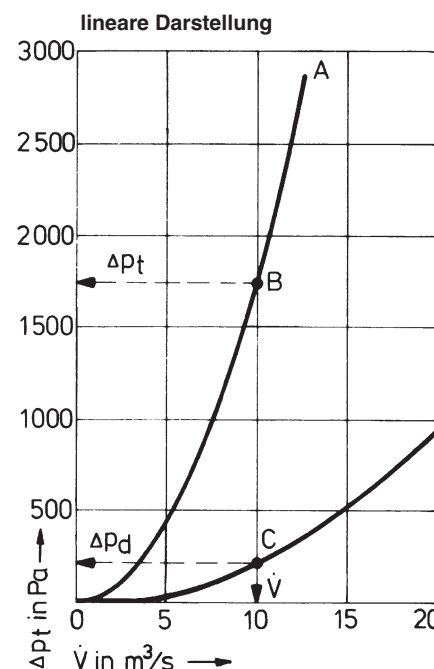
$$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,82^2 \pi}{4} = 0,502 \text{ m}^2$$

$$c = \frac{V}{A} = \frac{10 \text{ m}^3}{0,502 \text{ m}^2 \cdot \text{s}} = 19,9 \text{ m/s}$$

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \frac{1,2}{2} \cdot 19,9^2 \frac{\text{kg m}^2}{\text{m}^3 \text{ s}^2} = 238 \text{ Pa}$$

Dynamischer Druck im Ventilatorsaugstutzen

(c = Linie des dynamischen Druckes)



Die Charakteristik eines Ventilators wird durch eine Kennlinie beschrieben. Diese wird unter bestimmten Bedingungen, die in der ISO 5801 festgelegt sind, auf dem Prüfstand ermittelt. Hierbei werden verschiedene Betriebspunkte durch Drosselung des Volumenstromes simuliert und die jeweiligen gemessenen Wertepaare Δp_t und $\dot{V}$ in einem Diagramm aufgetragen und zur Kennlinie miteinander verbunden. Gleichzeitig wird hierbei der Leistungsbedarf an der Ventilatorwelle zur Ermittlung des Wirkungsgrades gemessen. Er ergibt sich aus Antriebsdrehmoment M_w und der Winkelgeschwindigkeit ω . Der Wirkungsgrad η ist der Quotient aus abgegebener und zugeführter Leistung. Die abgegebene Leistung P nennt man Nutz- oder Förderleistung, die zugeführte ist die zum Antrieb erforderliche Wellenleistung P_w .

$$\left. \begin{aligned} P &= \Delta p_t \cdot \dot{V} \\ P_w &= M_w \cdot \omega \end{aligned} \right\} \eta = \frac{P}{P_w} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}}{M_w \cdot \omega}$$

bzw.
$$P_w = \frac{P}{\eta} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}}{\eta}$$
 wenn η bekannt ist.

P = Leistung in W (bzw. kW, wenn p_t in kPa)

Δp_t = Totaldruckerhöhung in Pa (bzw. kPa)

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

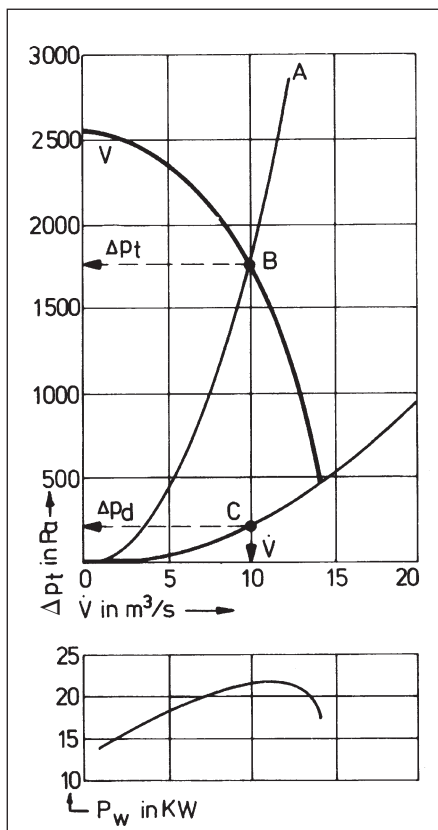
M_w = Antriebsdrehmoment in Nm

ω = Winkelgeschwindigkeit in $1/\text{s}$

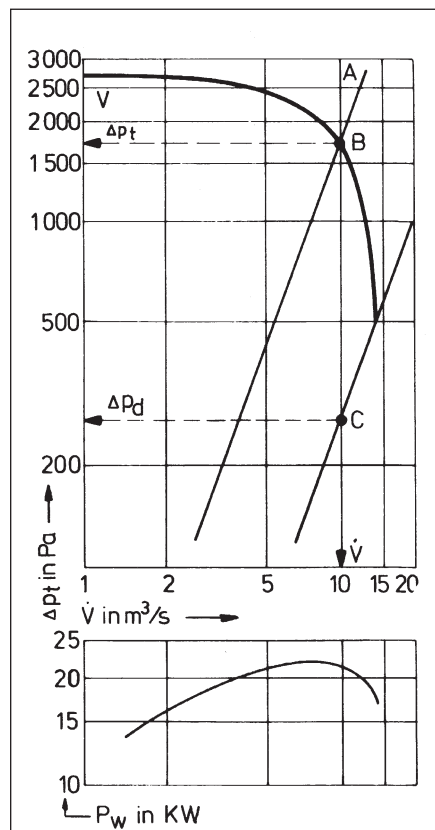
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{für } n \text{ in } \text{min}^{-1}$$

Ventilator- und Anlagenkennlinie

lineare Darstellung



doppelt logarithmische Darstellung



Der Betriebspunkt des Ventilators in der Anlage ergibt sich stets als Schnittpunkt zwischen Anlagen- und Ventilator Kennlinie!

Der Schnittpunkt der Ventilator Kennlinie mit der Linie des dynamischen Druckes stellt das maximale Schluckvermögen eines Ventilators dar, das ist die Luftmenge, die er gegen den „Anlagenwiderstand Null“ fördern würde.

Technische Änderungen vorbehalten

Proportionalitätsgesetze für geometrisch und kinematisch ähnliche Ventilatorbaureihen.
Index 2 = Bezugsbaugröße

Formelzeichen:

$\dot{V}$ = Volumenstrom [m³/h bzw. m³/s]

n = Drehzahl [min⁻¹]

Δp_t = Totaldruckerhöhung [Pa]

P_w = Leistungsbedarf a. d. Welle [kW]

T = Temperatur [°C]

ϱ = Dichte [kg/m³]

d = Rad außen Ø [m]

A $n \neq \text{const.}, \varrho = \text{const.}$

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

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

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}\right)^3$$

C $n = \text{const.}, d_2 \neq \text{const.}$

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3$$

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5$$

B $n = \text{const.}, \varrho \neq \text{const. bzw.}$

$T \neq \text{const.}$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \text{const.}$$

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

D $n \neq \text{const.}, d \neq \text{const.}, \varrho \neq \text{const.}$

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3$$

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \frac{\varrho_1}{\varrho_2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \frac{\varrho_1}{\varrho_2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5$$

Proportionalitätsgesetze (Beispiel)

1) Drehzahländerung (von n_1 auf n_2 , hier von 1400 auf 1600 min⁻¹)

In unserem Beispiel wurden die Drehzahlen des Ventilators von 1400 auf 1600 min⁻¹ verändert.

Durch die bekannte, quadratische Charakteristik der Anlagenkennlinie treten folgende Veränderungen auf:

a) der Volumenstrom $\dot{V}$ ändert sich proportional mit der Drehzahl, also

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ bzw. } \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

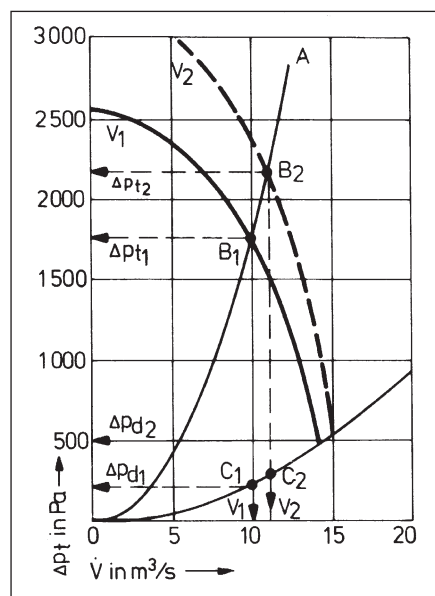
b) die Totaldruckerhöhung Δp_t ändert sich mit dem Quadrat der Drehzahl, also

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \text{ bzw. } \Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

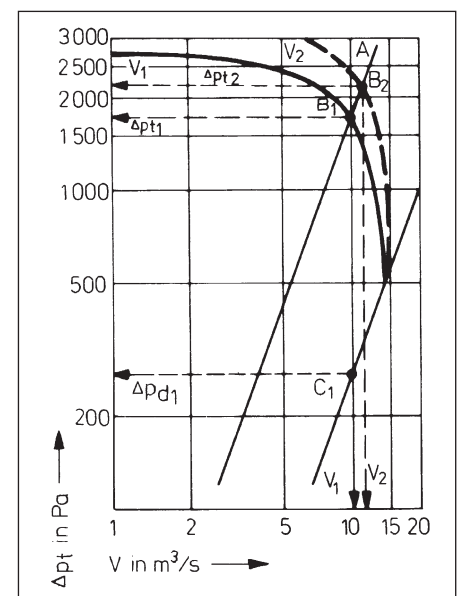
c) der Leistungsbedarf an der Welle P_w ändert sich mit der dritten Potenz der Drehzahl, also

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

Drehzahländerung (von n_1 auf n_2 , hier von 1400 auf 1600 min⁻¹)



lineare Darstellung



doppelt logarithmische Darstellung

2) Dichte- bzw. Temperaturänderung

Die Ventilatorennennlinien in der Lüftungs- und Klimatechnik sind dargestellt für eine Temperatur von $+20^\circ\text{C} = 293\text{ K}$. Die Dichte ρ beträgt hierbei $1,2\text{ kg/m}^3$. Liegen andere Temperaturen vor, z. B. bei einem Außenluftventilator, der auf $-15^\circ\text{C} = 258\text{ K}$ ausgelegt werden soll, dann können diese Ventilatorennennlinien für die andere Temperatur umgerechnet werden:

a) der Volumenstrom bleibt immer konstant, d. h. **ein Ventilator fördert immer den gleichen Volumenstrom, gleichgültig ob die Luft „leicht“, z. B. $+40^\circ\text{C}$, oder ob sie „schwer“, z. B. -15°C , ist.** Das liegt daran, dass die Dichte im Volumenstrom nicht enthalten ist (im Gegensatz zum Massenstrom, der sich sehr wohl ändert!)

b) Es ändern sich die von der Dichte ρ und damit von der Temperatur abhängigen Werte (siehe 2.1),

also:

Die Totaldruckerhöhung Δp_t , der dynamische Druck Δp_d , der Anlagenwiderstand Δp_r , der Leistungsbedarf P_w und zwar alle proportional der Änderung der Dichte ρ !

Damit gilt also zusammengefasst:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2$$

$$\Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = \Delta p_{t1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

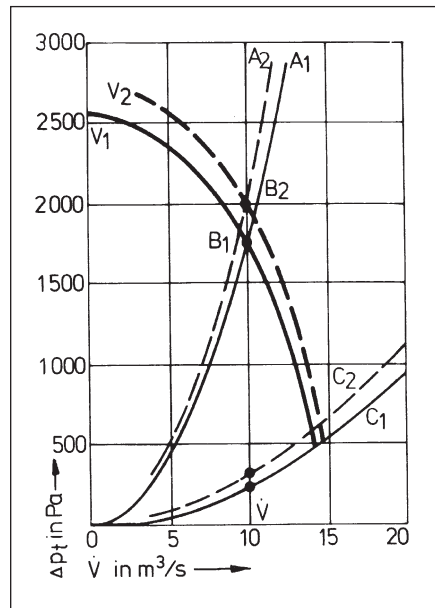
Diese Beziehung gilt für die Totaldruckerhöhung des Ventilators und den Widerstand der Anlage.

$$\Delta p_{d2} = \Delta p_{d1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = \Delta p_{d1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

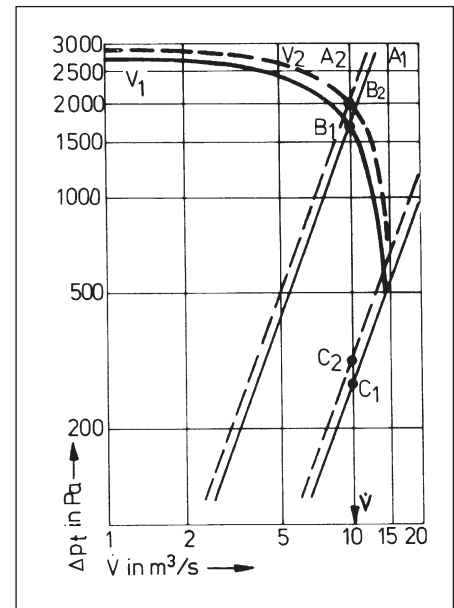
$$P_{w2} = P_{w1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = P_{w1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

wobei T jeweils als absolute Temperatur in K einzusetzen ist.

Änderung der Dichte (von ρ_1 auf ρ_2 , hier von $+20^\circ\text{C}$ auf -15°C)



lineare Darstellung



doppelt logarithmische Darstellung

5.2 Dimensionslose Kenngrößen

Um Ventilatoren untereinander hinsichtlich ihrer Eignung für bestimmte Einsatzfälle besser beurteilen und vergleichen zu können, sind für die wichtigsten Eigenschaften dimensionslose Kenngrößen festgelegt worden:

a) Wirkungsgrad

(siehe 5.1)

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

mit Δp_t in Pa, $\dot{V}$ in m^3/s und P_w in W.

η ist das Verhältnis der erbrachten Förderleistung des Ventilators zur erforderlichen Antriebsleistung an der Welle und damit ein Maß für die Güte der Energieumsetzung im Ventilator.

b) Druckziffer

$$\psi = \frac{\Delta p_t \cdot f^*}{\frac{\rho}{2} \cdot u_2^2}$$

mit Δp_t in Pa, ρ in kg/m^3 und u_2 in m/s .

ψ ist ein Maß für die Totaldruckerhöhung, die ein Ventilator, bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit seines Radaußendurchmessers, erzeugt.

c) Lieferzahl

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot \pi \cdot \frac{d_2^2}{4}}$$

mit $\dot{V}$ in m^3/s , u_2 in m/s und d_2 in m.

* wird in der Lüftungs- und Klimatechnik vernachlässigt

φ ist ein Maß für den Volumenstrom, den ein Ventilator, bezogen auf seinen Radaußendurchmesser und seine Umfangsgeschwindigkeit, fördert.

d) Leistungsziffer

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}$$

λ ist ein Maß für die erforderliche Wellenleistung

e) Durchmesser-kennzahl

$$\delta = \frac{\psi_1^4}{\varphi_2^4}$$

besagt, wievielfach der Radaußendurchmesser größer ist als der eines Vergleichsventilators mit $\psi = 1$ und $\varphi = 1$.

f) Schnellaufzahl

$$\sigma = \frac{\varphi_1^2}{\psi_2^4}$$

σ besagt, wievielfach schneller oder langsamer sich das Laufrad gegenüber dem Vergleichsventilator mit $\varphi = 1$ dreht.

g) Drosselzahl

$$\tau = \frac{\varphi^2}{\psi}$$

τ ist der Parameter für die Anlagenparabel im dimensionslosen Kennlinienfeld.

5.3 Auswahlkriterien

Mit Hilfe der dimensionslosen Kennziffern werden die wichtigsten Ventilatorbauarten miteinander verglichen.

- I. **Rückwärts gekrümmte Beschau felung** [siehe 4.2.1].
(Hochleistungsläufer – kurz „RA“)
- II. **Rückwärts geneigte gerade Beschau felung** [siehe 4.2.2].
(Hochleistungsstaubläufer – kurz „RA_{St}“)
- III. **Radialendende Beschau felung** [siehe 4.2.3]. (AuchTransportläufer – kurz „RA_{TR}“)
- IV. **Vorwärts gekrümmte Beschau felung** [siehe 4.2.4]. (Auch Trommelläufer genannt – kurz „RV“)

Alle Radialventilatoren mit Spiralgehäuse! Freilaufende Radialventilatoren werden bei diesen Auswahlkriterien **nicht** berücksichtigt.

- V. **Axialventilator mit Nachleitwerk** [siehe 3.2 und 3.3]. (kurz „AXN“)

Der Vergleich zwischen RV/RA und AXN zeigt folgendes Bild:

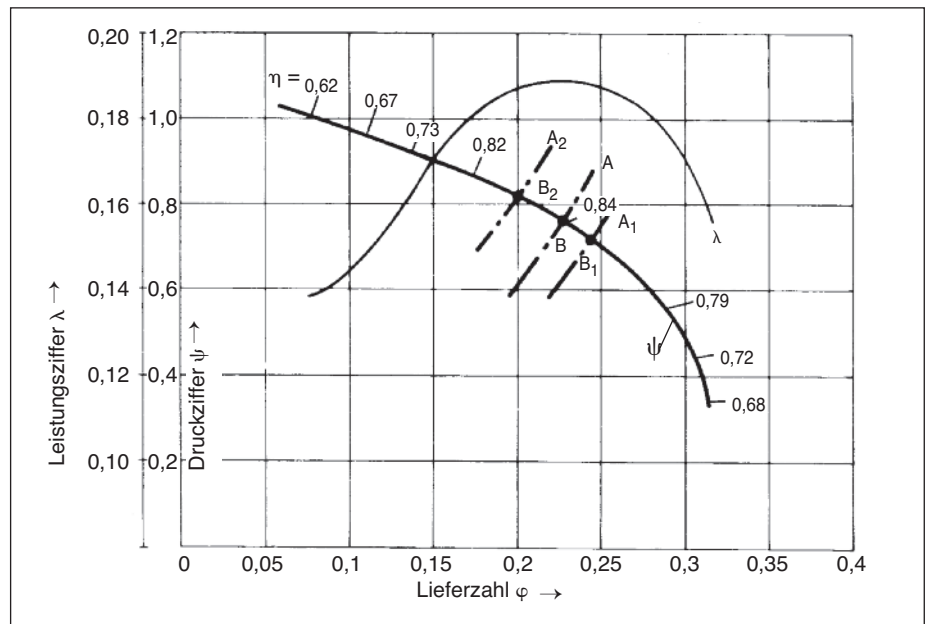
Lieferzahl:
Der RV hat mit Abstand die höchste Lieferzahl (max. 1,2) gegenüber AXN (0,38) und RA_{TR} (0,55).

Druckziffer:
Der RV hat mit Abstand die höchste Druckziffer (max. 2,6) gegenüber RA_{TR} (1,37) und AXN (0,45).

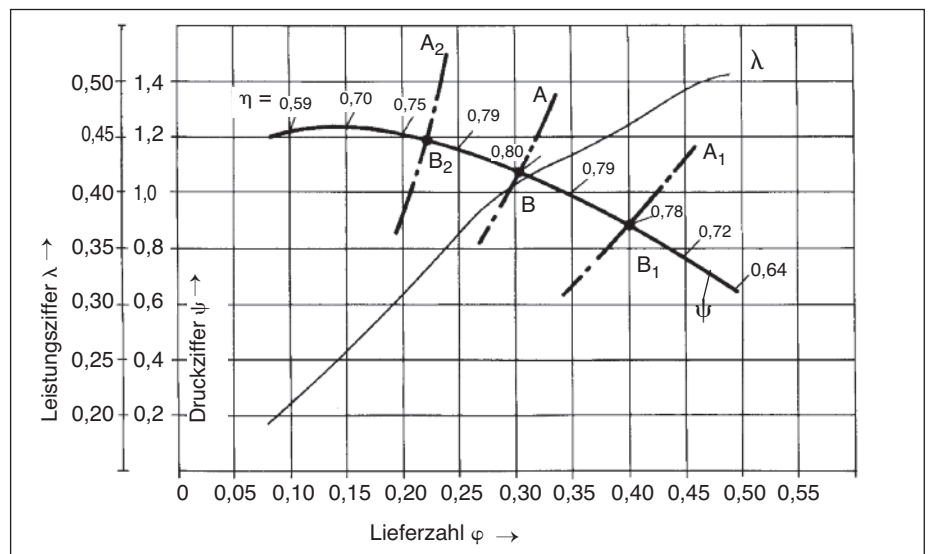
Kennlinie:
Der RA hat eine steile Kennlinie. Das wird deutlich, wenn man Kennlinienabweichungen der Linie A, die die Ventilator Kennlinie in B schneidet, betrachtet. Liegt die Anlagenkennlinie A im Betrieb niedriger als berechnet (A₁, Schnittpunkt B₁) bzw. höher (A₂, B₂), so sind die Abweichungen in der Lieferzahl und damit im Volumenstrom klein.

Ähnlich verhält es sich beim AXN, jedoch ist hier zu beachten, dass ab einer bestimmten Lieferzahl (hier 0,23) die Strömung abreißt, das bedeutet, dass die Luft das Schaufelprofil nicht mehr richtig umströmt.

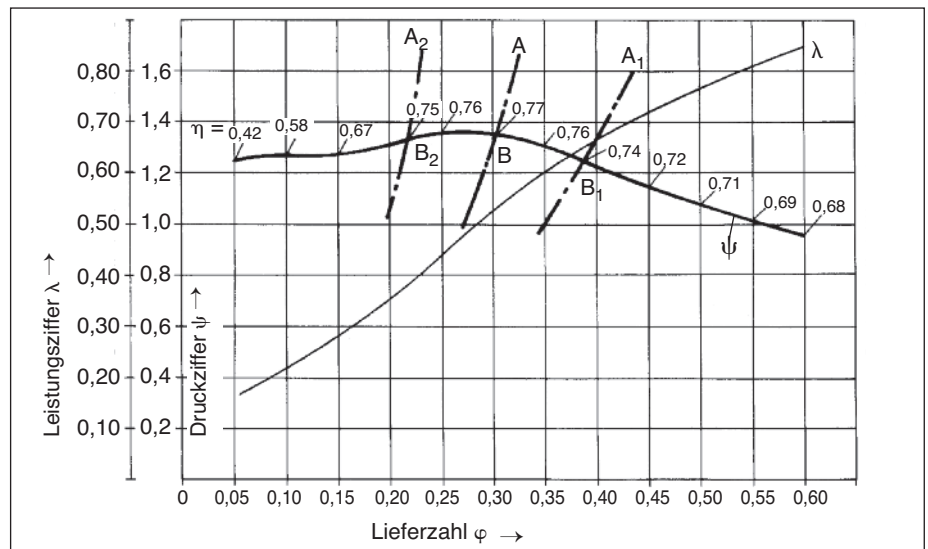
Radialventilator mit rückwärts gekrümmter Beschau felung „RA“



Radialventilator mit rückwärts geneigter gerader Beschau felung „RA_{St}“

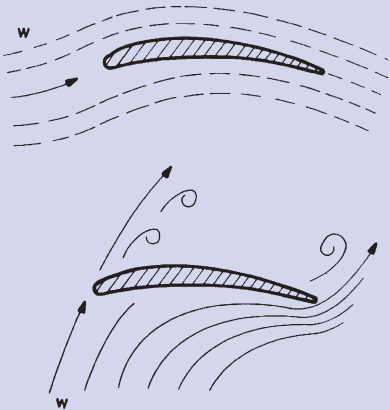


Radialventilator mit radial endender Beschau felung „RA_{TR}“



Axialventilatoren dürfen nie im Abrissgebiet betrieben werden, die Auslegung hat stets mit Sicherheitsabstand zum kritischen Punkt zu erfolgen.

RV haben eine flache Kennlinie, d. h. geringe Druckabweichungen bedingen große Volumenstromänderungen.



Wirkungsgrad:

Den besten Wirkungsgrad hat der RA (0,84), gefolgt vom AXN (0,82). Wegen der sicheren Auslegung sollten hiervon beim AXN maximal 0,78 genutzt werden. Der RV hat demgegenüber nur bescheidene Wirkungsgrade (max. 0,69).

Leistungsziffer:

Der RA hat seinen maximalen Leistungsbedarf etwa beim besten Wirkungsgrad, wo auch die Auslegung erfolgen sollte. Er ist damit überlastungssicher, da der Leistungsbedarf sowohl beim Drosseln als auch bei Volumenstromzunahme abfällt. Der AXN hat einen ziemlich konstanten Leistungsbedarf im Auslegungsbereich. Beim RV dagegen steigt dieser bei Volumenstromzunahme rapide an, es besteht hier die Gefahr der Motorüberlastung, wenn z. B. der Anlagenwiderstand kleiner als vorausberechnet ist.

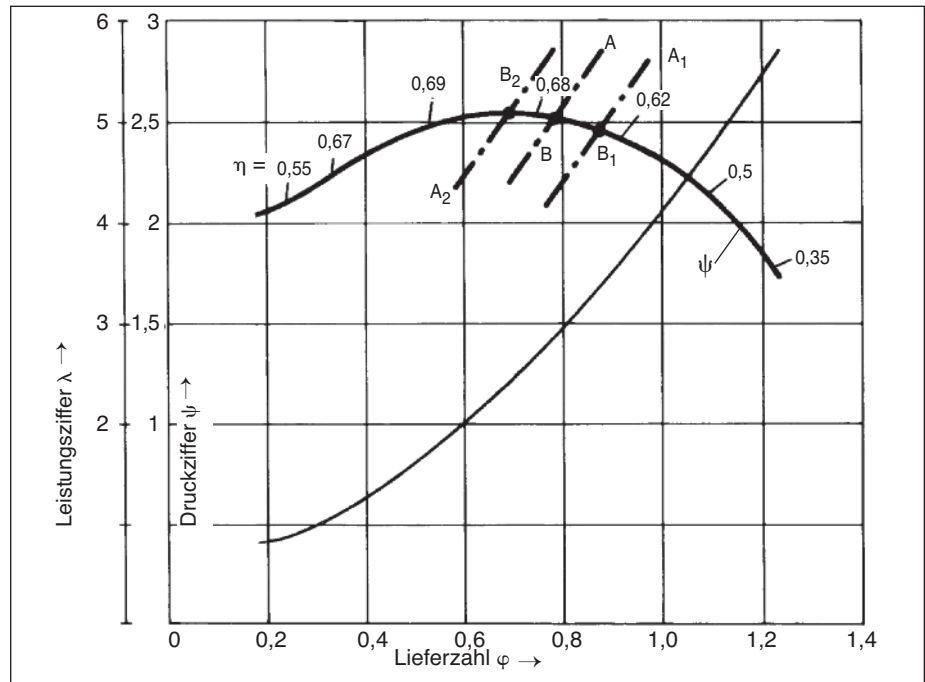
Durchmesser kennzahl:

Die kleinste Kennzahl beim AXN (1,6 bei $\eta_{\max}$) zeigt den Hauptvorteil dieses Typs, die platzsparende Bauweise. Es folgen RV mit 1,8 und RA mit 2,0.

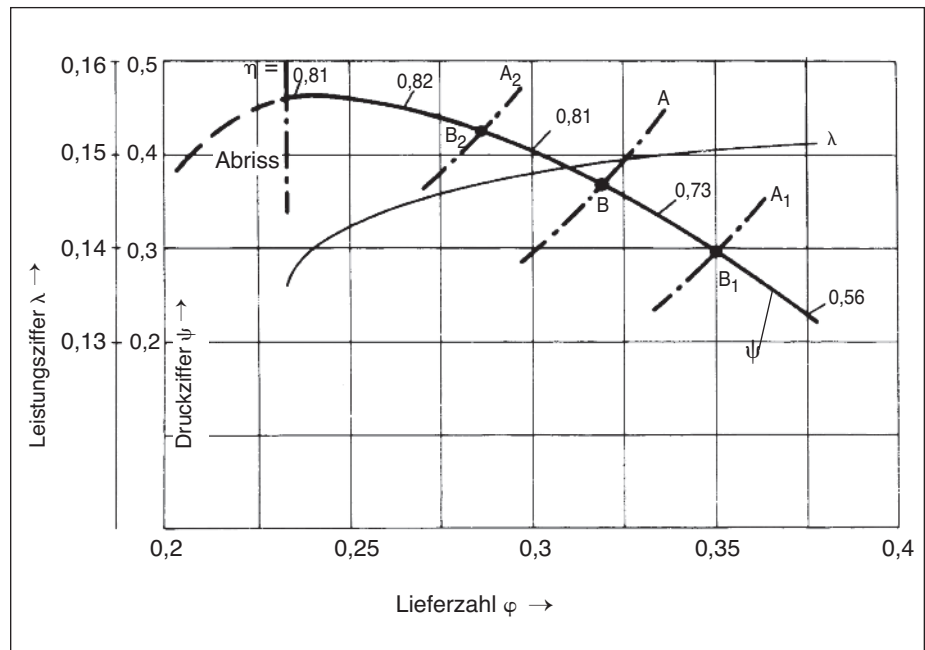
Schnellaufzahl:

Die höchste φ und ψ -Werte bei kleinster Umfangsgeschwindigkeit erbringt der RV ($\sigma = 0,36$) gegenüber RA 0,6 und AXN 0,95.

Radialventilator mit vorwärts gekrümmter Beschauflung Baureihe „RV“



Axialventilator mit Nachleitwerk Baureihe „AXN“ (nur ein Schaufelwinkel dargestellt)



5.4 Parallelschaltung

Wenn der geforderte Volumenstrom sehr groß ist, besteht die Möglichkeit des Parallelbetriebes zweier oder mehrerer Ventilatoren. Ein Beispiel für den Parallelbetrieb zweier fest miteinander verbundenen Ventilatoren ist der doppelseitig saugende Radialventilator. Natürlich werden auch Ventilatoren parallel geschaltet, die unabhängig voneinander betrieben werden können. Das kann man dann regeltechnisch ausnutzen, indem man durch Zu- oder Abschalten eines Ventilators den Volumenstrom vergrößert oder verkleinert.

Um die Kennlinie von parallel geschalteten Ventilatoren zu ermitteln, addiert man die Volumenströme bei gleichen Δp_t -Werten. (Beispiel wie Radialventilator RA 11.1, BG 800)

V_1 = Kennlinie eines Ventilators.

V_2 = gemeinsame Kennlinie beider Ventilatoren.

B_1 mit V_1 und Δp_{t1} = Betriebspunkt, wenn ein Ventilator läuft.

B_2 mit V_2 und Δp_{t2} = Betriebspunkt, wenn beide Ventilatoren laufen.

5.5 Hintereinanderschaltung (Reihenschaltung)

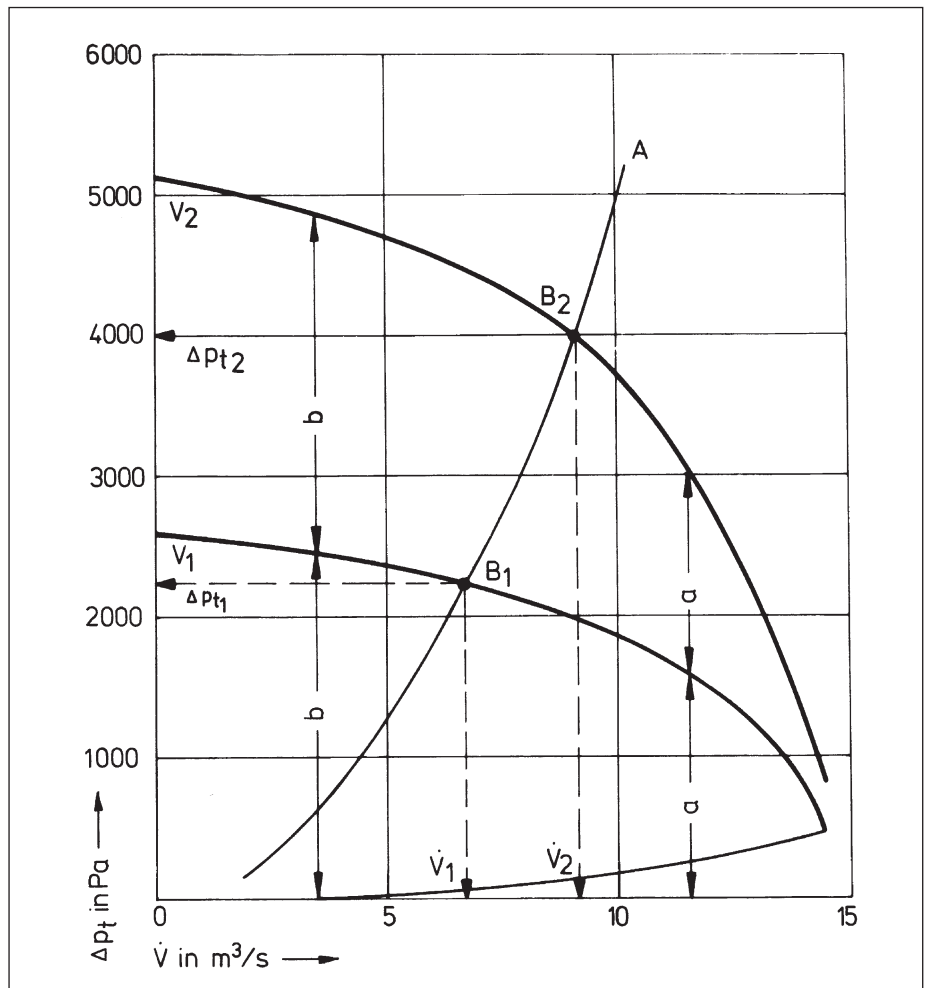
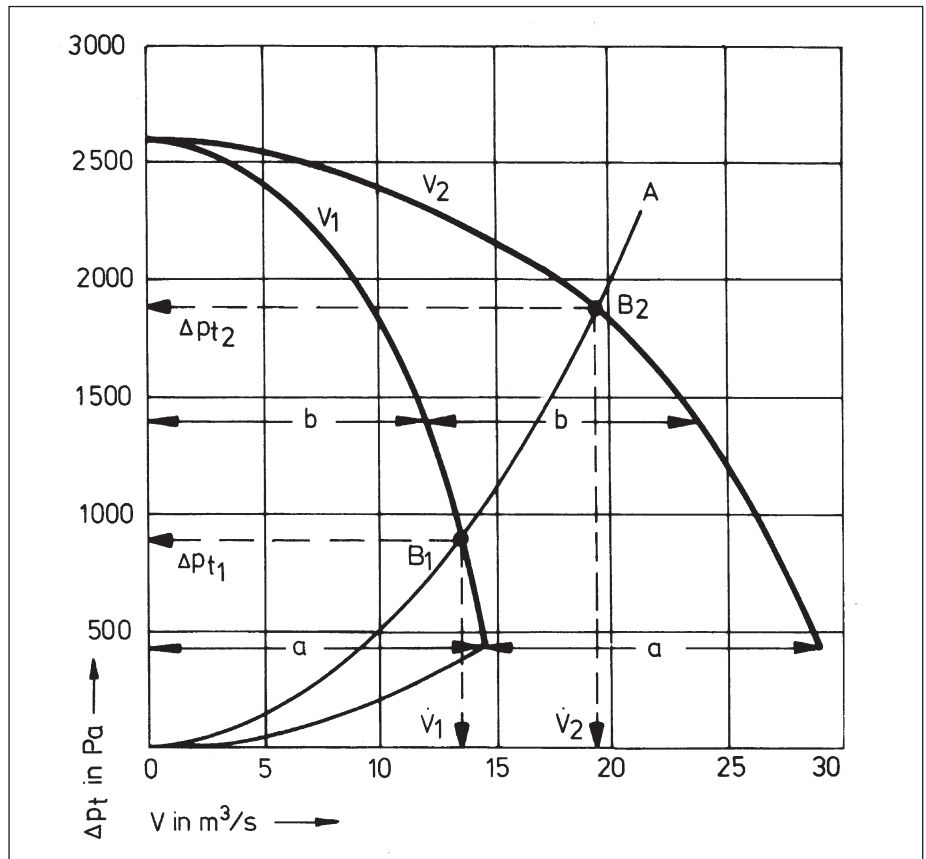
Sind außergewöhnlich hohe Widerstände zu überwinden, so kann man zwei oder mehrere Ventilatoren hintereinander schalten. Dabei addieren sich theoretisch die Totaldrücke Δp_t , während V konstant bleibt. In der Praxis ist dies aber nicht zu verwirklichen, da hierbei Verluste auftreten, die im wesentlichen durch eine nicht optimale Anströmung des zweiten Ventilators verursacht werden.

V_1 = Kennlinie eines Ventilators

V_2 = gemeinsame Kennlinie beider Ventilatoren

B_1 mit V_1 und Δp_{t1} = Betriebspunkt, wenn ein Ventilator läuft

B_2 mit V_2 und Δp_{t2} = Betriebspunkt, wenn beide Ventilatoren laufen.



5.6 Druckmessung an Ventilatoren

In der Lufttechnik ist es üblich, die gegenüber dem atmosphärischen Luftdruck p_o (= Barometerstand) gemessenen Drücke als Absolutwerte zu behandeln, was möglich ist, wenn man den Umgebungsluftdruck als Bezugsnullpunkt annimmt. Dann gibt es allerdings auch negative statische Drücke, wie z. B. auf der Saugseite des Ventilators.

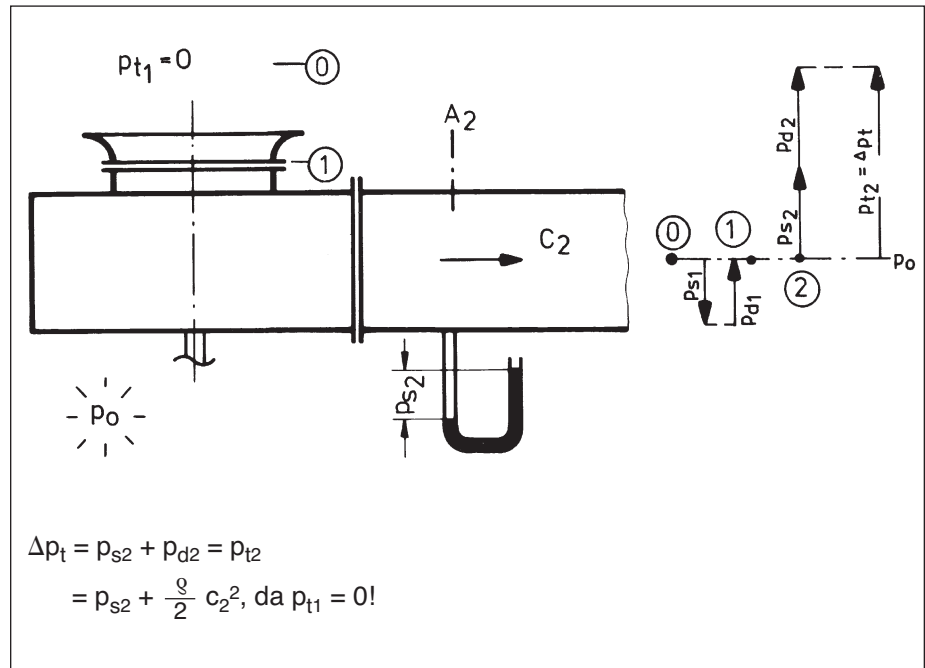
Die Totaldruckdifferenz eines Ventilators ist die Differenz der Totaldrücke zwischen Eintritt und Austritt:

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

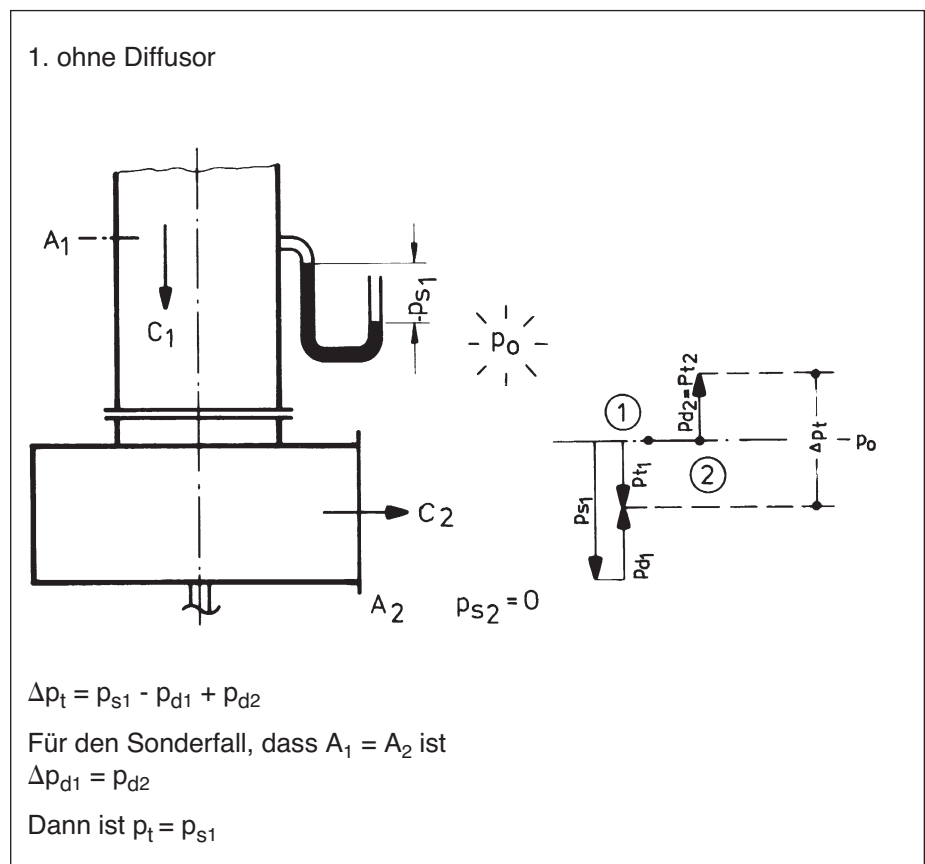
Die Totaldruckdifferenz ist also gleich der Summe aus statischer Druckdifferenz Δp_s und dynamischer Druckdifferenz Δp_d zwischen Eintritt und Austritt des Ventilators (jeweils als Mittelwerte über den Eintritt- bzw. Austrittsquerschnitt des Ventilators gemessen).

Beispiele verschiedener Messanordnungen an Radialventilatoren

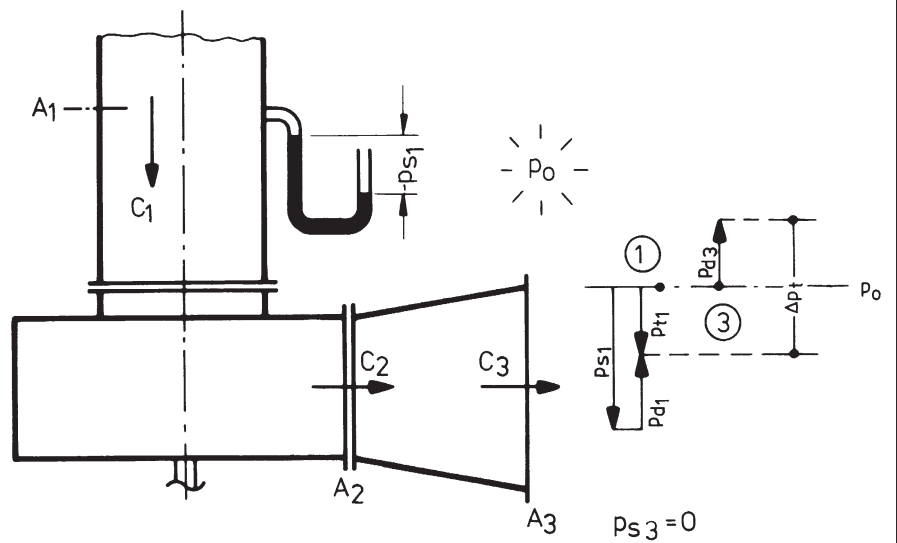
a) Widerstände druckseitig, frei ansaugend



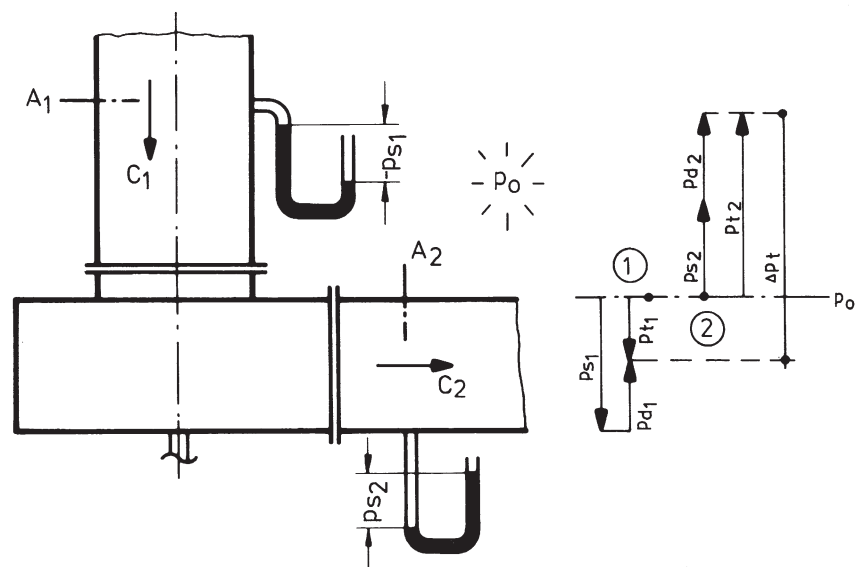
b) Widerstände saugseitig, frei ausblasend



2. mit Diffusor



c) Widerstand druck- und saugseitig



d) Messanordnung eines Axialventilators

Während der mittlere dynamische Druck sich aus dem gemessenen Volumenstrom ergibt, bereitet die Messung des statischen Druckes, insbesondere auf der Druckseite des Ventilators, Schwierigkeiten, da es verschiedene Möglichkeiten gibt. Aus diesem Grund gehört zu jeder Kennlinienangabe die Angabe der Messanordnung. So ist es beispielsweise bei einem Axialventilator wichtig zu wissen, ob der statische Druck saugseitig oder wenn druckseitig, an welcher Stelle hinter dem Ventilator gemessen wurde: direkt hinter dem Leitwerk oder in einem Abstand davon.

Hier im Beispiel wird der statische Druck saugseitig gemessen, da der Anlagenwiderstand saugseitig durch eine Siebdrossel simuliert wird. In der Kennlinie wurde dann der dynamische Druck, bezogen auf den vollen Kreisabschnitt, rechnerisch dem gemessenen statischen Druck zugeschlagen. Die Messung mit und ohne druckseitigen Kanal zeigte keine Unterschiede. Misst man druckseitig direkt hinter dem Leitwerk den statischen Druck, so erhält man hier einen anderen Wert als bei einer Messung weiter vom Leitwerk entfernt. Verursacht wird dies durch die Ringströmung unmittelbar hinter dem Leitwerk, deren Profil sich erst weiter hinten über den vollen Rohrquerschnitt ausgleicht. Dabei wird ein Teil des dynamischen Druckes in statischen Druck umgewandelt (Druckrückgewinn), der Rest geht als sog. Nabenstoßverlust verloren.

Beispiel:

Bei einem Axialventilator mit einem Nabenverhältnis von 0,56 ist der mittlere dynamische Druck in der Ringströmung:

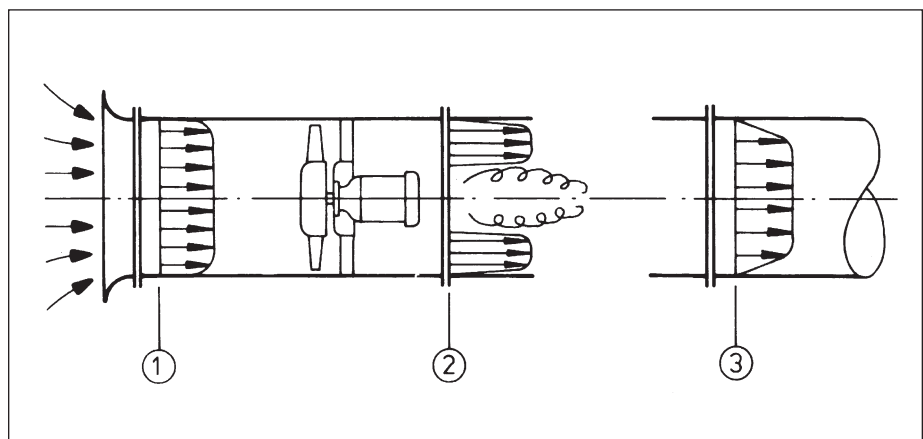
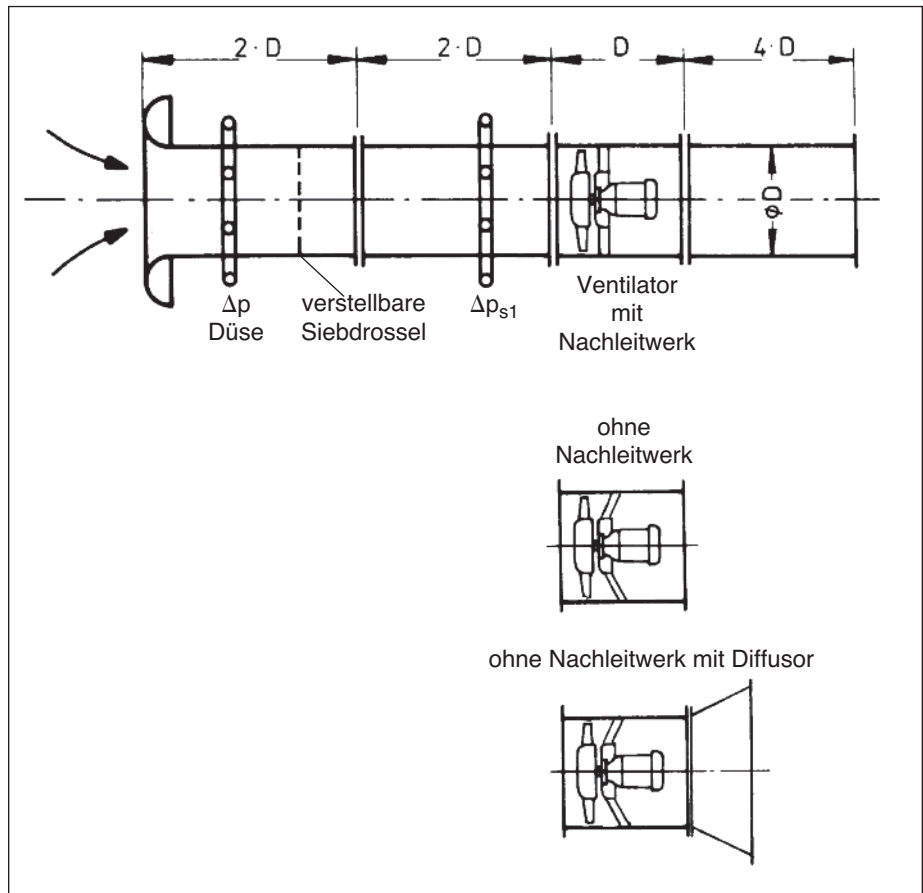
$$V = c_1 \cdot A_1 = c_R \cdot A_R$$

$$c_1 \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = c_R \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [d_1^2 - (0,56 d_1)^2] = c_R \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot (1 - 0,56)^2$$

$$= c_R \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot 0,6864$$

$$c_R = 1,457 \cdot c_1 \text{ bzw.}$$

$$p_{dR} = 1,457^2 \cdot p_{d1} = 2,12 \cdot p_{d1}$$



Geschwindigkeitsprofile: ① vor dem Axialventilator
② unmittelbar hinter dem Leitwerk
③ im Abstand 2...4D hinter dem Ventilator

Das bedeutet, dass der dynamische Druck in der Ringströmung mehr als doppelt so groß ist wie der auf den vollen Rohrquerschnitt bezogene Druck!

Berechnung des Nabenstoßverlustes:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (c_R - c_3)^2 = 0,21 p_{d3} = 0,21 p_{d1}$$

Er ist als „innerer Verlust“ des Ventilators zu sehen, und ist in der Kennlinie bereits enthalten, wenn in genügendem Abstand hinter dem Laufrad gemessen wird.

Wird der Ventilator saugseitig und freiblasend gemessen und geht der dynamische Druck der Ringströmung in die Totaldruckdifferenz ein, dann ist der Nabenstoßverlust nicht in der Kennlinie enthalten. Dies müsste dann bei der Auslegung berücksichtigt werden.

e) Allgemein

Zur Messung des statischen Druckes mittels Wandbohrung empfehlen sich mehrere, gleichmäßig am Umfang verteilte Bohrungen, die über eine Ringleitung miteinander verbunden sind. So werden Ungleichmäßigkeiten am besten ausgeglichen und man erhält einen Mittelwert. Der statische

Druck kann nur dann als nahezu konstant über den Querschnitt gesehen angenommen werden, wenn die Stromlinien an der Messstelle gerade verlaufen. Das ist hinter Krümmern, Formstücken und Einbauten nicht der Fall. Sind die Voraussetzungen zur Messung über Wandbohrungen nicht gegeben, muss der Strömungsquerschnitt mit einer Drucksonde abgetastet und aus den Netzwertwerten der Mittelwert bestimmt werden.

Für Abnahme- und Leistungsmessungen gilt die VDI-Richtlinie 2044, der alle Einzelheiten der Versuchsanordnung und -durchführung zu entnehmen sind.

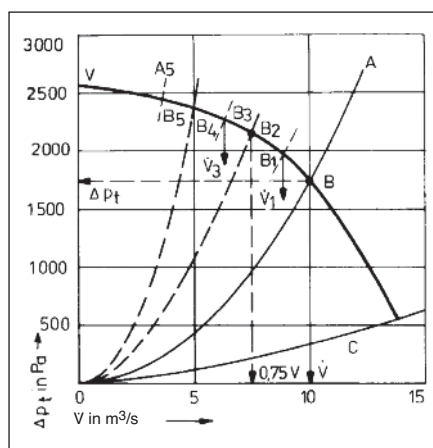
6. Regelung von Ventilatoren

Unter der Regelung von Ventilatoren soll im folgenden die Regelung des Volumenstromes verstanden werden.

6.1 Drosselregelung

Die einfachste, aber auch unwirtschaftlichste Regelung ist die Drosselregelung. Hierbei wird eine verstellbare Blende in das System eingebaut, mit deren Hilfe die Anlagenkennlinie verändert wird, was zu neuen Schnittpunkten mit der Ventilator-kennlinie führt, die weiter links, also bei kleinerem $\dot{V}$ liegen.

Beispiel: (Radialventilator TROX TLT, RA 11.1, BG 800)



Wirkungsgrade in den Schnittpunkten

B : 83 %	B ₁ : 84 %	B ₂ : 82 %
B ₃ : 77 %	B ₄ : 70 %	B ₅ : 63 %

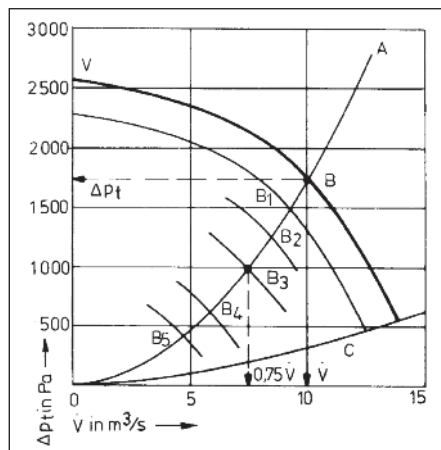
Das Beispiel zeigt, dass bei der Drosselregelung die Kennlinie des Ventilators weiter links, also bei höherem Druck, geschnitten wird, der dann noch zusätzlich weggedrosselt werden muss. Weiterhin sinkt bei stärkerer Drosselung der Wirkungsgrad des Ventilators.

Bei einer Drosselung des Volumenstromes von $\dot{V}$ -Schnittpunkt B – um ca. 25 %, was etwa dem Schnittpunkt B₂ entspricht, ändert sich der Leistungsbedarf von $P_w = 21,1$ kW auf $P_w' = 20,2$ kW. Die Veränderung beträgt also – 4%.

6.2 Drehzahlregelung

Wirtschaftlicher, aber aufwendiger, ist die Drehzahlregelung eines Ventilators mit Hilfe von entsprechenden, regelbaren Elektromotoren. Diese Art der Regelung hat den Vorteil, dass der Ventilator immer im günstigen Wirkungsgradbereich betrieben werden kann. Die Anlagenkennlinie bleibt hierbei erhalten, während die Ventilatorenkennlinie sich analog den Proportionalitätsgesetzen verändert. Die Nachteile dieser Regelungsart sind die höheren Anschaffungskosten für den elektrischen Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung, sowie die schlechten elektrischen Wirkungsgrade im Teillastbereich.

Beispiel:



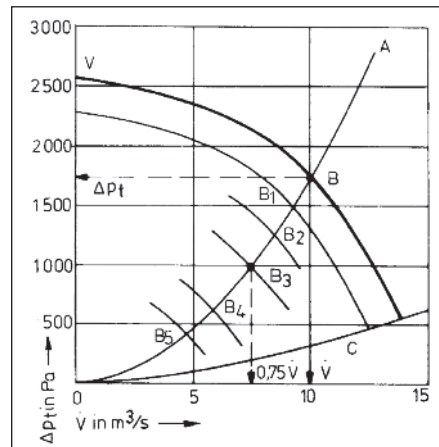
Wirkungsgrad in allen Schnittpunkten 83 %!

Bei einer Verminderung des Volumenstromes V – Schnittpunkt B – um ca. 25 %, was etwa dem Schnittpunkt B_3 entspricht, ändert sich der Leistungsbedarf (ohne Berücksichtigung der elektrischen Verluste) von $P_w = 21,1$ kW auf $P_w' = 8,8$ kW.

Diese Veränderung beträgt also – 58 %. Der Gewinn gegenüber der Drosselregelung ist offensichtlich!

6.3 Schaufelverstellung

Bei Axialventilatoren mit verstellbaren Schaufeln lässt sich durch Verstellung des Schaufelwinkels eine Regelung des Volumenstromes erreichen.



Beispiel:

Wirkungsgrade in den Schnittpunkten:

B : 77 % B_0 : 78 % B_1 : 70 %
 B_2 : 59 % B_3 : 50 % B_4 : 40 %
 B_5 : 30 %

Bei einer Verminderung des Volumenstromes V – Schnittpunkt B – um ca. 25 %, was etwa dem Schnittpunkt B_2 entspricht, ändert sich der Leistungsbedarf von $P_w = 10,4$ kW auf $P_w' = 5,7$ kW. Die Veränderung beträgt also – 45 %.

Bei Axialventilatoren mit verstellbaren Laufschaufeln werden bei der Regelung des Volumenstromes nicht ganz die Wirkungsgrade wie bei der Drehzahlregelung erreicht, jedoch entfallen die elektrischen Verluste.

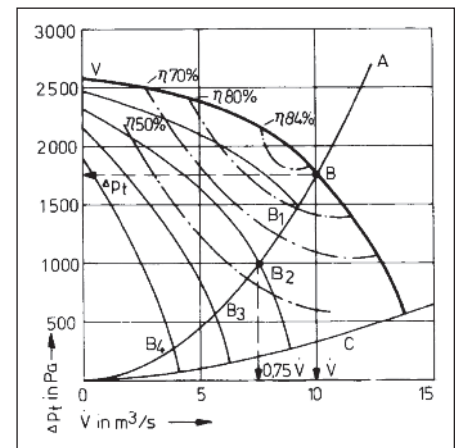
Bei Axialventilatoren mit „im Lauf verstellbaren Schaufeln“ ist der Investitionsaufwand beträchtlich höher als bei „im Stillstand verstellbaren Schaufeln“. Dieser Aufwand lohnt sich nur, wenn aus betriebstechnischen Gründen ein oft veränderlicher Volumenstrom eingestellt werden muss.

6.4 Drallregler

Vorwiegend bei Radial-, aber auch bei Axialventilatoren können Drallregler eingesetzt werden. Sie werden saugseitig angebracht und ändern als verstellbare Vorleitwerke die Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit c_1 in das Laufrad. Sie erzeugen eine Drallströmung am Laufradeintritt und bewirken damit eine entsprechende Volumenstromänderung.

Beispiel: (Radialventilator, TROX TLT, RA 11.1, BG 800 mit Drallregler)

Wirkungsgrade in den Schnittpunkten:



B : 83 % B_1 : 80 % B_2 : 60 %
 B_3 : 40 % B_4 : 30 %

Bei einer Verminderung des Volumenstromes V – Schnittpunkt B – um ca. 25 %, was etwa dem Schnittpunkt B_2 entspricht, ändert sich der Leistungsbedarf von $P_w = 21,1$ kW auf $P_w' = 12,5$ kW. Die Veränderung beträgt also – 41 %.

Bei großen Volumenstromänderungen ist infolge der rapiden Wirkungsverschlechterung die Drallregelung nur sinnvoll in Verbindung mit polumschaltbarem Motor. Z. B. bietet der dreifach polumschaltbare Motor bei 100, 75 und 50 % der Nenndrehzahl bei optimalem Wirkungsgrad einen weiten Regelbereich.

Die Vorteile der Drallregelung sind der geringere Investitionsaufwand und die Einsatzmöglichkeit von Kurzschlußmotoren.

7. Auslegung des Antriebes

7.1 Motoren

Der Leistungsbedarf P_w an der Welle des Ventilators kann berechnet werden (siehe 5.1). Im allgemeinen schlägt man dem Leistungsbedarf P_w noch eine gewisse Leistungsreserve zu. Diese beträgt bei direkt angetriebenen Ventilatoren etwa 5 bis 10 %, bei über Keilriemen angetriebenen Ventilatoren je nach Größe 10 bis 20 %.

Ein wichtiges Kriterium bei der Motorauswahl ist die Größe seines Beschleunigungsmomentes. Dieses muss in einem bestimmten Verhältnis zum Massenträgheitsmoment des Ventilators stehen, damit ein einwandfreier Anlauf gewährleistet ist.

Das Massenträgheitsmoment J bezieht sich auf die drehenden Teile des Ventilators, also Laufrad, Nabe, Welle. Es ist das Produkt aus der Masse der drehenden Teile, multipliziert mit dem Quadrat des „Trägheitsradius“. Es wird im allgemeinen experimentell ermittelt und vom Ventilatorenhersteller angegeben. Die Motorhersteller lassen im allgemeinen eine Anlaufzeit von 10 s zu. Damit kann der Motor überprüft werden nach der Beziehung:

$$t_A = \frac{J \cdot \omega}{M_b}$$

mit: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$; $t_A = \frac{J \cdot n_M}{9,55 \cdot M_b}$

t_A = Anlaufzeit in s

J = Massenträgheitsmoment des Ventilatorrades und des Motors in kgm^2

n_M = Motordrehzahl in min^{-1}

M_b = mittleres Beschleunigungsmoment in Nm als Differenz zwischen dem Motormoment M_M und dem Ventilatormoment M_w

Diese Beziehung gilt für direkten Antrieb. Bei Keilriemenantrieb ist mit dem sog. reduzierten Massenträgheitsmoment zu rechnen:

$$t_A = \frac{J_{\text{red}} \cdot n_M}{9,55 \cdot M_b}$$

$$J_{\text{red}} = J_M + \left(\frac{n_v}{n_M}\right)^2 J_v$$

J_v = Massenträgheitsmoment Ventilator-Laufrad

J_M = Massenträgheitsmoment Motor

J_{red} = Summe der Massenträgheitsmomente berechnet aus $J_v + J_M$

Das Moment M_w kann aufgrund der Wellenleistung P_w und der Ventilator-drehzahl n_v errechnet werden, das Beschleunigungsmoment M_b ist vom Motorenhersteller zu erfragen.

7.2 Ventilatoren mit Antrieb über Keilriemen

In der Lüftungs- und Klimatechnik ist der Keilriemenantrieb sehr verbreitet. Keilriemen besitzen eine sehr gute Haftung durch die Keilwirkung zwischen Riemen und Scheibe. Der Keilriemen sollte so ausgelegt sein, dass die Riemengeschwindigkeit nicht größer als 20 m/s wird. Die Bestimmung erfolgt unter Berücksichtigung der DIN 2218 nach Herstellerkatalogen, wo nach Wahl des Riemenprofils in Abhängigkeit von Scheibendurchmessern und Drehzahlen die übertragbaren Leistungen ermittelt werden.

7.3 Kupplungen

Kupplungen dienen zur Verbindung drehender Maschinenteile, hier also von Motor und Ventilatorrad. Sie haben die Aufgabe, bei einer bestimmten Drehzahl n ein Drehmoment M zu übertragen.

Grundlage der Dimensionierung ist deshalb die Ventilatorendrehzahl n_v und das Drehmoment an der Ventilatorwelle M_w bzw. die Wellenleistung P_w

$$M_w = \frac{P_w}{\omega} \text{ bzw. mit } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$M_w = 9549 \cdot \frac{P_w}{n_v} \quad \text{wobei}$$

M_w = Drehmoment des Ventilators in Nm

P_w = Wellenleistung in kW

n_v = Ventilatorendrehzahl in min^{-1}

In der Lüftungs- und Klimatechnik werden vorwiegend elastische, direkt wirkende Kupplungen eingesetzt. In besonderen Fällen (wenn der Motor in der maximalen Anlaufzeit nicht seine Nenndrehzahl erreicht) werden auch Fliehkraftkupplungen eingesetzt, bei denen erst der Motor auf seine Nenndrehzahl hochläuft und dann der Ventilator von der Kupplung durch Reibungskräfte beschleunigt wird, bis er seine Betriebsdrehzahl erreicht hat.

8. Explosionsschutz an Ventilatoren

(Aktueller Stand Oktober 2008)

8.1 Normative Situation

Die Richtlinie 94/9/EG (ATEX) regelt die Angleichung der Rechtsvorschriften für die EU Mitgliedsstaaten betreffs Geräte und Schutzsysteme zur bestimmungsgemäßen Verwendung in explosionsgefährdeten Bereichen, ATEX 95.

Die ATEX 137, Richtlinie 1999/ 92/ EG, enthält Mindestvorschriften zur Verbesserung des Gesundheitsschutzes und der Sicherheit der Arbeitnehmer die durch explosionsgefährdete Atmosphäre gefährdet werden können.

ATEX 95: Für Hersteller von Geräten, Komponenten und Schutzsystemen.
ATEX 137: Für die Errichtung von Anlagen sowie Anpassung bestehender Anlagen.

Vorgenannte Richtlinien gelten in Deutschland seit 01.07.2003.

Grundsätzliche Anforderungen an die Konstruktion, Bau, Prüfung und Kennzeichnung von nicht-elektrischen Geräten werden in der europäischen Normungsreihe pr EN 13463, Teile 1- 8 festgeschrieben.

Ventilatoren im allgemeinen Sinne sind dabei als nicht-elektrische Geräte betrachtet worden.

Im Einzelnen beinhaltet diese Normungsreihe:

pr EN 13463-1, Mai 2007: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Grundlagen und Anforderungen Mit Berichtigung v. Juli 2003.

DIN EN 13463-2, Feb. 2005: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Schutz durch schwadenhemmende Kapselung.

DIN EN 13463-3, Jul. 2005: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Druckfeste Kapselung.

pr EN 13463-4: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Eigensicherheit.

DIN EN 13463-5, März 2004: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Konstruktive Sicherheit.

DIN EN 13463-6, Jul. 2005: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Zündquellenüberwachung.

pr EN 13463-7: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Überdruckkapselung.

DIN EN 13463-8, Jan. 2004: Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen: Flüssigkeitskapselung.

EN 50303, Gruppe I: Kategorie M1- Geräte für den Einsatz in Atmosphären, die durch Grubengas und/oder brennbare Stäube gefährdet sind.

DIN EN 1127-1, Feb. 2008: Explosionsfähige Atmosphäre-Explosionsschutz Teil 1: Grundlagen und Methodik.

DIN EN 1127-2, Aug. 2008: Weitere nationale Normen: Explosionsfähige Atmosphäre-Explosionsschutz Teil 2: Grundlagen und Methodik in Bergwerken.

DIN 14424, Jan. 2005: Feuerwehrwesen, Explosionsgeschützte tragbare Umfüll-Pumpe mit Elektromotor; Anforderungen, Typ- und Abnahmeprüfung.

DIN 14427, Jan. 2005: Explosionsgeschützte tragbare Gefahrgut-Umfüllpumpe mit Elektromotor; Anforderungen, Prüfungen.

DIN 14642, Okt. 2005: Handscheinwerfer, explosionsgeschützt mit Fahrzeughalterung.

DIN 22419-1, Dez. 2004: Schlagwettergeschützte und explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel für den Bergbau; Einführung für Kabel und Leitungen, Teil 1: Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfungen.

DIN 22419-2, Dez. 2004: Schlagwettergeschützte und explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel für den Bergbau; Einführung für Kabel und Leitungen, Teil 2: Zwischenstücke für Einführungen, Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfungen.

DIN 22419-3, Dez. 2004: Schlagwettergeschützte und explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel für den Bergbau; Einführung für Kabel und Leitungen, Teil 3: Anbauflansche für Einführungen; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfungen.

DIN EN 60079-2, Jul. 2008: Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Überdruckkapselung „p“; Deutsche Fassung EN 50016; 1995.

DIN EN 50039, Apr. 82: Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Eigensichere elektrische Systeme „i“ (VDE-Bestimmung für schlagwettergeschützte und explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel).

DIN EN 50050, Apr. 2007: Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Elektrostatische Hand-sprüheinrichtungen Deutsche Fassung EN 50050; 2001.

DIN EN 60079-10 (VDE 0165 Teil 101): Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche; Teil 10: Einteilung der explosionsgefährdeten Bereiche (IEC 79-10:1995); Deutsche Fassung EN 60079-10; 1996.

DIN EN 60079-14 (VDE 0165 Teil 1); Aug. 2004: Elektrische Betriebsmittel für gasexplosionsgefährdete Bereiche; Teil 14: Elektrische Anlagen in explosionsgefährdeten Bereichen (ausgenommen Grubenbaue); (IEC 60079-14:1996) Deutsche Fassung EN 60079-14; 1997.

DIN EN ISO 10807, Jan. 97: Rohrleitungen; Flexible gewellte metallische Schlauchleitungen für den Schutz elektrischer Leitungen in explosionsgefährdeter Atmosphäre (ISO 10807:1994) Deutsche Fassung EN ISO 10807; 1996.

DIN EN 60079-18: Jan. 2005: Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Vergusskapselung „m“; Deutsche Fassung EN 50028; 1987.

DIN VDE 0170/0171-13, Nov. 86: Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Anforderungen für Betriebsmittel der Zone 10.

DIN VDE 0848-5, Jan. 01: Sicherheit in elektrischen, magnetischen und elektromagnetischen Feldern; Teil 5: Explosionsschutz.

Es empfiehlt sich, über das EU – Amtsblatt und Bundesanzeiger Deutschland die harmonisierten Normen und deren Übernahme zu verfolgen.

<http://europa.eu.int/comm/enterprise/nando-is/cpd>

und

<http://bundesanzeiger.de>

8.2 Produktnorm Ventilatoren

Die europäische Produktnorm für Ex-Schutzventilatoren liegt mit DIN EN 14986, Mai 2007, vor.

Titel : Konstruktion von Ventilatoren für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen.

Auf dem Typenschild ist anzugeben:

Gerätegruppe: I oder II ; unterschieden werden Geräte im Bergbau oder ob sie in anderen Anwendungsfeldern zum Einsatz kommen.

Geräteklasse: Die Kategorien 1 bis 3 stufen das erforderliche Maß an Sicherheit eines Gerätes ein, welches der Hersteller durch entsprechende Konstruktionen einzuhalten hat.

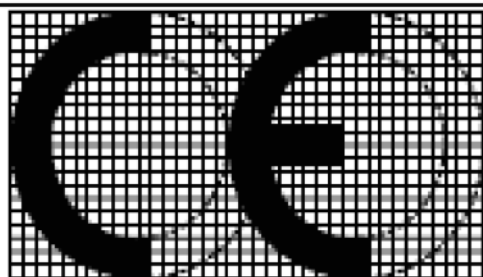
Fördermedium: G = Gas, D = Dust/Staub oder GD = Gas-Staub-Gemische

Zündschutzart: Definiert die konstruktive Sicherheit eines Gerätes/Anlage mit Anforderungen an die Materialpaarungen, Spaltmaße, Keilriemen, Wälzlager uam.

Explosionsgruppe: Definiert die Art der explosionsfähigen Gasatmosphäre in der das Gerät zum Einsatz kommt.

Temperaturklasse: Legt die maximal zulässige Oberflächentemperatur am Gerät fest.

8.3 Kennzeichnungsbeispiel :



II 2G c IIA T4

Kennzeichen	Gerätegruppe	Geräteklasse	Fördermedium	Zündschutzart	Explosionsgruppe	Temperaturklasse
Kennzeichnung Explosionsgeschützter Geräte	I: Bergbau II: alle anderen Anwendungen	für II gilt: 1: selbst bei selten auftretenden Gerätestörungen 2: auch bei Häufigen Gerätestörungen 3: bei normalen Betrieb	für II gilt: G: Gase, Dämpfe, Nebel D: Staub-Luftgemisch GD: Gas und Staub	b: Zündquellenüberwachung c: Konstruktive Sicherheit	II A II B II C	T1: max. 450°C T2: max. 300°C T3: max. 200°C T4: max. 135°C T5: max. 100°C T6: max. 85°C

8.4 Konstruktionshinweise

Auszugsweise werden nachstehend Konstruktionshinweise aus der Produktnorm vorgestellt.

Kategorie 1 : Gas

- Alle Anforderungen der Kategorie 2 müssen erfüllt sein.
- Taperlock-Naben und Keilriemenantriebe sind nicht erlaubt.
- Ein Dichtigkeitstest betreffs Gasdichtigkeit ist durchzuführen.
- Am Saug- und Druckstutzen sind Flammstopper zu setzen.

- Für Kategorie 1-Außen- sind die Anforderungen nach DIN EN 13463-3 zu erfüllen.

Kategorie 2 : Gas und Staub

- Alle Anforderungen der Kategorie 3 müssen erfüllt sein.
- Über 5,5 kW Antriebsleistung sind Taperlock-Naben nicht erlaubt.
- Das Ventilatorgehäuse ist durchgehend zu schweißen.
- Die Wälzlagerlebensdauer ist mit 40.000 Stunden zu bemessen.

Kategorie 3 : Gas und Staub

- Schutz gegen Eindringen von Fremdkörpern.
- Ablagerungen innerhalb des Ventilators sind zu vermeiden.
- Ventilatorantrieb und Kupplung entsprechend DIN EN 13463-5.
- Wellendichtung, Wälzlager, Bremsen und Bremssysteme sind nach DIN EN 13463-5 auszuführen.
- Über 15 kW Antriebsleistung sind Taperlock-Naben nicht zulässig.

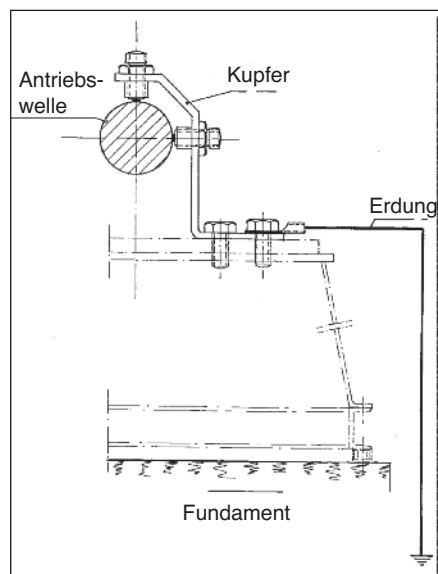
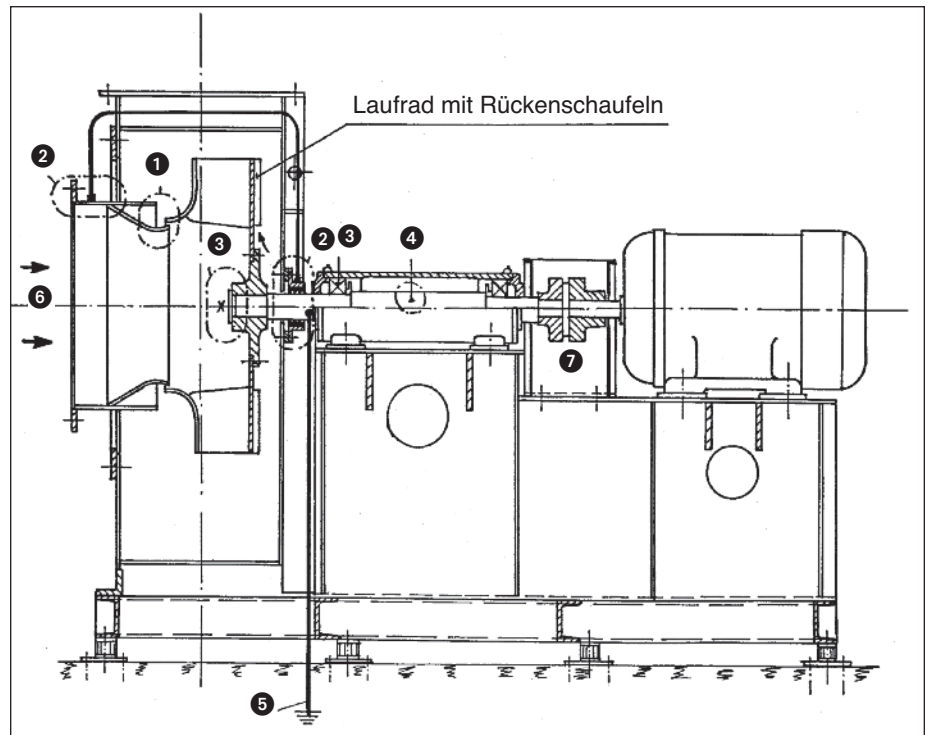
Zulässige Werkstoffpaarungen von Laufrädern und Ventilatorgehäusen sind in der Produktnorm DIN EN 14986: 2007 aufgeführt.

8.5 Explosionsgeschützte Ventilatorenbauart am Beispiel eines Radialventilators, direkt angetrieben

Die explosionsgeschützte Ventilatorenbauart bedingt nachfolgende Maßnahmen:

- 1 Vergrößerter Spalt zwischen Laufrad und Ansaugdüse. Geeignete Werkstoffpaarung Laufrad und Ansaugdüse.
- 2 Berührungsfreie Wellenabdichtung durch Labyrinth damit Wärmebildung vermieden wird. Zur Vermeidung von Leckluft zusätzliche Umführungsleitung zum Ansaug. Laufrad mit Rückenschaufeln zur Druckentlastung.
- 3 Wälzlager mit langer Lebensdauer. Besondere Sicherung von Nabe und Welle gegen Verschiebungen. Lagergehäuse durch Passtifte gesichert.
- 4 Biegesteife Antriebswellen. Hohe Reserve der kritischen Drehzahl zur Betriebsdrehzahl.
- 5 Ableitung elektrostatischer Aufladungen. – Siehe nebenstehende Erdungsskizze –

2 Kohlebürsten haben durch Federkraft Kontakt zur Ventilatoren-Antriebswelle. Statische Aufladungen werden somit über die Kohlebürsten, die Messing-Halterung und über ein bauseitiges Erdungskabel abgeführt.



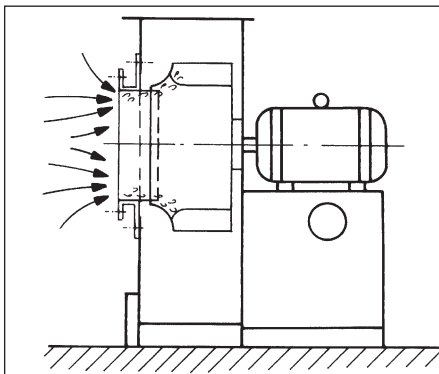
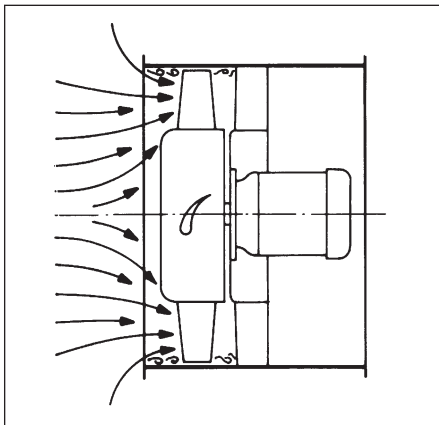
- 6 Bauseitig sind Vorkehrungen zu treffen, dass keine Fremdkörper in die Ventilatoren gelangen können, die Ventilatorenteile deformieren oder Funken erzeugen.
- 7 Bei einer explosionsgeschützten Ventilatorenbauart ist immer der Direktantrieb über Kupplung zu bevorzugen.

Technische Änderungen vorbehalten

9. Einbau- und Auslegungshinweise

Bei der Auslegung eines Ventilators, dessen Auswahl anhand der gemessenen Kennlinien erfolgt, sollte man stets die vorgesehene Einbausituation mit der Messanordnung bei der Kennlinienermittlung vergleichen. Nicht selten werden Ventilatoren in Anlagen strömungstechnisch ungünstig eingebaut, so dass die Bedingungen ganz anders sind und deshalb der Betriebspunkt auf der Kennlinie gar nicht erreicht werden kann. Hierzu einige Hinweise.

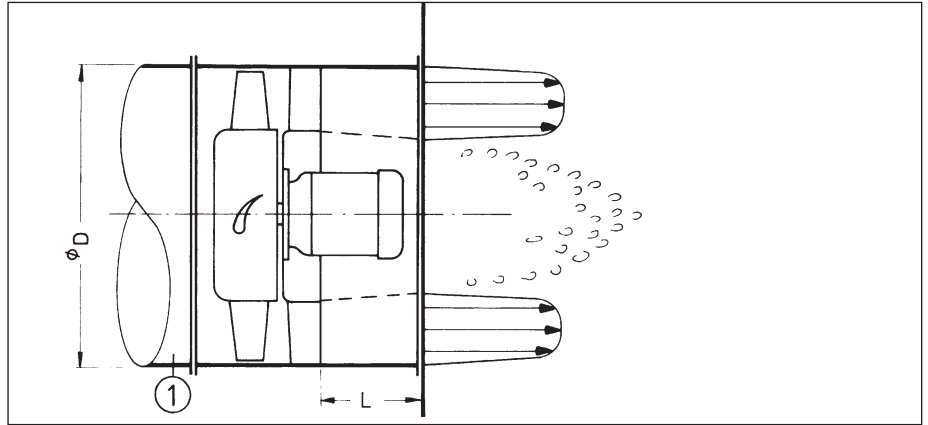
9.1 Frei ansaugende Ventilatoren ohne Anströmdüse



Ventilator Kennlinien werden auf dem Prüfstand stets mit Einströmdüse gemessen. Entfällt diese, wie hier gezeigt, so verlaufen die Stromlinien, bedingt durch den scharfkantigen Flansch, wie skizziert. Die Strömung schnürt sich ein, die Folge ist eine ungünstige Beaufschlagung der Schaufeln.

Hierdurch ergeben sich Minderleistungen, d. h. die Ventilator Kennlinie der Prüfstandmessung, die im Kennlinienblatt angegeben ist, wird nicht erreicht.

9.2 Frei ausblasende Axial-Ventilatoren



Betrachtet wird hier das Beispiel aus 5.6, Abschnitt d. Dort wurde errechnet, dass sich bei einem Nabenverhältnis von 0,56 die Austrittsgeschwindigkeit $c_R = 1,46 c_1$ und der dynamische Druck $p_{dR} = 2,12 p_{d1}$ ergibt.

Bei dieser Einbauart geht der Druckrückgewinn verloren. Er beträgt nach 5.6: $2,12 p_{d1} - 1,12 p_{d1} = 1,0 p_{d1}$, da der Nabenstoßverlust $1,12 p_{d1}$ beträgt (prüfen, ob dieser aufgrund der Messanordnung in der Ventilator Kennlinie enthalten ist!).

Dieser Verlust des Druckrückgewinns von $1 \times p_d$ (bezogen auf den vollen Rohrquerschnitt), ist bei der Widerstandsberechnung den anderen Anlagenwiderständen hinzuzuzählen!

Zu beachten ist ferner bei der Widerstandsberechnung, dass unmittelbar hinter dem Ventilator angeordnete Elemente, z. B. Wärmetauscher, auf der Ringfläche mit höheren Anströmgeschwindigkeiten beaufschlagt werden, was zu höheren Widerstandswerten führt.

Eine Verbesserung der Verhältnisse ist durch saugseitige Anordnung der Elemente oder mit einem Diffusor zu erreichen.

In diesem Falle soll bei sonst gleichen Verhältnissen wie zuvor der äußere Diffusordurchmesser das 1,25 fache des Axialventilatordurchmessers betragen.

Damit wird der Ringquerschnitt:

$$A_{R3} = \frac{(1,25D)^2\pi}{4} - \frac{(0,56D)^2\pi}{4}$$

Hieraus ergibt sich $c_{R3} = 0,8 c_1$ und $p_{dR3} = 0,64 p_{d1}$. Damit lässt sich der Austritts-Stoßverlust erheblich reduzieren.

Diffusoren sind strömungstechnisch sehr empfindlich, da die Abströmung aus Ventilatoren nie ganz gleichmäßig ist, was eventuell zu einem Nichtanliegen der Strömung an der Diffusorwand führt. Abgelöste Strömung erhöht aber den Widerstandsbeiwert ζ .

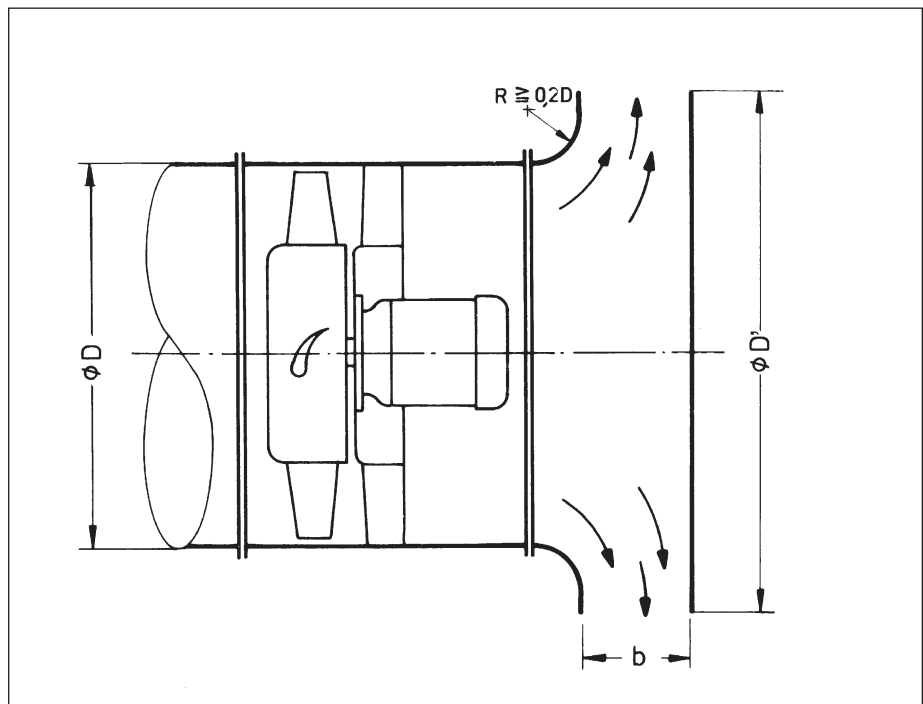
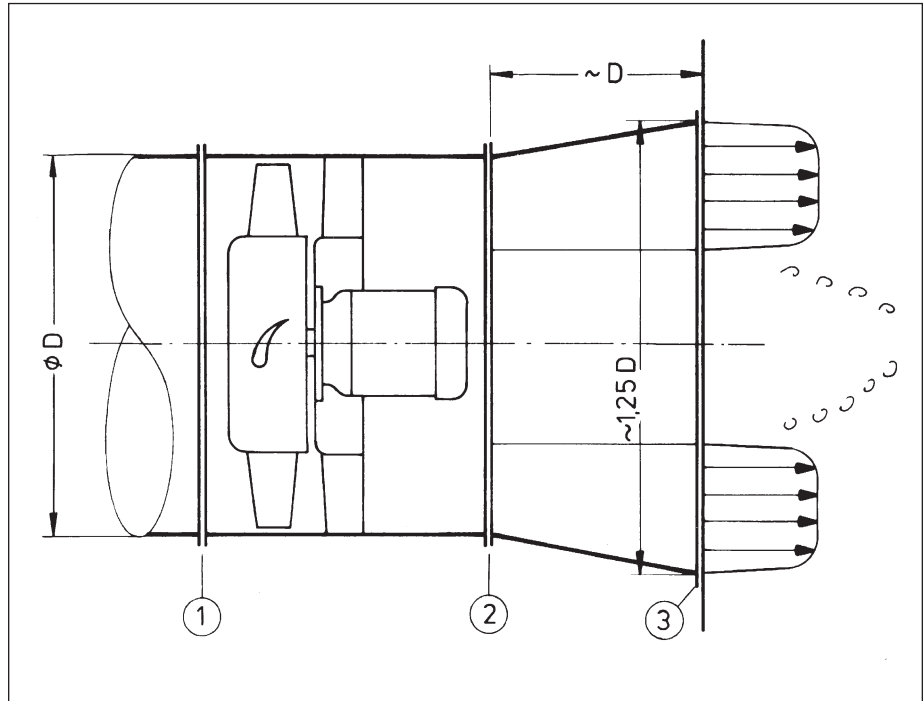
Der Diffusor muss als Bauelement mit seinen Verlusten der Anlage zugeordnet werden, wobei die Abschätzung der Verhältnisse unsicher ist. Vorzuziehen ist deshalb die Messung von Ventilator und Diffusor als Einheit, wie es auch in 5.6 bei den Messanordnungen dargestellt ist.

Eine weitere Möglichkeit zur Verminderung des Austritts-Verlustes und der Verbesserung der Beaufschlagung nachfolgender Elemente, bietet der Einbau eines Prallplatten- oder Radialdiffusors.

Durch Versuche wurden optimale Werte für

$$\frac{b}{D} \approx 0,15 \text{ und } \frac{D'}{D} \geq 1,5$$

ermittelt.

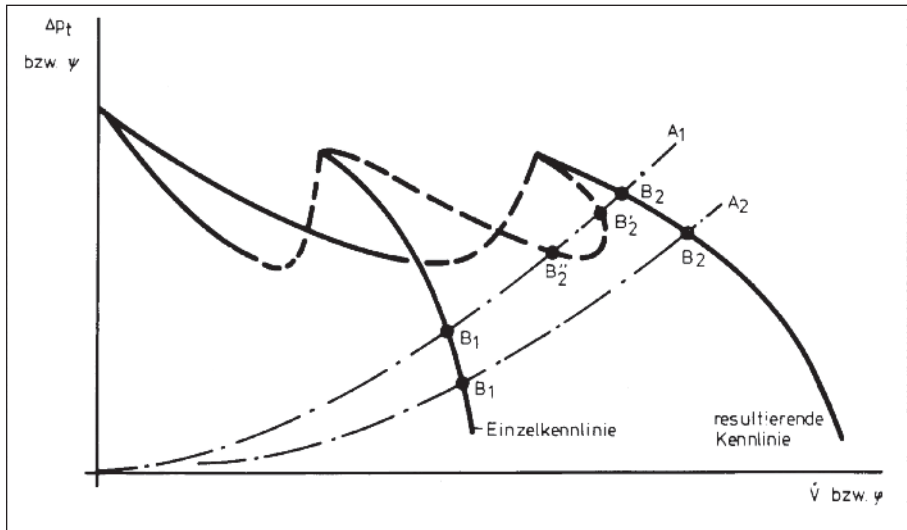


Technische Änderungen vorbehalten

9.3 Parallelbetrieb, Hintereinanderschaltung

Bei Parallelschaltung von Ventilatoren können sich Schwierigkeiten ergeben, wenn ihre Kennlinien einen Scheitel- bzw. Wendepunkt haben. (speziell bei Axialventilatoren) Die resultierende Kennlinie zeigt dann folgendes Bild:

Die bei der resultierenden Kennlinie auftretende Schleife in der Nähe des Scheitels führt dazu, dass es drei Betriebspunkte, 1, 2 oder 3, geben kann, zwischen denen der Ventilator hin- und herpendelt (instabiler Betrieb). Bei der Auslegung ist also ein Betriebspunkt genügend weit rechts vom Scheitel (bei Axialventilator Abrißpunkt) zu wählen.



B₁: Betriebspunkt, wenn 1 Ventilator läuft.

A₁: Anlagenparabel zu hoch, instabiler Bereich.

B₂: Betriebspunkt, wenn beide laufen.

A₂: Auslegung in Ordnung.

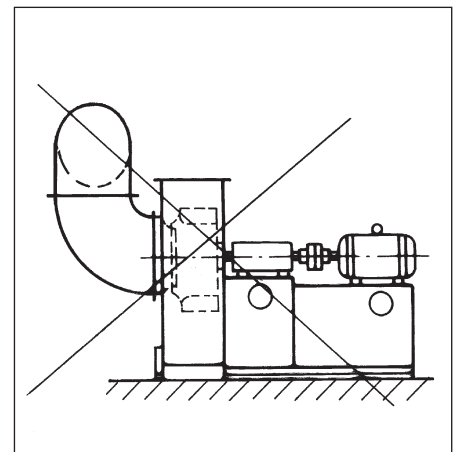
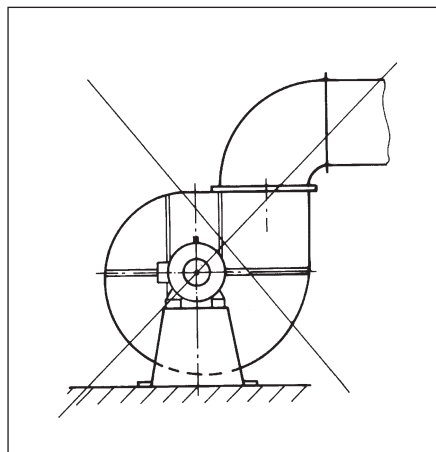
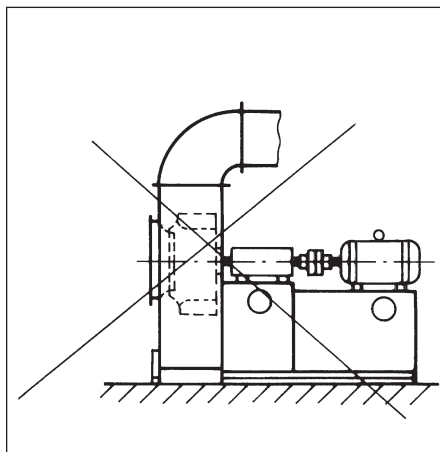
Werden Radialventilatoren hintereinandergeschaltet zum Zwecke der Druckerhöhung, so bedingt die konstruktive Gegebenheit des Radialventilators meist eine längere Kanaltrecke zur Verbindung vom Auslassstutzen des 1. Ventilators mit dem Ansaugstutzen des zweiten. In dieser Strecke lassen sich in der Regel Vorkehrungen treffen, die eine vernünftige Anströmung der zweiten Stufe gewährleisten. Damit kann man beim Radialventilator nahezu von einer Addition der ψ -Werte bei Hintereinanderschaltung ausgehen.

Beim Axialventilator werden meist beide Stufen unmittelbar hintereinander angeordnet. Die gestörte Abströmung der ersten Stufe beeinflusst also unmittelbar die Anströmung der zweiten. Aus diesem Grunde ist nur mit einer Erhöhung der Druckziffer von ca. 1,6 zu rechnen.

9.4 Radial-Ventilatoren im Rohrsystem

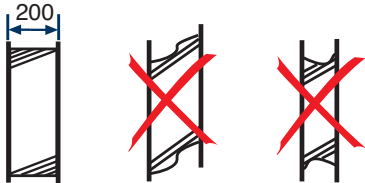
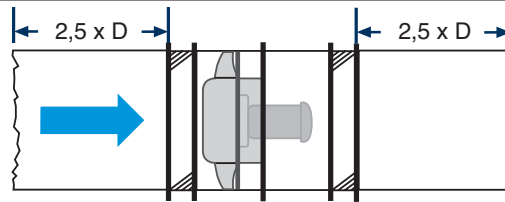
Bei dem Einbau eines Ventilators ins Rohrsystem ist darauf zu achten, dass die Anströmung und Abströmung ungestört und möglichst gleichmäßig ist. Saugseitig sind Einbausituationen unmittelbar hinter Querschnittssprüngen, Krümmern usw. zu

vermeiden. Insbesondere ist darauf zu achten, dass die Anströmung und Abströmung nicht schräg oder drallbehaftet erfolgt, da sonst Abrisserscheinungen an den Laufrädern und gravierende Minderleistungen möglich sind.

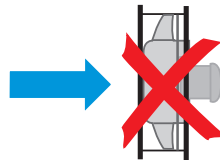


9.5 Einbauhinweise für Axialventilatoren

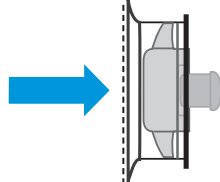
Der ideale Einbauzustand entspricht der Messstrecke, bei einer An- und Abströmröhrlänge von $2,5 \times D$ ($D = \varnothing$ Ventilator). Bei sämtlichen Abweichungen vom Idealeinbauzustand sind Leistungsverluste möglich.



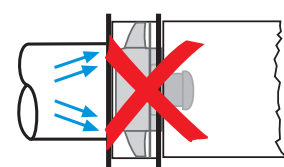
Die elastischen Stützen (flexible Verbindungen) vor und nach dem Ventilator müssen sorgfältig entsprechend der Einbaulänge ohne jeglichen Versatz eingebaut werden. Andererseits kommt es zu einer Leistungsminderung und Geräusch-erhöhung. Elastische Stützen dienen nicht als Passstücke für eventuellen Ausgleich von Montageunge-nauigkeiten.



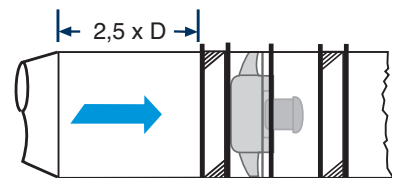
Bei freiem Ansaug des Ventilators ist eine optimierte Anströmdüse zwin-gend vorzusehen. Ohne sie kommt es zu enormen Leistungsverlusten und einer Geräuschpegelerhöhung.



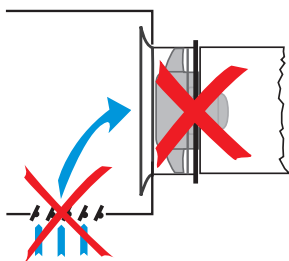
Um den Unfallverhütungsvorschriften zu genügen, muss ein Schutzgitter vor der Anströmdüse angebracht sein.



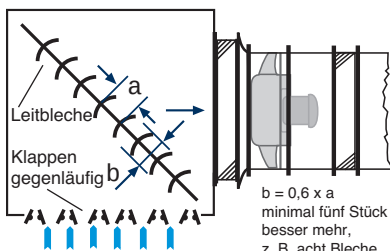
Ein Anschluss wie oben abgebildet, darf in der Praxis auf keine Fall montiert werden.



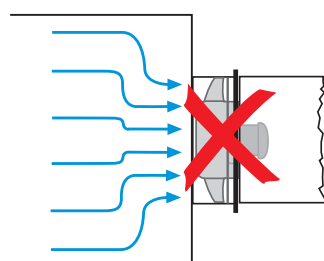
In unvermeidbaren Sonderfällen ist ein Übergangsstück (Konus) sowie ein Rohr von $2,5 D$ ($D = \varnothing$ Ventilator) vorzusehen.



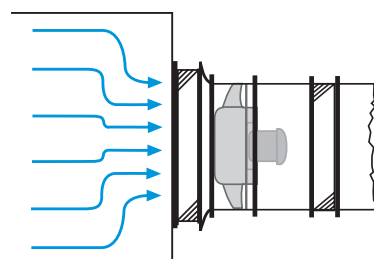
Bei einer Anströmung von unten, durch Decke oder Ansaugkanal sollten bei erforderlichem Klappen-einbau gegenläufige Klappen ver-wendet werden, damit die nachfol-genden Leitbleche optimal angeströmt werden.



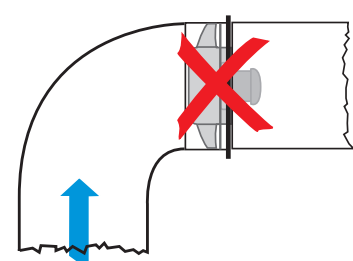
Der elastische Stützen (zwei Nenngroßen > die Ventilatornen-ngröße) bringt zusätzlich eine verbes-serte Anströmung und ein günstigeres Geräuschverhalten.



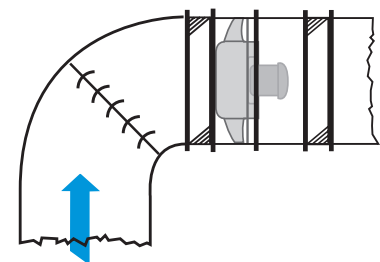
Bei gerader Anströmung aus einem größeren Kanal oder Ansaugkammer verbessert der um zwei Nenngroßen größer dimensionierte elastische Stützen in Verbindung mit der An-strömdüse wesentlich die Anströmung und das Geräuschverhalten.



Die Anströmung, wie in Abb. 6 dargestellt, wird zu einem erheblichen Leistungsverlust führen.

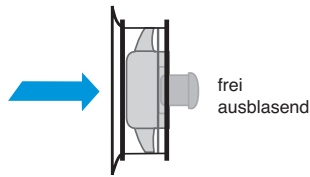


Beim Einbau eines Axialventilators direkt nach einem Bogen entstehen eine enorme Minderleistung sowie eine Geräuschpegelerhöhung. Ist der



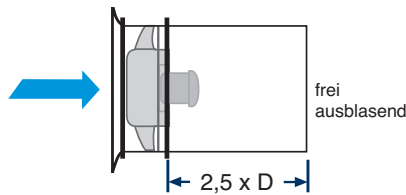
Einbau einer Anströmdüse von $2,5 \times D$ nicht möglich, so müssen Leitbleche eingebaut werden. (Einteilung und Abmessung siehe Abb. 5.1)

maximaler Stoßverlust



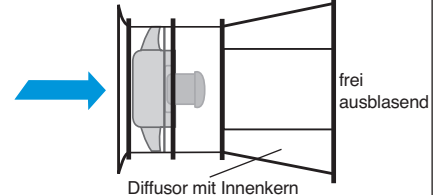
Bei freiem Ausblas muss als Stoßverlust der dynamische Druck auf die Ringfläche des Ventilators (Fläche Ventilator-Fläche Nabe) angerechnet werden.

um 50% geringerer Stoßverlust



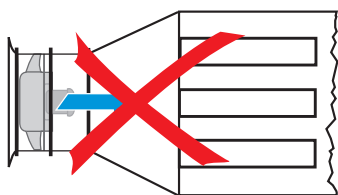
Bei einem freien Ausblas mit einem Rohr von $2,5 \times D$ kann die gesamte Fläche gemäß Nennweite des Ventilators zur Stoßverlustberechnung herangezogen werden. (Strömung gleichgerichtet)

um 70% geringerer Stoßverlust

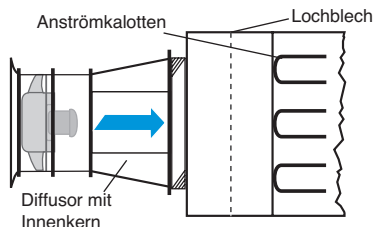


Diffusoren können den Stoßverlust bezogen auf den Verlust entsprechend Abb. 8 um ca. 70% verringern.

hoher Stoßverlust



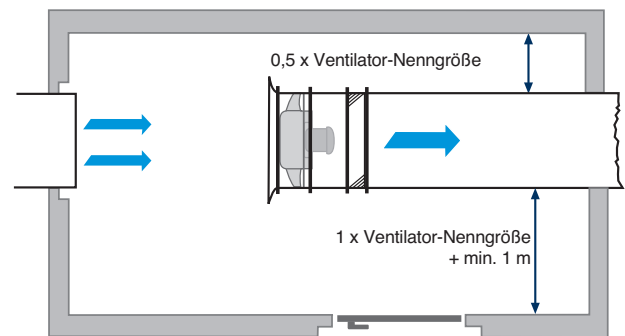
Um hohen Stoßverlust, Verwirbelungen und starke Geräuscentwicklung zu vermeiden, ist bei druckseitigem Einbau von Kulissenschalldämpfern ein Diffusor mit Innenkern sowie eine Druckkammer zu empfehlen. Bei großen Querschnitten kann zusätzlich zur besseren



Verteilung der Luft ein entsprechendes Gitter (Lochblech) in die Druckkammer eingebaut werden, empfehlenswert auch bei Filtern, Heizbatterien usw. Die Schalldämpfkulissen sind mit Anströmkalotten zu versehen.

Kammereinbau

Dies gilt sinngemäß auch für den Einbau in Rohr- bzw. Kanalleitungen.

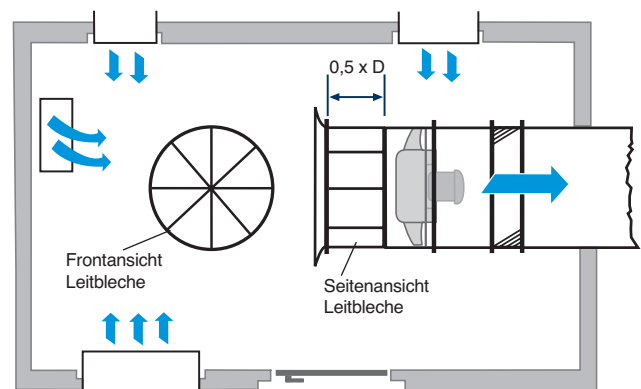


Die Praxis zeigt, dass sehr oft Ventilatoren derart beeengt eingebaut werden, dass eine Wartung oder Reparatur fast unmöglich ist, bzw. nur mit enormem Kostenaufwand durchgeführt werden kann. Ventilatoren sind Maschinen mit Verschleißteilen. Deshalb ist es wichtig, den erforderlichen Freiraum um Reparaturen und Wartungen

ausführen zu können, einzuplanen. Auf Dachflächen (besonders Warmdächern) ist darauf zu achten, dass bei der Aufstellung der Ventilatoren genügend feste Stellflächen vorhanden sind. Auch sollte die Möglichkeit bestehen, ein Montagegerüst über und um die Ventilatoren stellen zu können.

Sammelsaugkammer

Hier besteht die Gefahr drallbehafteter Luftströmung. Wir empfehlen ein Drallgitter (Leitbleche).



In großen Ansaugkammern mit verschiedenen Luftströmungen kann es zur drallbehafteten Anströmung der Ventilatoren kommen. Dies hat Leistungsverluste zur Folge. Bei

Einbausituationen wie dieser sollte das vorgeschlagene Drallgitter gleich vorgesehen werden, bzw. so eingeplant werden, dass eine Nachrüstung noch möglich ist.



TROX TLT GmbH

Am Weinberg 68

D-36251 Bad Hersfeld

Telefon + 49(0) 66 21 / 950-0

Telefax + 49(0) 66 21 / 950-100

E-mail info@trox-tlt.de

www.trox-tlt.de