

LÜFTUNGSTECHNIK

Hans Witt

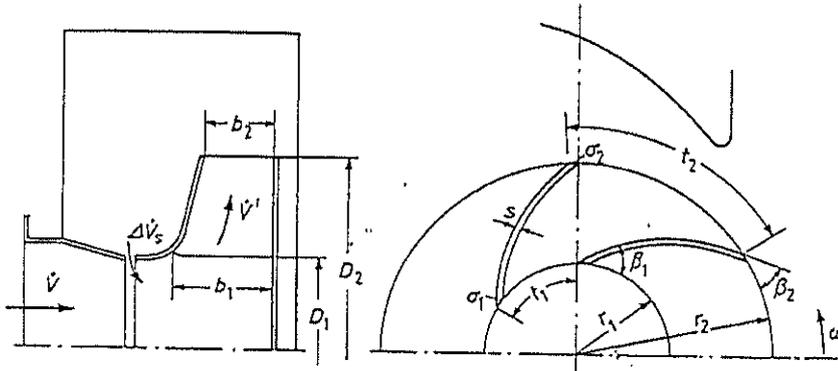
A) Literatur

- | | | |
|----|--------------------|--|
| 1) | Recknagel-Sprenger | Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik
R. Oldenbourg Verlag |
| 2) | Fritz Mode | Ventilatoranlagen, de Gruyter Verlag |
| 3) | Bruno Eck | Ventilatoren, Springer Verlag |
| 4) | Bruno Eck | Technische Strömungslehre 1 + 2, Springer Verlag |
| 5) | Willi Bohl | Technische Strömungslehre, Vogel Verlag |
| 6) | Willi Bohl | Ventilatoren, Vogel Verlag |
| 7) | Willi Bohl | Strömungsmaschinen, Vogel Verlag |
| 8) | J. E. Idelchik | Handbook of Hydrolic Resistance, Springer Verlag |
| 9) | Zahlreiche Normen: | |
| | DIN 24 163 | Ventilatoren, Leistungsmessung, Normkennlinien |
| | DIN 24 166 | Ventilatoren, Technische Lieferbedingungen |
| | VDI 2044 | Abnahme und Leistungsversuche an Ventilatoren |
| | VDI 2056 | Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen |
| | VDI 2081 | Lärminderung bei Lüftungstechnischen Anlagen |
| | VDI 2059 | Beurteilung von Arbeitslärm |
| | DIN 1946 | Lüftungstechnische Anlagen |
| | | Blatt 1 Grundregeln |
| | | Blatt 2 Lüftung von Versammlungsräumen |
| | | Blatt 3 Lüftung von Fahrzeugen |
| | | Blatt 4 Lüftung in Krankenanstalten |
| | | Blatt 5 Lüftung von Schulen |

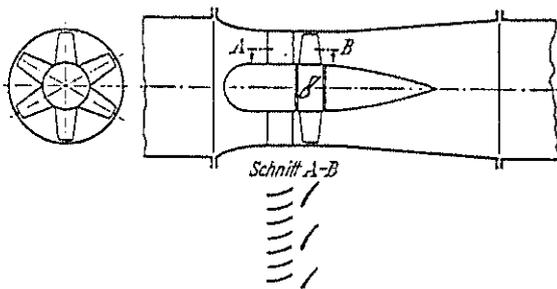
B) Anwendungsgebiete u. A.

Schiffe
 Tunnel
 Chemische Industrie
 Landwirtschaft
 Kesselanlagen
 Kühlung von Elektro- und Verbrennungsmotoren
 Luftreinigungsanlagen
 Reinraumtechnik
 Kernkraftwerke
 Kaufhäuser
 Klimatisierung
 Textilindustrie
 Grubenindustrie
 Farbspritzerei
 Kühlanlagen
 Computerkühlung
 Gasleitungen
 Elektroanlagen
 Nahrungsmittelindustrie
 Gießereien
 Fahrzeuge wie Autos, Flugzeuge, Züge
 Müllverbrennung
 Brandschutz (Entgasung)
 u. v. a.

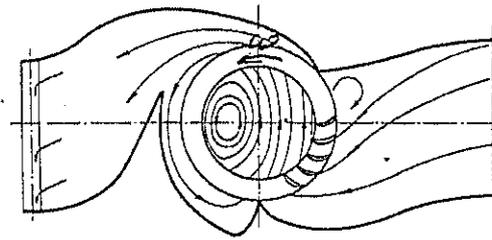
- C) Es gibt 3 Grundtypen von Ventilatoren.
Mit Radial- oder Zentrifugalventilatoren und Axialventilatoren werden wir uns näher beschäftigen.



Hauptbemessungsgrößen des Radialrades; Volumenstrom \dot{V} ; Leckspaltstrom $\Delta \dot{V}_s$; Laufradstrom \dot{V}' , $\eta_{\max} > 85\%$.



Axialgebläse schematisch, $\eta_{\max} > 85\%$



Querstromgebläse nach COESTER, $\eta_{\max} \approx 35\%$

D) Hydrodynamische Grundlagen

1) Einheiten und Symbole:

V	Volumen, m^3
\dot{V}	Volumenstrom, m^3/s
P_A	Atmosphärischer Druck, Normalwert in Meereshöhe 1,013 B = $1,013 \cdot 10^5$ Pa (DIN)
$\Delta p, p$	Wirkdruckdifferenz, $Pa = N/m^2 = 0,01$ mb, (mm WS = kp/m^2)
$\Delta m, m$	Masse, kg
ρ	Dichte, kg/m^3 . Bei Normalluft $1,2$ kg/m^3
\dot{m}	$\rho \cdot \dot{V}$ Massenstrom $\frac{kg}{m^3} \cdot \frac{m^3}{s} = kg/s$
g	$9,81$ m/s^2 , Erdbeschleunigung

2) **Kontinuitätssatz**

In einer stationär (zeitlich unverändert) mit der Geschwindigkeit c von einem beliebigen Fluid durchströmten Stromröhre [kg/s] mit der Querschnittsfläche A (Bild 1) fließt durch jeden Querschnitt der gleiche Massenstrom

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A = \text{konst}$$

Ist das Fluid inkompressibel, gilt ebenfalls, da ρ konstant bleibt:

$$\dot{V} = c \cdot A = \text{konst}$$

Diese Gleichung gilt oft in guter Näherung in Niederdruckanlagen bei konstanter Temperatur.

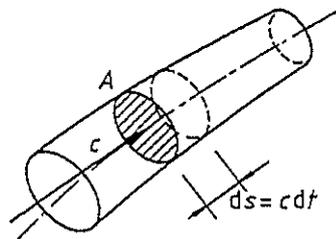


Bild 1

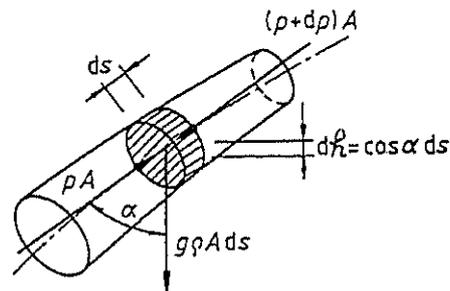


Bild 2

3) **Bernoullische Gleichung (1700 - 1782)**

In einer Stromröhre (Bild 2) mit einem inkompressiblem Fluid sei die Strömung stationär und reibungsfrei. Auf das schraffierte zylindrische Fluidelement wirken dann nur die Gewichtskraft und die Druckkräfte. Die auf die Mantelfläche wirkenden Druckkräfte können unberücksichtigt bleiben, da sie keine Komponente in der Bewegungsrichtung haben.

Das Newtonsche Gesetz Kraft = Masse \cdot Beschleunigung, lautet in Röhrenrichtung mit der Druckdifferenz dp , dem Zeitelement Δt , dem Weg s und dem Winkel α zur Senkrechten:

$$F = -dp \cdot A - g\rho A \cdot ds \cos \alpha = \rho A \cdot ds \frac{dc}{dt} \quad [\text{N}]$$

Anders geordnet mit dem Höhenelement $dh = ds \cos \alpha$, nach Division mit ρA ergibt sich Bernoullis Gleichung in differentieller Form:

$$g \cdot dh + c \cdot dc + \frac{dp}{\rho} = 0$$

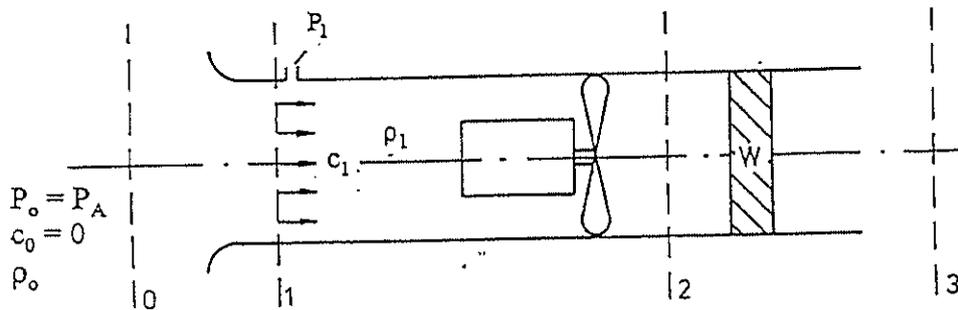
und nach Integration

$$gh + \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{konst} \quad [\text{Nm/kg}] \quad (\text{D1})$$

Energie hat also 3 Erscheinungsformen. Die Summe bleibt konstant, so lange wir keine Energie zu/abführen. Wir vernachlässigen die Friktion und andere Gründe für Wärmeenergieänderungen.

4) Anwendung der Bernoulligleichung auf Ventilationssystem (idealisiert)

vom



Der Energieinhalt einer dünnen Scheibe eines inkompressiblen und verlustlosen Fluids mit der Masse dm im Schnitt 1 eines Ventilationssystems beträgt bei paralleler gleichmäßiger Geschwindigkeit:

$$dE_1 = dm \left(h_1 g + \frac{c_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} \right) = E_{\text{pot}} + E_{\text{Kin}} + E_{\text{Druck}} \quad [\text{Nm}]$$

 Δp_{st}

Die Leistungsdifferenz zwischen den Schnitten 0 und 1 beträgt, wobei der Druck P_0 im Schnitt 0 der Atmosphärendruck P_A ist, während P_1 der absolute Druck winkelrecht zur Strömungsrichtung ist.

$$L_{1-0} = \frac{dE_1}{dt} - \frac{dE_0}{dt} = \dot{m} \left[(h_1 - h_0) g + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_A}{\rho} \right]$$

ergibt, da $\dot{m} = \dot{V} \rho$, wenn $c_0 = 0$ und $P_1 - P_A$ gleich dem Differenzdruck Δp_1 ist:

$$= \dot{V} \left[g \cdot (\rho_1 h_1 - \rho_0 h_0) + c_1^2 \frac{\rho}{2} + \Delta p_1 \right] \quad [\text{W}]$$

ick

Meistens kann man das erste Glied vernachlässigen, so daß generell

$$L = \dot{V} (p_{\text{dyn}} + \Delta p_{\text{st}}) = \dot{V} \cdot \Delta p_g \quad (\text{D2})$$

wobei $\Delta p_g = p_{\text{dyn}} + \Delta p_{\text{st}}$ die Gesamtdruckdifferenz ist. Häufig wird statt Gesamtdruck der Ausdruck Totaldruck verwandt, $\Delta p_{\text{st}} = p_{\text{dyn}} = \frac{\rho}{2} \cdot c_1^2$ ist der dynamische Druck und Δp_{st} die statische Druckdifferenz zwischen zwei absoluten Drücken.

Beispiel: Berechne den dynamischen Druck:

$$\dot{V} = 15.000 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$A = \frac{\pi}{4} 0,56^2 = 0,246 \text{ [m}^2]$$

$$d_1 = 0,56 \text{ [m } \emptyset]$$

$$c_1 = \frac{15000}{3600 \cdot 0,246} = 16,9 \text{ [m/s]}$$

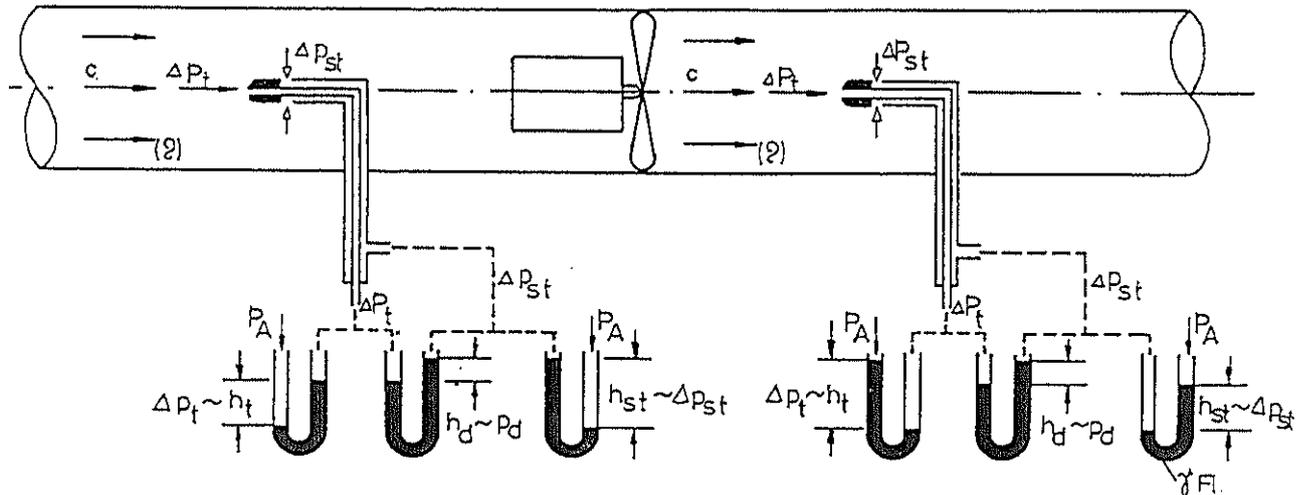
$$\rho = 1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \text{ (Normalluft)}$$

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot c_1^2 = \frac{1,2}{2} 16,9^2 = 171 \text{ [N/m}^2 = \text{Pa]}$$

Umgekehrt kann man aus p_d den Volumenstrom \dot{V} bestimmen

- 5) Die Messung dieser drei Drücke kann mit einem Prandtlischen Staurohr mit angeschlossenen U-Rohren erfolgen. Dabei ist zu beachten, dass sowohl die statische- wie die Gesamtdruckdifferenz links und rechts vom Ventilator unterschiedliche Vorzeichen haben (Unterdruck, Überdruck), während der dynamische Druck unverändert positiv bleibt.

h_t, h_d und h_{st} ist die jeweilige Höhe der Flüssigkeitssäule.

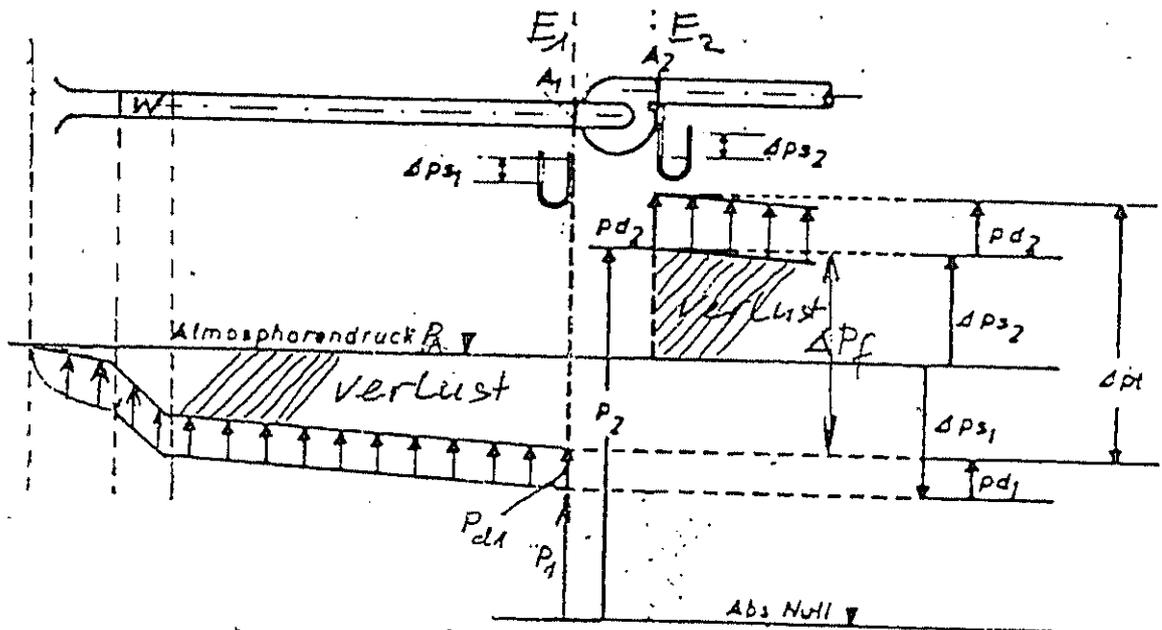


- 6) Die Nutzleistung des Ventilators: $L_{vent} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 = \dot{V} \cdot \Delta p_t$
 In der Praxis kann die gezeigte Meßanordnung benutzt werden, wobei

$$\rho/2 \cdot c_1^2 = p_{d1} \quad \text{und} \quad \rho/2 \cdot c_2^2 = p_{d2} \quad \text{sowie}$$

$$P_A - P_1 = \Delta p_{s1} \quad \text{und} \quad P_2 - P_A = \Delta p_{s2}$$

Hierbei sind P_1 und P_2 Absolutdrücke. P_A ist der atmosphärische Normaldruck. Da der statische Unterdruck Δp_D an der Düse praktisch gleich p_{d1} ist, läßt sich daraus der Volumenstrom \dot{V} bestimmen.



saug- und druckseitig angeschlossener Ventilator mit graphischer Darstellung der Drücke.

Unter Berücksichtigung der Friktion im Widerstand W wie auch der Reibung an den Rohrwänden ergibt sich der oben gezeigte Druckverlauf. Hieraus läßt sich die theoretische aerodynamische Ventilatorleistung ableiten.

$$\begin{aligned}
 L_{\text{vent}} &= \dot{V} [\Delta p_{g2} - \Delta p_{g1}] && \text{gemäß Gleichung (D2)} \\
 &= \dot{V} [(P_A + \Delta p_{s2} + p_{d2}) - (P_A + \Delta p_{s1} + p_{d1})] \\
 &= \dot{V} [\Delta p_{s2} - (\Delta p_{s1} + p_{d1}) + p_{d2}]
 \end{aligned}$$

Δp_{s2} ist der druckseitige und $\Delta p_{s1} + p_{d1}$ ist der saugseitige Friktionsverlust. Es ist zu beachten, daß Δp_{s1} einen negativen Wert hat.

Auf der Saugseite ist der absolute Wert von p_{d1} vom absoluten Wert des statischen Druckes p_{s1} abzuziehen, um den für Reibung verbrauchten Teil des statischen Druckes zu ermitteln.

Die Gesamtleistung des Ventilators ist also proportional der Summe der saug- und druckseitigen Friktionsverluste in der Anlage und dem kinetischen Austrittsverlust, d. h.

$$L_{\text{vent}} = \dot{V} [\Delta p_f + p_{d2}] \quad [W] \quad (D3)$$

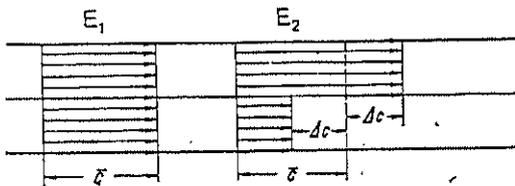
Der vom Ventilator aufzubringende Gesamtdruck besteht also aus einer Friktions- und einer kinetischen Komponente.

Bei $p_{d1} = p_{d2}$ tritt das scheinbare Paradox auf, daß $\Delta p_g = \Delta p_{s1} + |p_{s2}|$ d. h. die Gesamtdruckdifferenz enthält scheinbar keine dynamischen Druckanteile. Der Ausdruck besagt in Wirklichkeit nur, daß die Beschleunigung der Luft bereits vor dem Meßpunkt 1 erfolgt und die dazugehörige Energie im Wert Δp_{s1} enthalten ist.

Die oben stillschweigend gemachte Voraussetzung einer parallelen stationären Geschwindigkeit ist in der Praxis jedoch schwer erfüllbar, wie die nachfolgenden Bilder zeigen.

Hinter dem Ventilator kommt es zu kräftigen Störungen der Strömung. Die sehr unterschiedlichen Geschwindigkeiten entsprechen wesentlich höherer kinetischer Energie als dem Mittelwert.

Beispiel: Zwei identische Rohrstücke mit dem gleichen Massenstrom

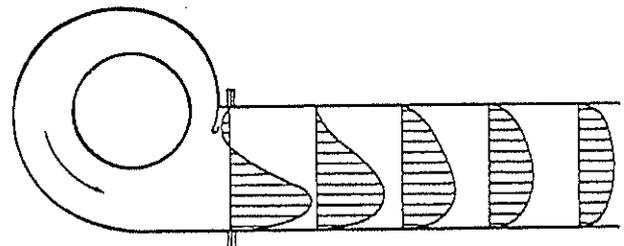
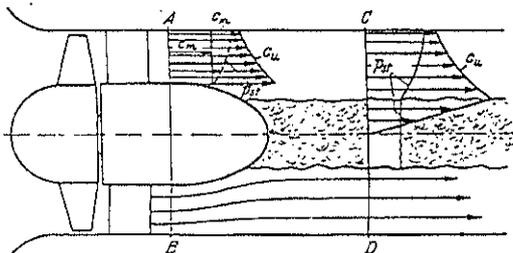


Die beiden kinetischen Energien betragen

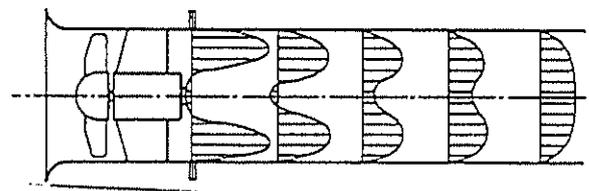
$$E_{\text{kin1}} = \frac{\Delta m}{2} c^2$$

$$\begin{aligned}
 E_{\text{kin2}} &= \frac{\Delta m}{4} (c + \Delta c)^2 + \frac{\Delta m}{4} (c - \Delta c)^2 \\
 &= \frac{\Delta m}{2} c^2 + \frac{\Delta m}{2} \Delta c^2
 \end{aligned}$$

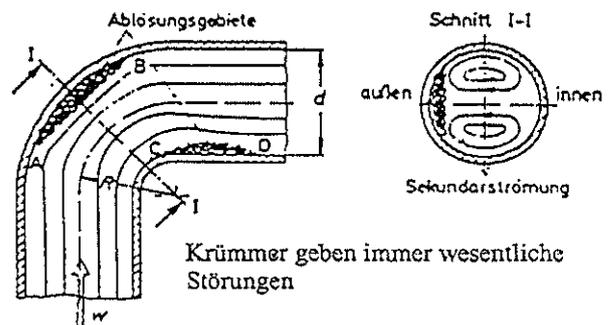
Bei $\Delta c = c/2$ hat die ungleichmäßige Strömung 25 % höhere kinetische Energie



Vereinfachter Strömungsverlauf hinter einem Radialventilator



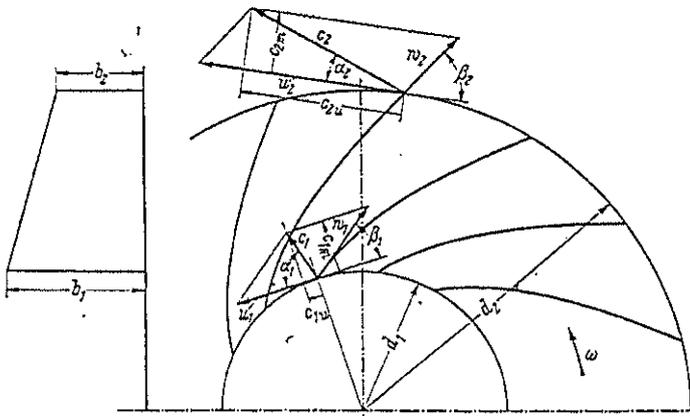
Vereinfachter Strömungsverlauf hinter einem Axialventilator



Krümmer geben immer wesentliche Störungen

7) Die Ventilatorleistung (Turbinengleichung)

Gilt für alle Turbomaschinen



Laufrad mit rückwärts gekrümmten Schaufeln

Hieraus können wir direkt den Volumenstrom ermitteln, unter Voraussetzung verlustloser Strömung und unendlicher Schaufelzahl:

$$\dot{V} = c_{2m} \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2 = c_{1m} \cdot 2\pi r_1 \cdot b_1 \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (\text{D4})$$

Um die Leistung zu ermitteln, betrachten wir zunächst ein Volumenelement ΔV mit der Masse Δm , welches den Impuls $I = \Delta m \cdot c$ hat.

Die auf den Partikel einwirkende Kraft: $F = \dot{I} = \frac{d}{dt} \cdot \Delta m \cdot c$ hat die

Tangentialkomponente $F_t = \frac{d}{dt} \cdot \Delta m \cdot c_u$

Das Moment auf den Partikel ist:

$$F_t \cdot r = \frac{d}{dt} \cdot \Delta m \cdot c_u \cdot r$$

Die Momentendifferenz des Partikels beim Durchlaufen des Rades von r_1 nach r_2 beträgt

$$M_{\text{part.}} = \Delta \dot{m} (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$$

Bezogen auf die Gesamtmasse m ist das Moment bei verlustloser Idealströmung:

$$M = M_2 - M_1 = \dot{m} (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$$

$$L = M\omega = \dot{m} (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (\text{Turbinengleichung Euler, 1707 - 1787}) \quad (\text{D5})$$

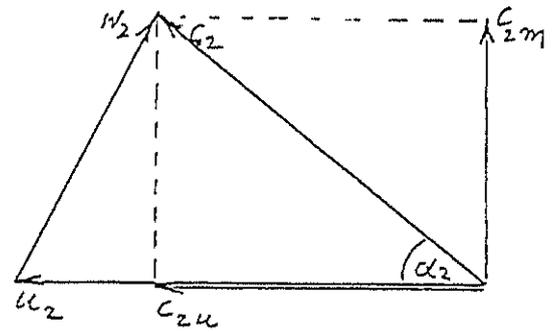
$$\left[\text{Nm} \cdot \frac{1}{\text{s}} = \text{Watt} = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Substitution $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$ gibt für die theoretisch zugeführte Leistung nach Bernoulli:

$$L_{\text{th}} = \dot{V} \cdot \rho (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) = \dot{V} \cdot \Delta p_g \quad [\text{W}] \quad (\text{D6})$$

Der theoretische Gesamtdruck ist dann:

$$\Delta p_{g_{\text{th}}} = \rho (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \quad [\text{Pa}]$$



$$\bar{u}_2 + \bar{w}_2 = \bar{c}_2$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \text{tangential Komp.}$$

$$c_{2m} = c_2 \cdot \sin \alpha_2 = \text{meridian Komp.}$$

Die in Wirklichkeit erforderliche Wellenleistung ist unter Berücksichtigung der auftretenden Verluste:

$$L_w = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_g}{\eta_{\text{vent}}} \quad [\text{W}] \quad (\text{D8})$$

Die Ventilatorverluste bestehen aus sogenannten hydraulischen und volumetrischen Verlusten. Bei endlicher Schaufelzahl folgt die Luft nicht genau der Schaufeltangente. Es treten hydraulische Verluste durch Reibung, Wirbel und Ablösungen auf, die zu einer Druckminderung führen. Der Leckstrom $\Delta \dot{V}_s$ (siehe S.2), der bei Radialventilatoren eine wichtige Funktion bei der Umlenkung der Strömung vom Saugstutzen ins Rad erfüllt, verursacht volumetrische Verluste.

8) Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{hydraulisch}} \cdot \eta_{\text{volumetrisch}} \cdot \eta_{\text{mech.}} \cdot \eta_{\text{elektr.}} \quad (\text{D9})$$

wobei

$$\eta_{\text{hydr.}} \equiv \frac{\Delta p_g}{\Delta p_g + \Delta p_{\text{vent}}}, \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \Delta \dot{V}_s}$$

$\eta_{\text{mech.}}$ berücksichtigt Verluste in Lagern, Keilriemen, hydr. Kupplungen, Dichtungen usw. Außerdem können systembedingte Verluste im Ventilator auftreten (s. u.).

Beispiel: Ein mittelgroßer Industrieventilator hat die Daten:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 10 \text{ m}^3 / \text{s} & \eta_{\text{mech.}} &= 0,93 & \eta_{\text{hydr.}} \cdot \eta_{\text{vol.}} &= 0,80 \\ p_g &= 2400 \text{ Pa} & \eta_{\text{el.}} &= 0,94 & & \end{aligned}$$

$$L = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_g}{\eta} = \frac{10 \cdot 2400}{0,80 \cdot 0,93 \cdot 0,94} = 34300 \left[\text{N} \frac{\text{m}}{\text{s}} = \text{W} \right]$$

Bei 7000 Betriebsst./a à 0,25 DM/kWh ergeben sich die Energiekosten K_E :

$$K_E = 34,3 \cdot 7000 \cdot 0,25 = \text{ca. } 60.000 \text{ DM/a}$$

Ventilatorpreis: ca. 10.000 DM

Bei 20 % jährlichen Kosten für Abschreibung und Amortisation betragen die Jahresbetriebskosten ca. 62.000 DM. Hiervon sind die Energiekosten ca. 97 %.

Ein Ventilator, der 2 % besseren Wirkungsgrad hat, aber 10 % mehr kostet, spart pro Jahr für 1200 DM Energie, bei um nur 200 DM erhöhten Finanzkosten.

Der "teure" Ventilator hat den Mehrpreis nach 2 Monaten durch verminderte Energiekosten eingespart. Die Verzinsung beträgt 600 % pro Jahr.

Lufterwärmungsrichtwert

Verluste werden zu Wärme - besonders wichtig bei Kühlanlagen

$$\Delta t_{\eta=80\%} \equiv 10^{-3} \cdot \Delta p_g [^\circ\text{C}] \text{ Erwärmung bei } \Delta p_g \text{ in [Pa]}$$

Dieser Richtwert gilt nur im normalen Arbeitsbereich.

9) Ähnlichkeitsgesetze

Ein Vergleich der Drücke der geometrisch ähnlichen Ventilatoren A und B bei verschiedenen Drehzahlen ergibt nach Euler:

$$\Delta p_g = \eta_h \cdot \rho (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) = k_1 \cdot n^2 \cdot d_2^2$$

Da η_h in erster Näherung unverändert bleibt, gilt:

$$\Delta p_{gA} = \Delta p_{gB} \left(\frac{n_A}{n_B} \right)^2 \cdot \left(\frac{d_A}{d_B} \right)^2 \tag{D10}$$

Für den Volumenstrom gilt:

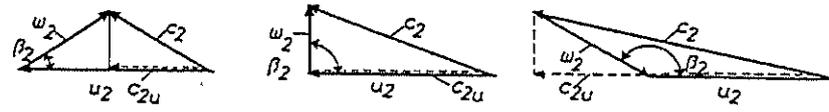
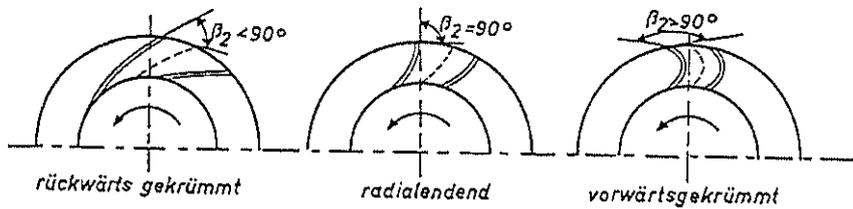
$$\dot{V} = \eta_{vol} \cdot c_{m2} \cdot \pi d_2 \cdot b_2 = k_2 \cdot n \cdot d_2^3$$

$$\dot{V}_A = \dot{V}_B \frac{n_A}{n_B} \cdot \left(\frac{d_A}{d_B} \right)^3 \tag{D11}$$

Für die Leistung ergibt sich als Produkt von Δp_g und \dot{V} :

$$L_A = \Delta p_{gA} \cdot \dot{V}_A = L_B \cdot \left(\frac{n_A}{n_B} \right)^3 \cdot \left(\frac{d_A}{d_B} \right)^5 \tag{D12}$$

10) Verschiedene Schaufelformen



Schaufelformen und Geschwindigkeitsdreiecke am Austritt

$\eta = \sim 85 \%$
höchster Wirkungsgrad

$\eta = \sim 70 \%$
schmutzunempfindlich

$\eta = \sim 60 \%$
kleine Abmessungen
rel. leise, billig

Kriterien: Wirkungsgrad, Selbstreinigung, Geräusch, Größe, Preis, Kennlinien stabilisiert.

- 11) **Dimensionslose Kennziffern**
Aus der Turbinengleichung für Druck

$$\Delta p_g = \eta_h \cdot \rho (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) = \psi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_2^2$$

kann man die für alle Kreiselmaschinen gültige Druckziffer ableiten

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p_g}{\rho \cdot u_2^2} \quad \left[\frac{\text{kg m}}{\text{s}^2 \text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^2} = 1 \right] \quad (\text{D13})$$

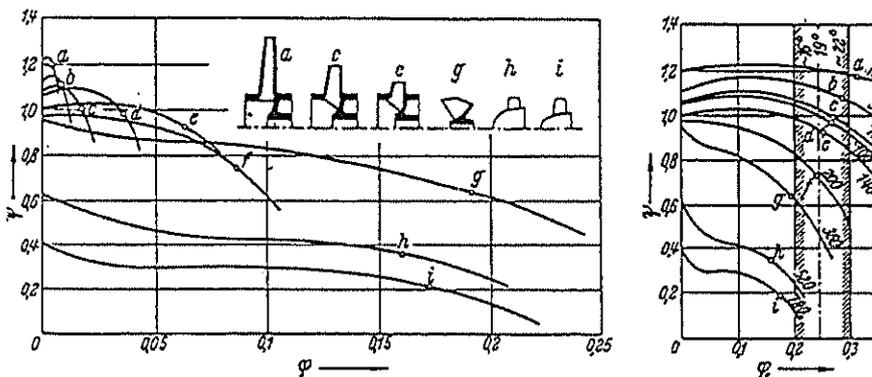
Für den Volumenstrom kann man die charakteristische Lieferziffer φ_2 ableiten, bezogen auf den Raddurchmesser d_2 und die Umfangsgeschwindigkeit u_2

$$\dot{V} = \eta_{\text{vol}} \cdot c_{m2} \cdot \pi d_2 \cdot b_2 = \varphi_2 \cdot u_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 = \varphi_2 \cdot u_2 \cdot A_2$$

$$\varphi_2 = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot A_2} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} \cdot \frac{1}{\text{m}^2} = 1 \right] \quad (\text{D14})$$

Es ist vorteilhaft, die Lieferziffer, welche die Schluckfähigkeit als Funktion des Gebläses charakterisiert, als Funktion des Ansaug-Querschnittes A_1 und der entsprechenden Umfangsgeschwindigkeit u_1 auszudrücken, anstatt φ_2 zu verwenden.

$$\varphi_1 = \frac{\dot{V}}{u_1 \cdot A_1}$$



Dimensionslose Kennlinien
verschiedener Laufradtypen
mit φ_2 (links) und φ_1 als
Abszisse (rechts) nach
RÜTSCHI (1955).

Solche φ/ψ -Kennlinien werden verwendet, um das charakteristische Schluckvermögen und die Druckerzeugung von Strömungsmaschinen größenunabhängig anzugeben.

- 12) **Dichtevariation der Luft**
Die Dichte ρ der Luft variiert mit

der Temperatur,
dem Druck,
der Zusammensetzung der Luft.

Generell gilt nach den Zustandsgesetzen von Boyle-Mariotte und Guy-Lussace bezogen auf 1 kg des Gases:

$$R = \frac{p \cdot v}{T} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (\text{D15})$$

wo T die absolute Temperatur in Kelvin ist und $p \cdot v$ das Produkt aus Volumen und Druck für 1 kg des Gases.

Bei trockener Luft normaler Zusammensetzung bei $0^\circ\text{C} = 273 \text{ K}$, dem Druck $1 \text{ b} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ und dem spezifischen Volumen $v = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{1,293} = 0,773 \text{ m}^3/\text{kg}$ ergibt sich die Gaskonstante

$$R_L = \frac{101300 \cdot 0,773}{273} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Die Dichte der Luft ergibt sich dann aus:

$$\rho_L = \frac{P_L}{R_L \cdot T} \quad (D 16)$$

Variationen des Luftdrucks und der Temperatur können über Dichteänderungen die vom Ventilator erzeugte Druckdifferenz und die Leistungsaufnahme wesentlich verändern gegenüber Normalluft, z. B.:

$$\text{Winterbetrieb, Zuluft } -30^\circ\text{C:} \quad \Delta p_{g(-30)} = \Delta p_{g(+20)} \cdot \frac{273+20}{273-30} = 1,21 \cdot \Delta p_{g(+20)}$$

$$\text{Heißluft, Rauchgase } +220^\circ\text{C:} \quad \Delta p_{g(+220)} = \Delta p_{g(+20)} \cdot \frac{273+20}{273+220} = 0,59 \cdot \Delta p_{g(+20)}$$

Diese Dichteveränderungen sind bei der Festlegung der Motorreserve zu beachten. Bei größeren jahreszeitlichen oder betrieblichen Veränderungen sind die E-Motoren nur durch Thermistoren ausreichend gegen Überlast zu schützen.

Der Ansaugdruck bestimmt die Eintrittsdichte der Luft. In z. B. 1000 m Höhe beträgt der Normaldruck nur 0,899 b anstatt 1,013 b Normaldruck in Meereshöhe. Erzeugt der Ventilator ferner einen Unterdruck von 20.000 Pa beträgt die Eintrittsdichte lediglich

$$\rho_E = \rho_{(1000\text{m}, -20000\text{Pa})} = \rho_n \cdot \frac{89900 - 20000}{101300} = \rho_n \cdot 0,69 \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right]$$

Nach DIN 24 163 wird der vom Ventilator erzeugte Druck und die dazu benötigte Wellenleistung dem mittleren Druck im Ventilator proportional gesetzt.

$$\Delta p_g \approx L_w \approx \rho_m = \frac{\rho_E + \rho_A}{2} \quad (D 17)$$

Hierbei sind ρ_E und ρ_A die Eintritts- bzw. die Austrittsdichte.

Auch die in D8 erwähnte Erwärmung des geförderten Gases muß bei genauen Rechnungen und hohen Drücken beachtet werden.

Der Volumenstrom des Ventilators, der per Definition immer am Eintritt gemessen wird, bleibt unverändert. Der Massenstrom kann jedoch stark variieren, welches u. a. bei Kesselanlagen und Verbrennungsmotoren berücksichtigt werden muß.

Feuchte Luft:

Luft enthält praktisch immer größere oder kleinere Mengen Wasserdampf. Die Gaskonstante für feuchte Luft ist nach DIN 24 163 Teil 2:

$$R_F = \frac{287}{1 - 0,377 \cdot \varphi_F \cdot p_s / p_a} \quad (D 18)$$

wo φ_F die relative Feuchte, p_s der Sättigungsdampfdruck und p_a der atmosphärische Druck ist. Eine Tabelle für p_s als Funktion der Temperatur ist in der Norm enthalten.

Beispiel: Feuchte Luft mit $\varphi = 0,5$, $t = 20^\circ\text{C}$, laut Tabelle ist $p_{s20^\circ} = 2,337 \text{ kPa}$ bei Atmosphärendruck

$$(D 18) \text{ ergibt} \quad R_F = 288,5 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K} \quad \text{Laut (D 16) ist:}$$

$$\rho_F = 1,1993 \approx 1,20 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Gasmischung

Die Dichte der Gasmischung ergibt sich aus: $\rho_m = v_1 \cdot \rho_1 + v_2 \cdot \rho_2 + \dots$
wobei v_n der Volumenstromanteil und ρ_n die Dichte der Einzelgase ist.

$$\text{Der Massenanteil des Einzelgases ist } m_1 = v_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

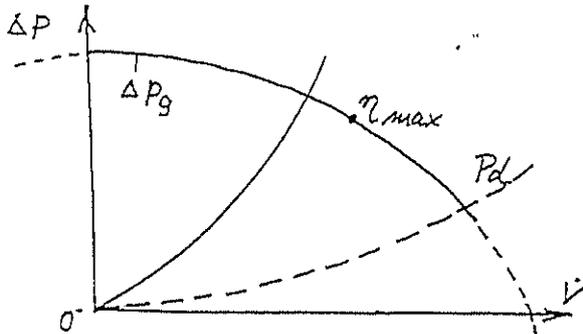
11) Kennlinien

Nach Euler ist

$$v = \eta_{vol} \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2$$

$$\Delta p_g = \eta_h \cdot \rho (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1)$$

Dieses ist nur ein Punkt von vielen möglichen Betriebspunkten, z. B. mit idealer Raddurchströmung, welche etwa dem besten Wirkungsgrad entspricht (Strömung folgt genau der Schaufel).



Andere Betriebspunkte sind möglich:

- $v = 0$ verschlossener Austritt
- $v = v_{frei}$ Kein Widerstand, nur der dynamische Druck ist aufzubringen

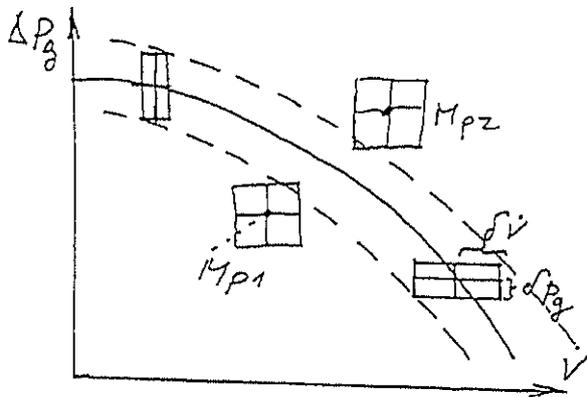
$0 < v < v_{frei}$ Natürlicher Betriebsbereich

Eine der möglichen Widerstandslinien $\Delta p = f(v)$ der Anlage ist eingezeichnet.

Im Schnittpunkt der beiden Kurven befindet sich der Arbeitspunkt.

Weitere Betriebsbereiche sind möglich, wenn z. B. der Ventilator "überblasen" wird, weil er gegen höheren Betriebsdruck anarbeitet, als er selbst erzeugen kann, oder wenn er unterstützt wird (z. B. durch einen Schornstein).

Die Kennlinie ist immer mit Fertigungstoleranzen behaftet. Setzt man z. B.



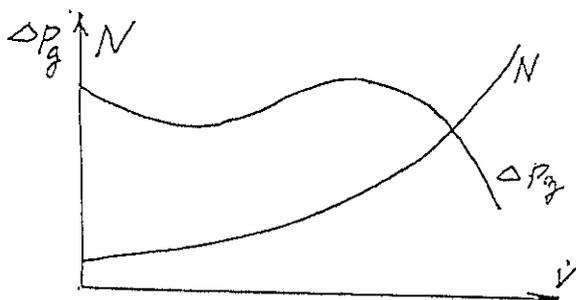
$$\delta v = \pm a\%, \quad \delta \Delta p_g = \pm b\%$$

erhält man den zu erwartenden Betriebsbereich.

Die Anlage muß innerhalb der beiden gestrichelt gezeigten Toleranzbegrenzungskurven funktionieren können.

Wird nicht ein bestimmter Volumenstrom gefordert, sondern Massenstrom $\dot{m} = v \cdot \rho$, sind Dichteveränderungen ebenfalls zu berücksichtigen (z. B. aufgrund der Erwärmung und der Kompression).

Bei einer Messung eines Ventilators/einer Anlage treten Meßspiele auf. Das meßspielbedingte Konfidenzrechteck um den Meßpunkt M_p muß die Toleranz-Begrenzungen tangieren. Bei sowohl M_{p1} und M_{p2} genügt der Ventilator der Norm.



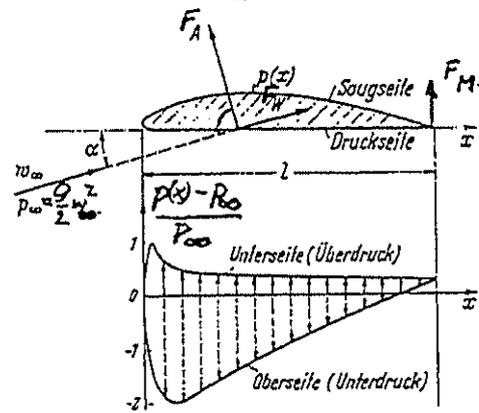
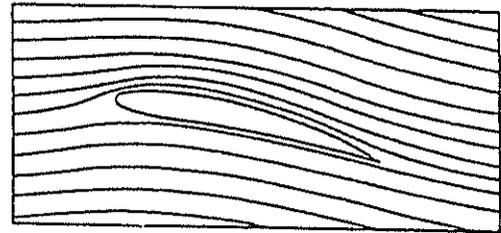
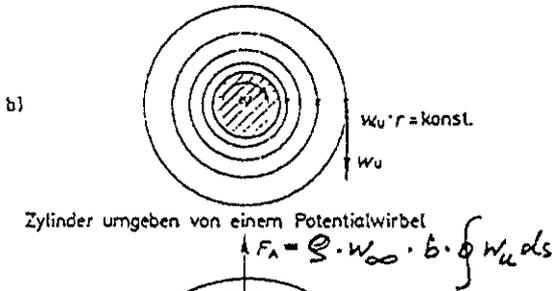
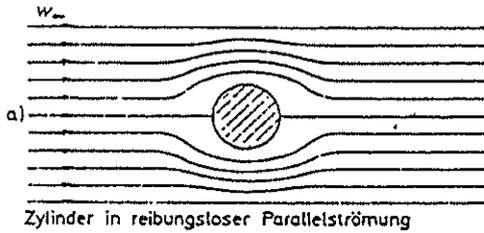
Von großer Bedeutung ist der Verlauf der Kennlinie.

Ventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln haben eine sehr ungünstige Kennlinie und einen mit wachsendem Volumenstrom stark steigenden Kraftbedarf. Hierdurch besteht die Gefahr der Motorüberlastung.

14) Axialventilatoren

Axialventilatoren sind von Natur Niederdruckerzeuger. Ihr Druck liegt meist im Bereich 5 - 25 % eines Zentrifugalventilators gleicher Drehzahl und gleichen Ausgangsdurchmessers. Sie haben aber, u. a. durch Einsatz von Leitschaufeln, neue Druckgebiete hinzugewonnen. Bieten maßlich und preislich häufig Vorteile. Die theoretische Behandlung kann nach der Tragflügeltheorie erfolgen. Die Rotation verursacht eine Radialkomponente, die theoretische Probleme mit sich bringt.

Erklärung der Wirkungsweise:



Gemessene Druckverteilung um ein Flügelprofil,

$p_\infty = (\rho / 2) \omega^2 r^2 =$ Geschwindigkeitsdruck der Anströmung

a) Bernoulli: $\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{konst.}$

Hohe Geschwindigkeit = niedriger Druck

b) Notwendige Centripetalkraft:

$F_c = m \cdot r \omega^2$

Beiwerte für Auftrieb, Widerstand und Moment

$F_A = c_a \cdot \frac{\rho}{2} w^2 \cdot A_{FL}$

$F_w = c_w \cdot \frac{\rho}{2} w^2 \cdot A_{FL}$

$M = c_m \cdot \frac{\rho}{2} w^2 \cdot A_{FL} \cdot l$

$A_{FL} = l \cdot b$

Erklärung des Magnuseffektes

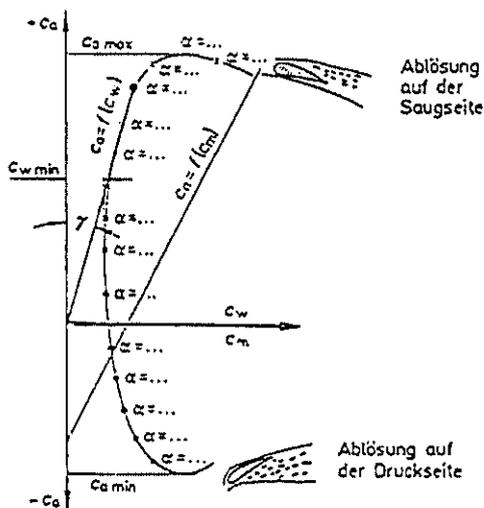
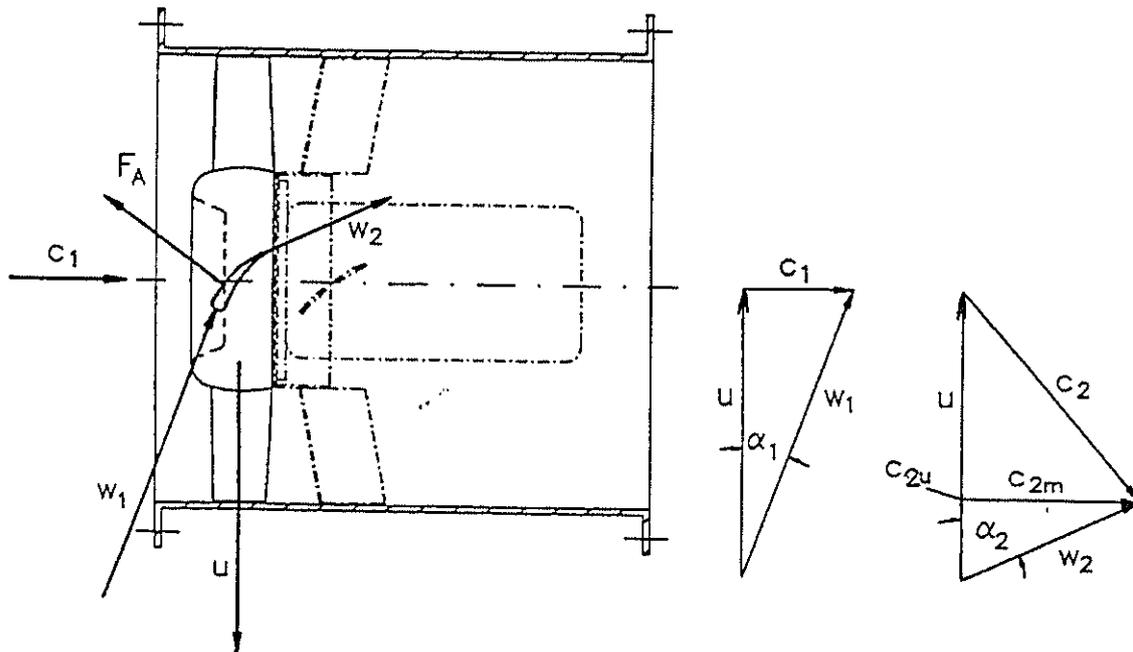


Bild 4.155 Polardiagramm nach Lilienthal

Es gilt also, bei möglichst kleinem Gleitwinkel γ (geringe Verluste), eine möglichst große Krümmung der Strömungslinien zu erreichen, oder - anders ausgedrückt - einen möglichst großen Winkel zwischen der Anströmgeschwindigkeit c_1 und der Anströmgeschwindigkeit c_2 .



Schematische Darstellung eines Axialgebläses

Das Bild illustriert den Auftrieb F_A auf das Tragflächenprofil des Laufrades. Als Reaktion wird die Luft in die entgegengesetzte Richtung gefördert. Man kann zeigen, daß ein bewegtes Schaufelgitter, mit unendlich vielen Schaufeln im verlustfreien Medium den Druck erzeugt

$$\Delta p_{\text{gth}\infty} = \rho(c_{2u} \cdot u - c_{1u} \cdot u)$$

Eulers Gleichung gilt also auch für Axialmaschinen, in leicht abgewandelter Form. Normal ist $c_{1u} \cdot u = 0$. Die Ablenkung der achsparallelen Strömung c_1 auf c_2 bedeutet, daß die Luft einen Drall erhält in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit. Ein Teil der entsprechenden Rotationsenergie kann durch Vor- oder Nachleitschaufeln in nützlichen Druck umgewandelt werden. c_{2m} ist - wie im Geschwindigkeitsdreieck angedeutet - numerisch größer als c_1 , da die durchströmte Querschnittsfläche durch die Radnabe und den Motor vermindert wird.

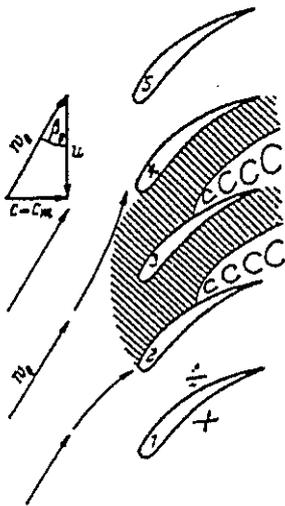
Die tatsächlich erzeugte aerodynamische Leistung wird wie beim Radialventilator durch volumetrische Verluste im Spalt zwischen Laufrad und Schacht sowie durch hydraulische Verluste vermindert.

Wenn die durch c_1 und u bestimmte relative Anströmgeschwindigkeit w_1 nicht parallel zum vorderen Teil der Schaufel ist, kommt es zu Stoßverlusten. Profilierung mindert diese.

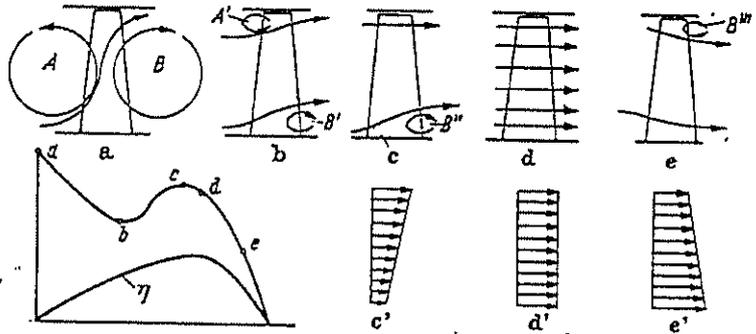
An der Nabe ist u klein - der Druck wäre es ebenfalls, wenn man die niedrige Geschwindigkeit nicht durch ein Profil mit höherem Auftrieb kompensieren würde, so daß die Druckerzeugung im ganzen Querschnitt annähernd gleich groß wird. Der Axialventilator hat einen instabilen Bereich, verursacht durch Abriß der Strömung auf der Schaufeloberseite (Stalling). Dieses kann zu einem scharfen Druckeinbruch führen. Gleichzeitig entsteht ein unangenehmes Geräusch, Schwingungen und die Gefahr von Flügelbrüchen.

Der Strömungsabriß kann, muß aber nicht zum gefährlichen Pumpen führen (Schwellton, Variieren der Fördermenge).

Man sollte bei der Auslegung immer mit einer ausreichenden Druckreserve rechnen, um nicht in den Abrißbereich zu kommen. Der Restdrall hinter dem Ventilator (siehe Richtung von c_2) bewirkt häufig höhere Leistungsverluste in den angeschlossenen Kanälen.



Entstehung der rotierenden Abreißströmung am Laufschaufelgitter

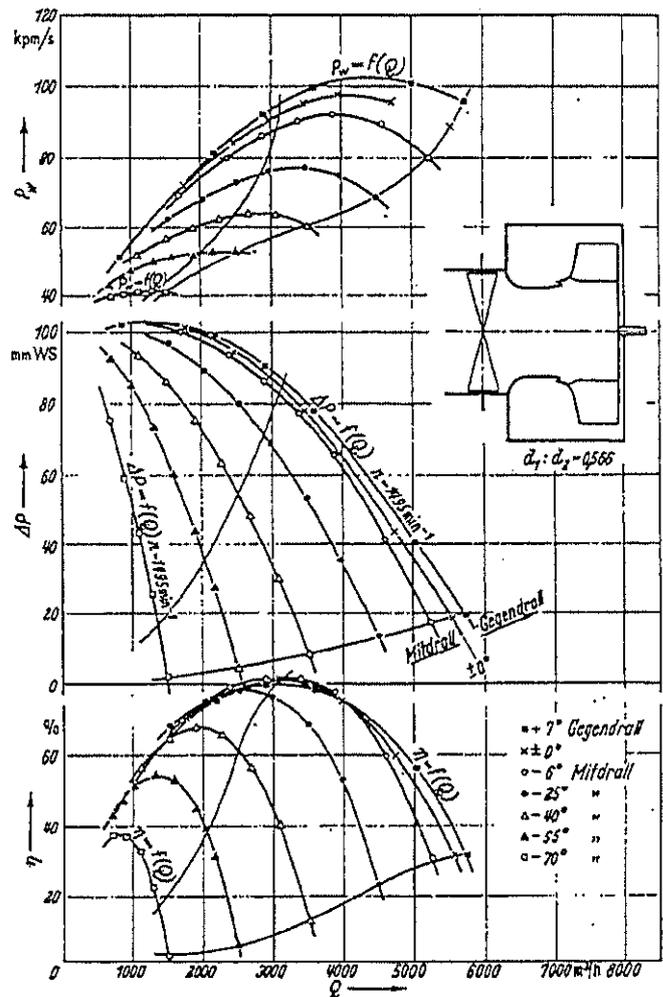


Schematische Darstellung der verschiedenen Strömungszustände eines Axialläufers bei verschiedenen Drosselzuständen

15) Leistungsregelung von Ventilatoren

Es ist häufig nötig, die Ventilatorleistung durch Regelung an verschiedene Betriebserfordernisse anzupassen.

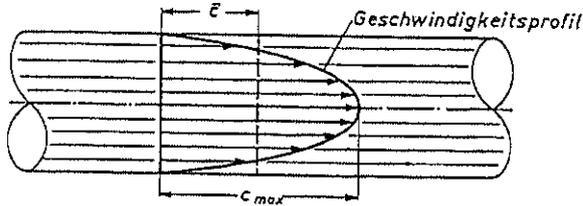
- A) Drosselung - Verluste, Schall
- B) Mechanisch
 - Regelgetriebe - teuer
 - Verstellbare Keilriementriebe - begrenzte Leistung
- C) Hydraulik
 - Drallregler - Gut für Radialventilatoren in einem Teilbereich, siehe Bild.
 - Schaufelwinkel - Gut, nur bei Axialventilatoren.
- D) Elektrisch
 - Polumschaltung - grob
 - Frequenzumformer - teuer
 - Widerstandsregelg. - nur Kleinmotoren
 - Regeltrafo - begrenzter Regelbereich
 - Regelbare Drehstrommotore - Teuer, Motoren mit Bürsten sind wartungsintensiv.



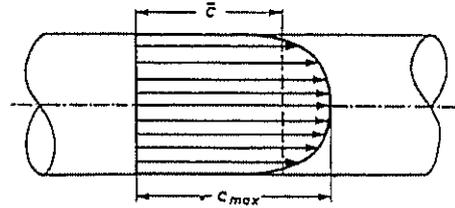
Drallregelung von Radialgebläsen

16) Rohrströmung

Eine gleichmässige Geschwindigkeitsverteilung gibt es nur kurz hinter einer Einströmdüse. Hinter Strömungsstörungen können sich grobe Wirbel weit stromab fortsetzen. Bei ungestörter Strömung können sich in langen Rohren zwei grundsätzlich verschiedene Strömungsformen einstellen:



Laminares Geschwindigkeitsprofil $\bar{c}_{max} = 2\bar{c}$



Turbulentes Geschwindigkeitsprofil $c_{max} = 1,2\bar{c}$

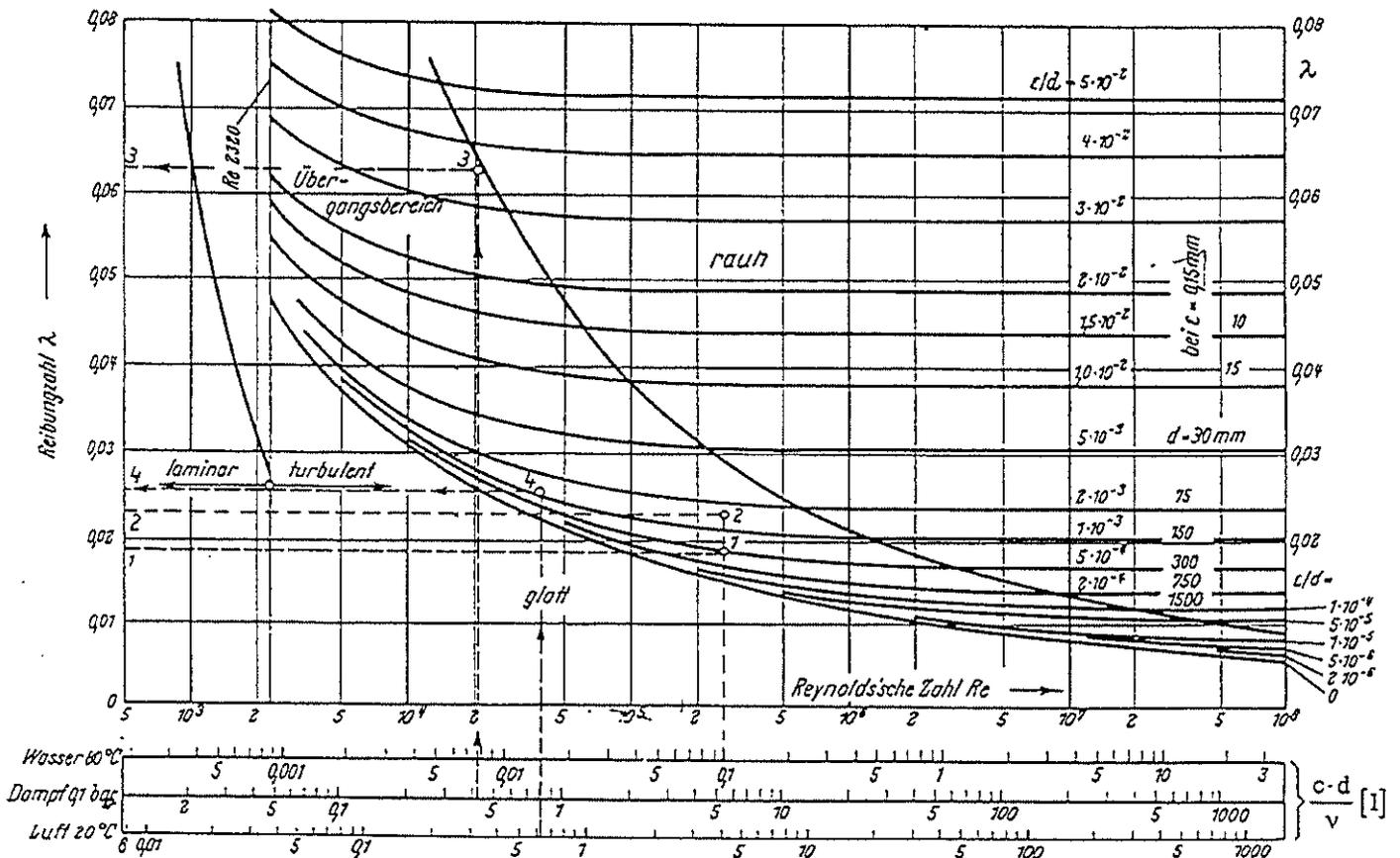
Umschlag bei: $\bar{c}_{krit.} > 2320 \frac{v}{d} = Re_{krit.} \cdot \frac{v}{d}$

Hierbei ist v die kinematische Zähigkeit (bei Luft $20^\circ = 15,6 \cdot 10^{-6} m^2/s$) und d der Durchmesser in m

Bei $d = 0,5 m$ ist $c_{krit.} = 0,07 m/s$, d. h. die Strömung ist praktisch immer turbulent außer in gewissen Filtern, Wärmetauschern und dergleichen.

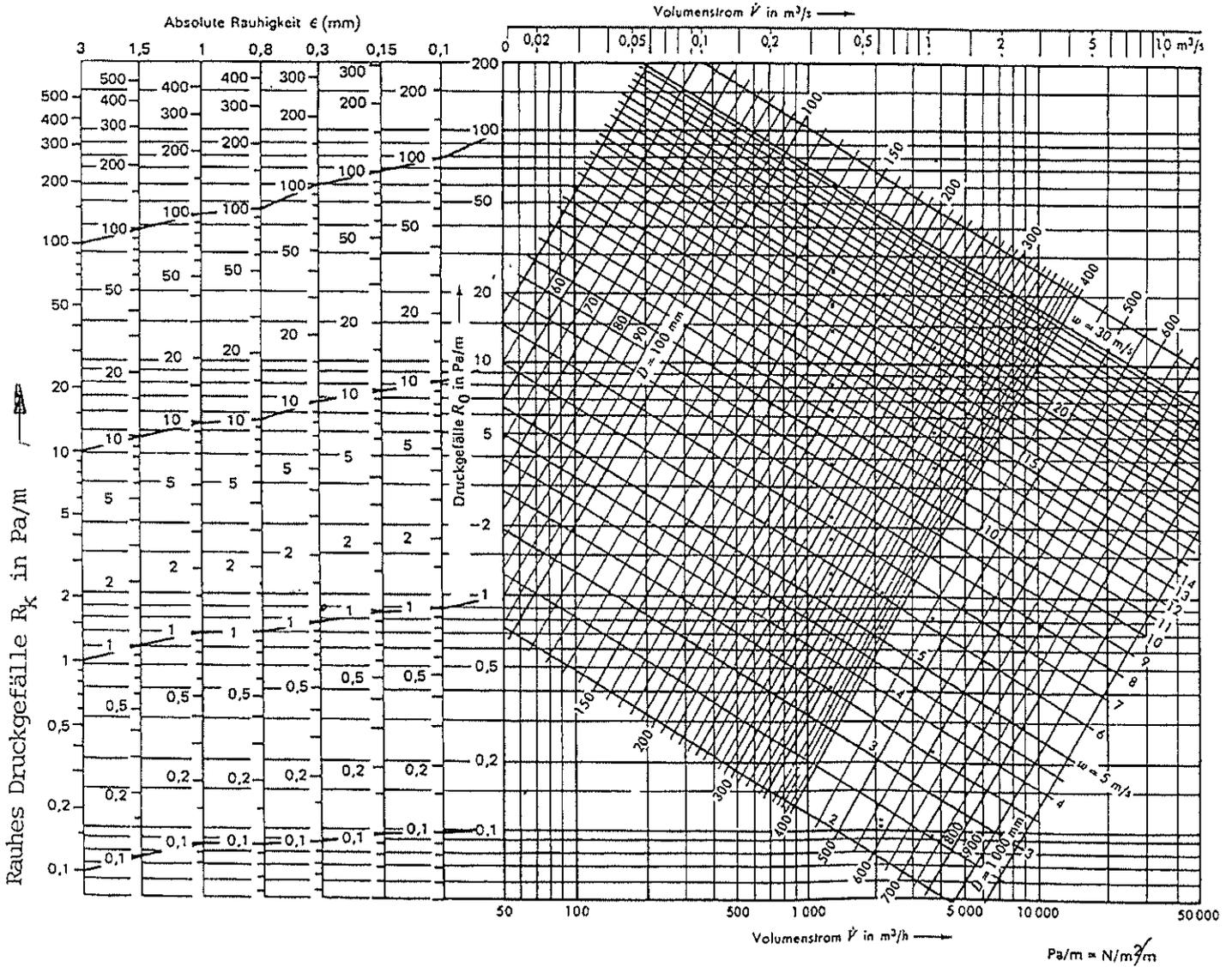
Der statische Strömungswiderstand auf l (m) Länge ist $\Delta p_{st} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot p_d = \lambda \cdot p \cdot \frac{8l\bar{v}^2}{\pi^2 d^5}$ (Pa/m)

Die Reibungszahl λ hängt im turbulenten Bereich in komplizierter Weise von der Rohrrauigkeit und Reynoldszahl ab, siehe Nomogramm. Im laminaren Bereich ist $\lambda = 64/Re = 64 v/cd$.



Die Reibungszahl λ bei geraden Rohren nach Prandtl, Kármán und Colebrook

Der Strömungswiderstand in geraden Rohrstücken ist in vielen Anlagen sekundär. Das umseitige Diagramm gibt oft ausreichende Genauigkeit.



Rohrreibungsdiagramm für Luftleitungen

17) Einzelwiderstände

Krümmen, Erweiterungen, Verengungen, Aus-Einströmung, Blenden, Abzweigungen, Gitter, Filter, Wärmetauscher usw. bestimmen meist den Anlagenwiderstand. Der statische Druckfall über den Einzelwiderstand mit dem jeweiligen Widerstandsbeiwert ξ ergibt sich aus:

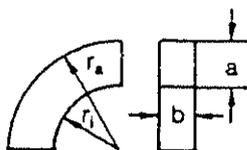
$$\Delta p_{s\text{Einzel}} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} c^2 = \xi \cdot p_d$$

Die folgende Tabelle gibt Richtwerte. ξ ist in Wirklichkeit abhängig von der Reynoldszahl und gegenseitiger Beeinflussung: Drei rechtwinklige Knie kurz hintereinander haben z. B. einen 2 - 3fach höheren Wert als die Summe der Einzelwiderstände. Deshalb sind Sicherheitsfaktoren erforderlich.

Die Widerstandsparabel (= Anlagenkennlinie) ergibt sich bei Querschnittsvariationen aus:

$$\Delta p_g = p_{d1}\xi_1 + p_{d2}\xi_2 + \dots = \sum p_{dn} \cdot \xi_n = \dot{V}^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \sum \xi_n / A_n^2 = k \cdot \dot{V}^2$$

Zu beachten ist, daß jede Verzögerung - auch im Diffusor - einen Verlust an kinetischer Energie bedeutet.

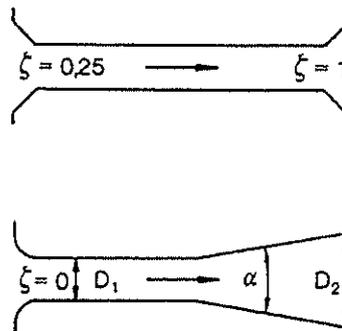
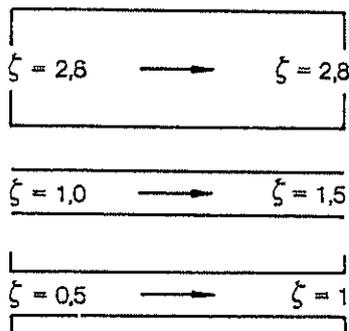


$r_a/a =$	0	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
$r_i/a =$	0	0	0,25	0,5	1,0	1,5
$b/a = 0,25$	1,5	1,4	0,8	0,45	0,3	0,25
$= 0,5$	1,3	1,2	0,5	0,3	0,2	0,15
$= 1,0$	1,2	1,1	0,4	0,2	0,15	0,12
$= 1,5$	1,1	1,0	0,4	0,2	0,15	0,12
$= 3$	1,0	0,9	0,4	0,2	0,15	0,12
Rohr, tube, tyau	0,9	0,8	0,4	0,25	0,18	0,14

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

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

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



Widerstandsbeiwerte für Lufteintritte und Luftausstritte

resistance coefficients for air inlets and outlets

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

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

	$A_2/A_1 =$	0,2	0,4	0,6	0,8
$\rightarrow A_1$  A_2	$\zeta_2 =$	0,33	0,29	0,17	0,05
$\rightarrow A_1$  A_2	$\zeta_2 =$	0,11	0,09	0,05	0,02
$\rightarrow A_1$  A_2	$\zeta_2 =$	0,01	0,01	0,01	0,01

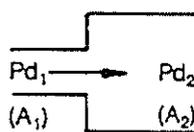
$$\Delta P_s = \zeta_2 \cdot P_{d2}$$

Widerstandsbeiwerte für

Querschnittsänderungen, ζ_2

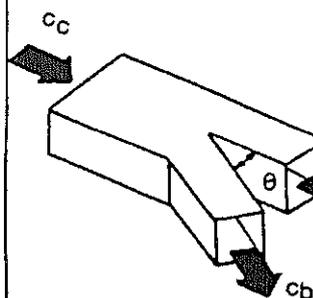
resistance coefficients for cross section variations, ζ_2

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



$$\Delta P_s = \zeta_1 \cdot P_{d1} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 P_{d1}$$

$$= \zeta_2 \cdot P_{d2} = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 P_{d2}$$



3.2

		ζ Branch/Abzweig/Branchement												
		c_b/c_a												
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
•	15°	0.81	0.65	0.51	0.38	0.28	0.20	0.11	0.06	0.14	0.30	0.51	0.76	1.0
	30°	0.84	0.69	0.56	0.44	0.34	0.26	0.19	0.15	0.15	0.30	0.51	0.76	1.0
	45°	0.87	0.74	0.63	0.54	0.45	0.38	0.29	0.24	0.23	0.30	0.51	0.76	1.0
	60°	0.90	0.82	0.79	0.66	0.59	0.53	0.43	0.36	0.33	0.39	0.51	0.76	1.0
	90°	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
		ζ Main/Durchgang/Principal												
		c_a/c_c												
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
•	15°-90°	0.81	0.64	0.50	0.36	0.25	0.16	0.4	0	0.07	0.39	0.90	1.8	3.2

Energieverbrauch: Starke Abhängigkeit vom Querschnitt

Beispiel:

Anlage 1: d_1 | A_1 | c_1 | P_{g1}

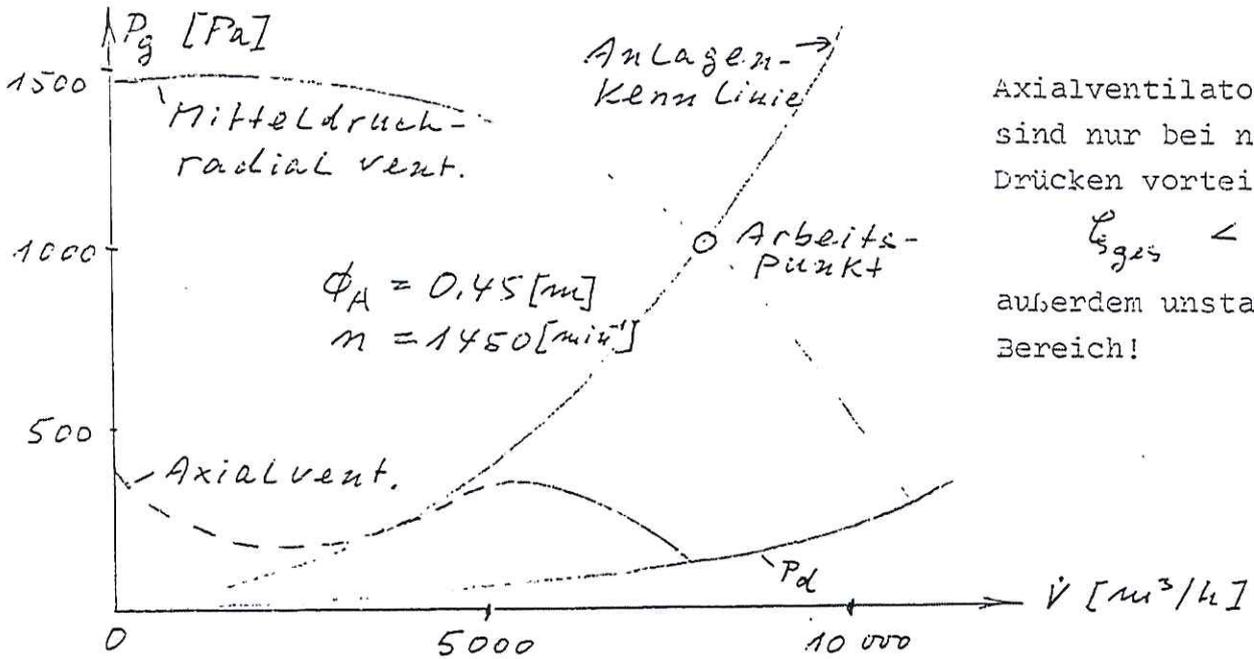
Anlage 2: $d_2=1,2d_1$ | $A_2=1,44A_1$ | $c_2=\frac{c_1}{1,44}$ | $P_{g2} = \frac{P_{g1}}{1,44^2} = 0,5 P_{g1}$

20% größerer Durchmesser gibt halben Energieverbrauch bei nur 20% höherem Materialverbrauch.

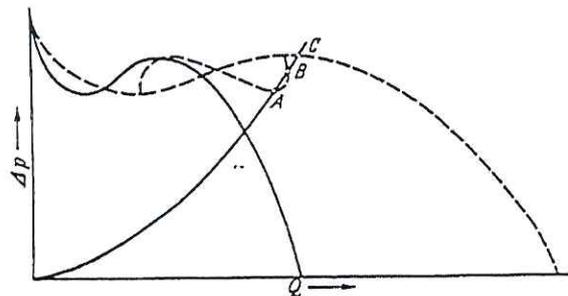
Krümmen } Strömungsrichtig bauen
 Lufteintritte }
 Luftaustritte } Häufig große Einsparungen möglich

Querschnittsveränderungen: Bei Erweiterung Diffusoren einsetzen und Einziehungen möglichst vermeiden.

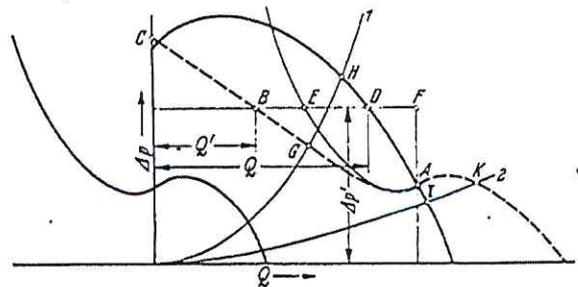
Ermittlung des Arbeitspunktes



Axialventilatoren sind nur bei niedrigen Drücken vorteilhaft.
 $\xi_{ges} < ca 6$
 außerdem unstabiler Bereich!



Parallelarbeiten von zwei gleichen Gebläsen mit Wendepunkt in der Kennlinie



Parallelarbeiten von zwei stark ungleichen Gebläsen mit Scheitel der Kennlinie

Komfortbedingungen

Biophysikalische Richtwerte für Menschen in Ruhe:

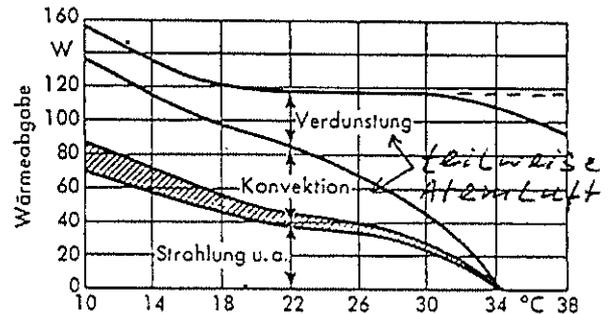
Masse:	70 kg
Rauminhalt:	60 l
Oberfläche:	1,7 - 1,9 m ²
Körpertemperatur:	36,5 - 37° C
Grundumsatz:	70 - 80 w
Atemluftmenge:	0,5 m ³ /h
Mittlere Haupttemperatur:	32 - 33° C
CO ₂ Ausatmung:	10 - 20 l/h

Wärmeabgabevariation bei Arbeit

Schlafend	60 w
Liegend	80 w
Büroarbeit:	100 - 150 w
Gehen 3 km/h:	200 w
Schwerarbeit:	> 400 w
(Sägen, Schaufeln)	

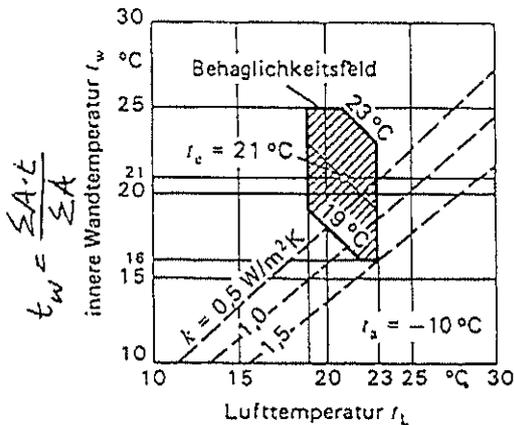
Regelbereich 18 - 30° C nach VDI 2078
 (physikalisch) Bei tieferen (Kühllastregeln)
 Temperaturen erhöhte Verbrennung

Bild 122-1. Wärmeabgabe des normal bekleideten Menschen ohne körperliche Tätigkeit bei ruhender Luft

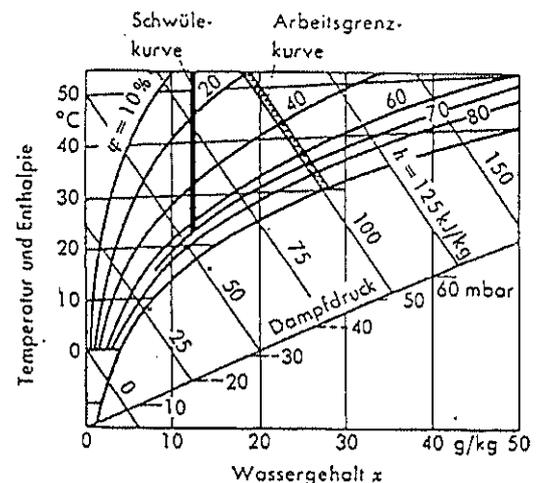


Behaglichkeit: Überleben bei großen Klimavariationen möglich.
 Behaglichkeit hat enge Grenzen, individuelle Abweichungen.

a) Temperatur: Richtwert 19 - 23° C.



Behaglichkeitsfeld mit Wandtemperaturen.
 t_c = Empfindungstemperatur
 k Wärmedurchlaßzahl der Wände



Die Schwülekurve und Arbeitsgrenzkurve im h, x-Diagramm

b) Luftfeuchte: Meist wird 35 bis 65 % r.F. angenommen, bei 20 - 22° C Raumtemperatur (t_e). Relativ geringer Einfluß, da wenig Wärmeabgabe durch Verdampfung im Behaglichkeitsbereich, aber:

1. Staubeentwicklung und Verschmelzung von Staub bei niedriger rel. Feuchte
2. Modern bei hoher rel. Feuchte (Kalte Stellen)
3. Austrocknen von Schleimhäuten
4. Schwülekurve (Schwitzen) und Arbeitsgrenzkurve beachten

c) Luftbewegung: In Räumen geringere Toleranzschwelle als im Freien, besonders, wenn die Luft kälter ist und aus gleicher Richtung denselben Körperteil trifft, "Zug". Schwer zu messen - Thermik, variiert stark von Augenblick zu Augenblick.

Luftmengenenermittlung

Siehe DIN 1946 (Blatt 1 - 5) sowie VDI-Regeln.

Pro Person: Minimum 30 m³/h, normal ca. 60 m³/h, } als Richtwert
mehr bei schwerer Arbeit.

Luftwechsel -Grobe Richtwerte: (z.B. in Landesbauordnungen)

Klassenzimmer	5fach/h	Großgaragen	15- - 20fach/h
Turnhallen	2,5fach/h	Spritzerei	80fach/h
Umkleideräume	10fach/h	Spritzkabine	1800fach/h
Toiletten	15fach/h	Großwäscherei	120fach/h
Küchen	15fach/h	Warenhäuser	5fach/h

$$\text{Wärmeabführung: } \dot{m} = \frac{Q}{c_p (t_r - t_a)} \quad \text{kg/h}$$

Q in kWs/h $c_p = 1,0 \text{ kWs/kg} \cdot \text{Grad}$ bei Normalluft
oder

Q in Kcal/h, $c_p = 0,24 \text{ Kcal/kg} \cdot \text{Grad}$ bei Normalluft

t_a, t_r Zulufttemperatur und Raumlufitemperatur, Grad C.

Gerüche - Gifte: Maximale Arbeitsplatz-Konzentration
(MAK-Wert) unterschreiten

Beisp. Aceton	1000 cm ³ /m ³ = ppm
Ammoniak	100 cm ³ /m ³ = ppm
Schwefeldiox.	10 cm ³ /m ³ = ppm
Chlor	1 cm ³ /m ³ = ppm

Eisenoxyd	15 mg/m ³
Blei	0,15 mg/m ³

Der erforderliche Volumenstrom \dot{V} errechnet sich aus der Gleichung:

$$\dot{V} = \frac{K}{k_i - k_a} \quad \text{in m}^3/\text{h}$$

K = stündlich anfallende Gas- oder Dampfmenge m³/h;

k_i = MAK-Wert in m³ Gas/m³ Luft;

k_a = Gasmenge in der Zuluft m³/m³.

Schiffe:

Maschinenräume: ca. 10,5 m³/h und kg Öl + 15 % bis 100 % Spülluft.
Fahrstände nicht über 45°.

Batterie- und Pumpenräume: 30fach/h

Fahrendeck-Ro-Ro-Schiffe: 20fach/h

Ladekühlräume: 20- - 120fach/h

Siehe Sondervorschriften, z.B. Germanischer Lloyd, "Richtlinie für Lüftungsanlagen an Bord von Seeschiffen".

Beachte Vorschriften über Explosionsschutz (Imco-Regeln).

Immer Unterdrucklüftung vorsehen, Absaugung vom Boden, da Gase meist schwerer als Luft außer H_2 , CH_4 , C_2H_2 , Funkenstreifenschutz (Alu-Alu, Stahl-Messing), keine Motoren im Luftstrom, vor Betreten 15 Minuten Zwangsentlüftung.

Besonders zu beachten ist die Vermeidung von inneren und äußeren Kurzschlüssen.

Beispiel: Auf einer Fähre wurde die Abluft vom Wagendeck seitlich aus dem Schiff herausgeführt. Die Gase eines auslaufenden Chemikalientankwagens folgten bei achterlichem Wind mit dem Schiff und wurden von der Maschinenraumlüftung angesaugt. Gefährliche Gase immer nach oben mit hoher Geschwindigkeit ausblasen.

Ladungskonservierung an Bord von Seeschiffen:

Auszug aus Schadensberichten:

- 1.) Zement in Europa bei $0^\circ C$ geladen, Temperatur der Ladung bei Ankunft in Mittelamerika $4^\circ C$. Lufttemperatur im Entladungshafen $30^\circ C$, relative Feuchte 75%, Taupunkte $25^\circ C$. Ladung verdarb vor den Augen der Beschauer.
- 2.) Kaffeeladung aus Brasilien, Ladetemperatur $28^\circ C$, Entladetemperatur $-8^\circ C$. Dabei fällt der Dampfdruck von 23 auf 3 mm Hg. Wasser tritt aus, Ladung "schwitzt" und verschimmelt.

Eine gute Lüftung muß für ständige Temperaturanpassung sorgen, ohne "Nester", Probe mit Rauchpatronen.

Wärmerückgewinnung:

Beispiel: Fabrikhalle $15 \times 50 \times 6$ m, Luftwechsel $n = 4/h$.

Temperaturdifferenz: Raumluft - Außenluft: $t_r - t_a = 20 - (-5) = 25^\circ C$.

Der ständige Wärmeverlust bei der spezifischen Wärme für Luft: $c_p = 1,0 \text{ kWs/kg} \cdot ^\circ C$ beträgt:

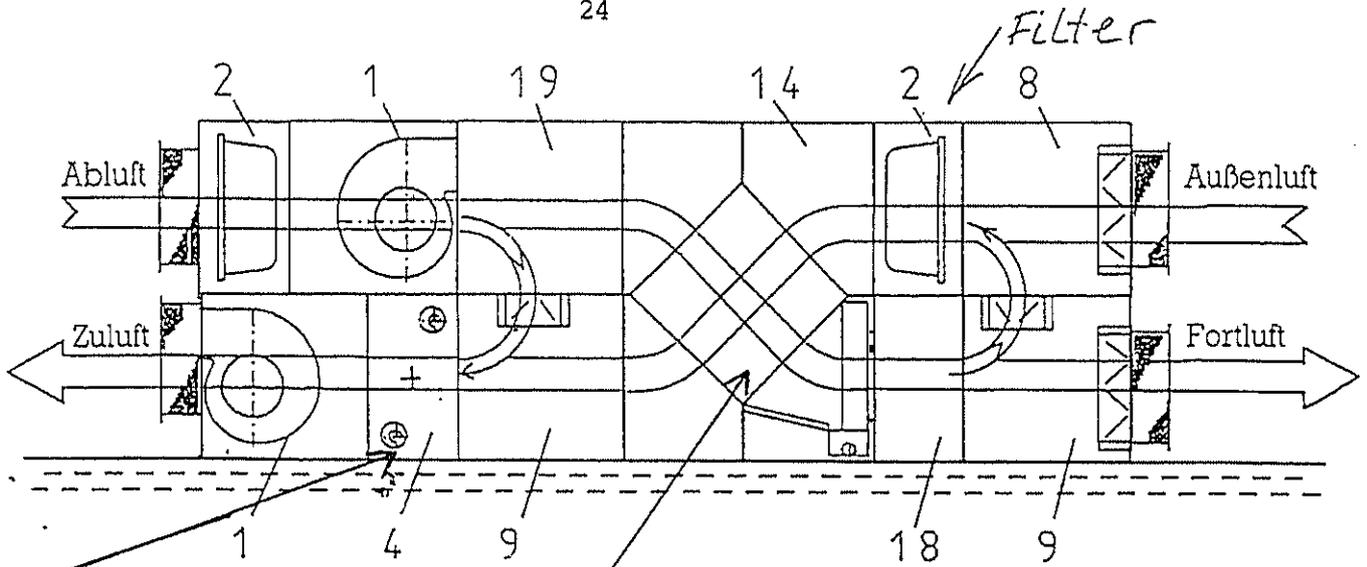
$$Q_h = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_r - t_a) = 15 \cdot 50 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 25 \\ = 150 \text{ kWh/h.}$$

Bei 250 Betriebsstunden im Monat beträgt der monatliche Wärmeverlust:

$$Q_m = 37.500 \text{ kWh/Monat}$$

Bei Ölheizung mit dem unteren Heizwert $H_u = 10,2 \text{ kWh/l}$ und dem Kesselwirkungsgrad 75% ist der monatliche Ölverbrauch $= \frac{37.500}{10,2 \cdot 0,75} \cong 5.000 \text{ l/Monat}$.

Geschätzte Jahreskosten in der Größenordnung von 20.000 DM machen eine relative hohe Investition für Wärmerückgewinnung in Form von Wärmetauschen wirtschaftlich. (alternativ Umluft-Filterung)



Erhitzer, Kreuzstrom Wärmetauscher

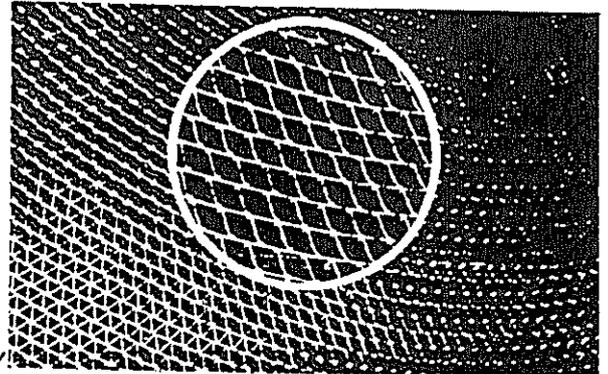
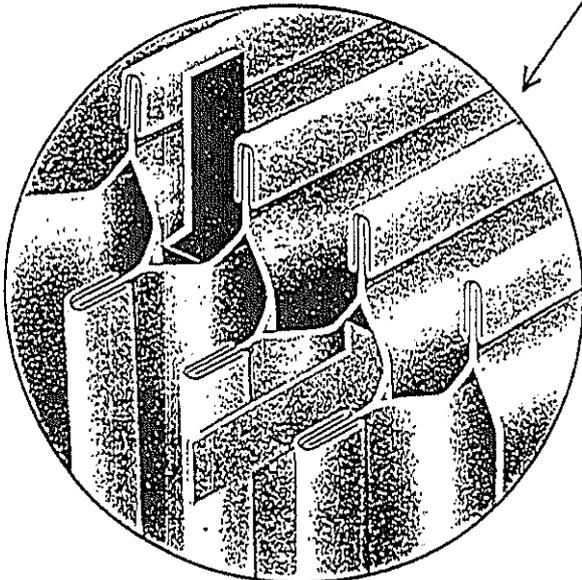
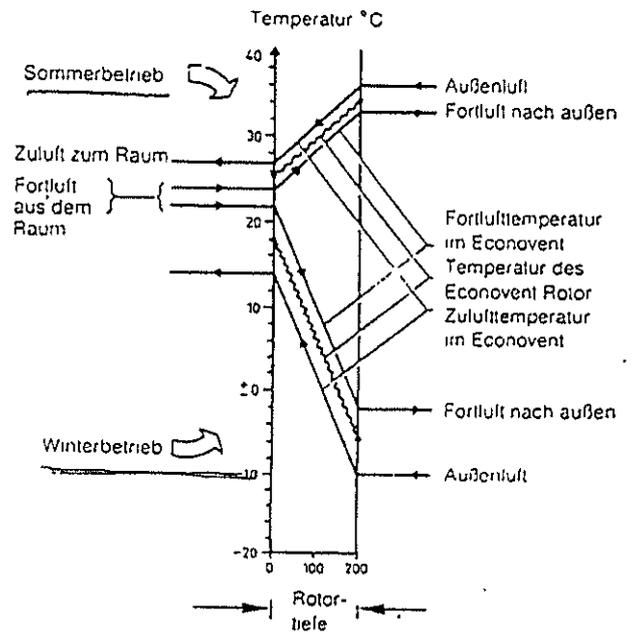
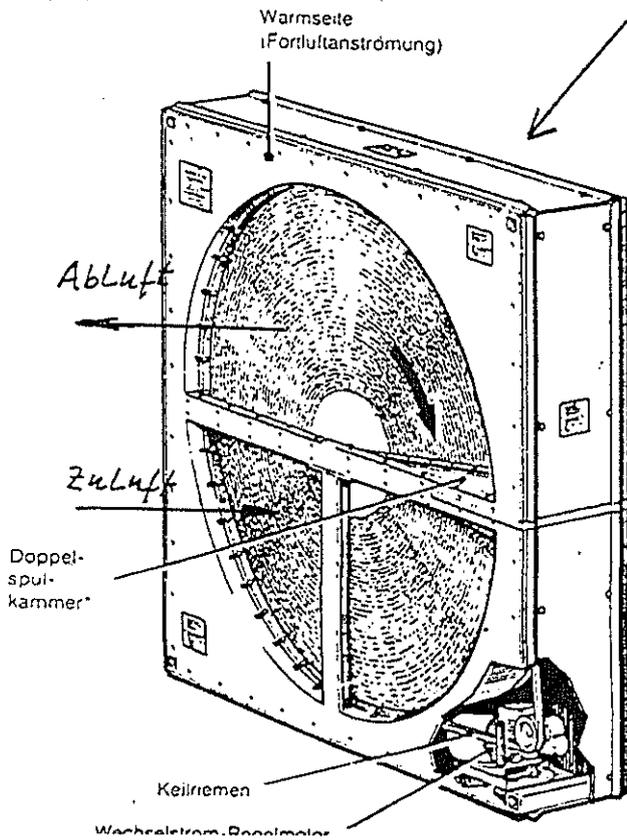


Fig. 7 Speichermasse in Filterelement eingebaut.



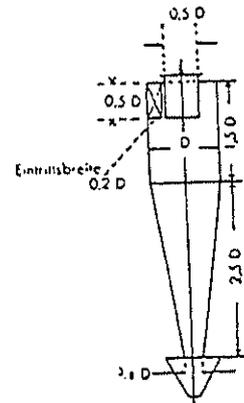
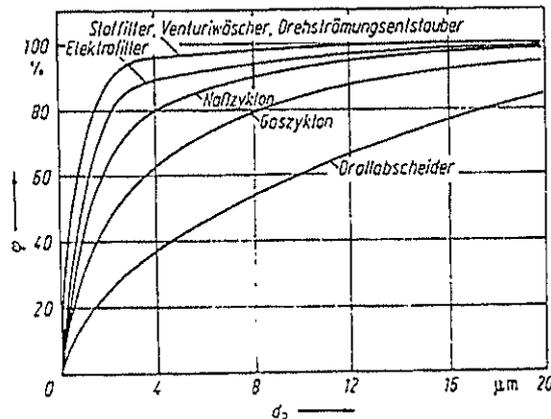
Leistungsziffer: 70 - 80 % mit Sorption (hydrostatischem Belag)

Luftreinigung:

Staubpartikelgrößen:

Atmosph. Staub	0,01 -	1	μm
Rauch (Zigarette)	0,1 -	0,5	μm
Quarzstaub	0,2 -	10	μm
Flugasche	3 -	80	μm
Zementstaub	10 -	160	μm
Koksstaub	10 -	400	μm

10 Zyklone, Hydrozyklone, Sonderbauarten



Zyklon-Abmessungen.

 $v \geq 15 \text{ m/s}$

Abb. Übersicht über die in der Praxis gebrauchten Entstauber. (Nach Brauer)

Abscheidungsmethoden, möglichst Einzelabsaugung an der Quelle:

Je nach Staubanfall, meßbar mit Konimeter, Luftvolumen auf benetzte Objektscheibe blasen, unter Mikroskop auszählen.

1. Beruhigungsräume
2. Gaszyklone - Multizyklone
3. Naßzyklone - Rotoclone (besonders bei Explosionsgefahr)
4. Prall-Siebfilter, meist ölbenetzt
5. Taschenfilter (Baumwolle, Glasgewebe)
6. Trockenschichtfilter
7. Bandumlaufilter (mit Wäscher oder verloren)
8. Venturiabscheider
9. Keimfilter (mit/ohne Sterilisierung) (Krankenhäuser, Brauereien usw.)
10. Elektrofilter (bes. bei Heißgas)
11. ABC-Filter (Sand-Aktivkohle)

Druckverluste von 30 Pa (Elektrofilter) bis 2000 Pa (ABC).

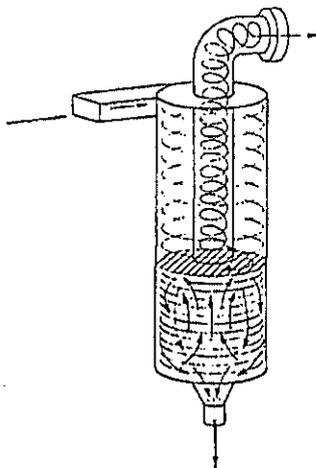
Vorsicht - sekundäres Staubproblem. Ventilator möglichst hinter Entstauber.

Abb. 10.7 Konvektionströmungen im zylindrischen Hydrozyklon. (Nach Trawinski)

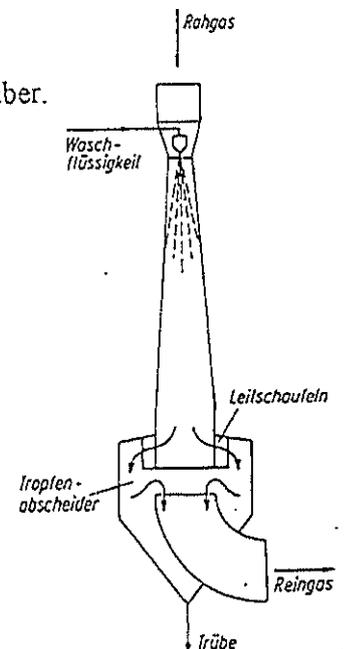


Abb. 10.9 Venturi-Wäscher. (Nach Fa. Lurgi)

Ventilator möglichst hinter Entstauber, radiale Schaufeln.

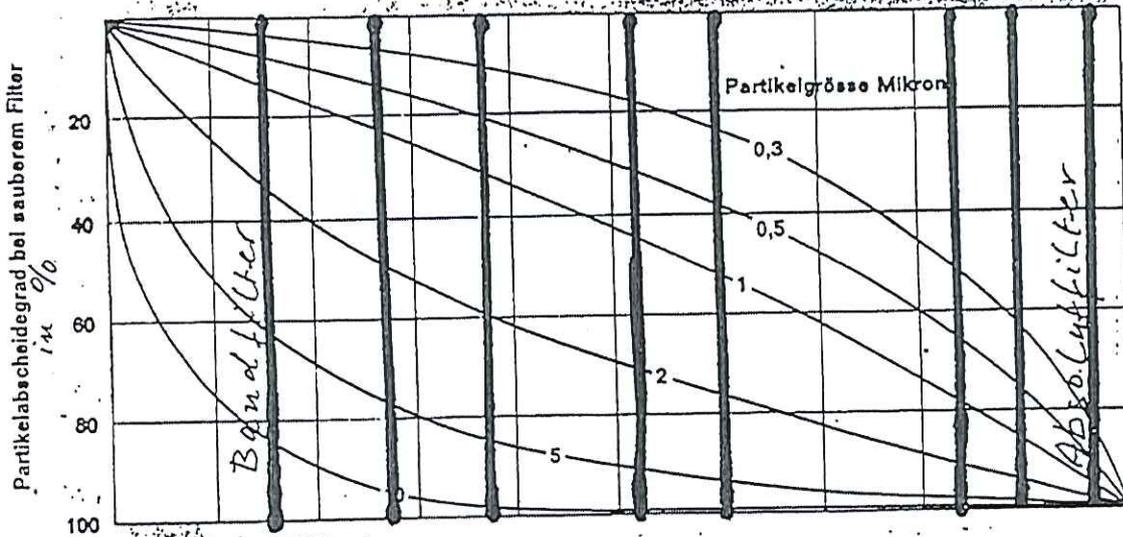
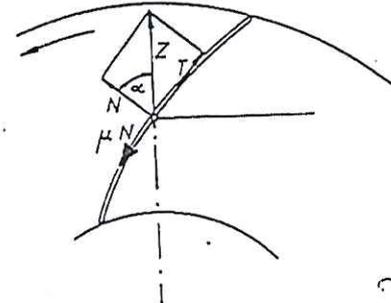


Tabelle 13.3. Geschwindigkeiten in Entstaubungsanlagen

	Ansaugeschw.	Im Rohr
	w_1 m/s	w_2 m/s
Feinster Metallstaub	9-12	10-14
Grobe Metallspäne	16-18	18-20
Feinster Sand	11-12	12-14
Gröberer Sand	12-14	14-16
Feinster Holzstaub	8-10	12-16
Holzspäne	15-17	17-19
Besonders große Holzspäne	25	25-30
Woll- und Baumwollfasern	4-8	8-10
Papierschnitzel und -streifen	8-10	10-12
Lederstaub	13-15	15-18
Staub von Sandstrahlgebläsen	15-16	16-18
Mehlstaub	8-10	10-12



Schnitt eines Laufrades mit rückwärts gekrümmten Schaufeln und Schmutzpartikel.

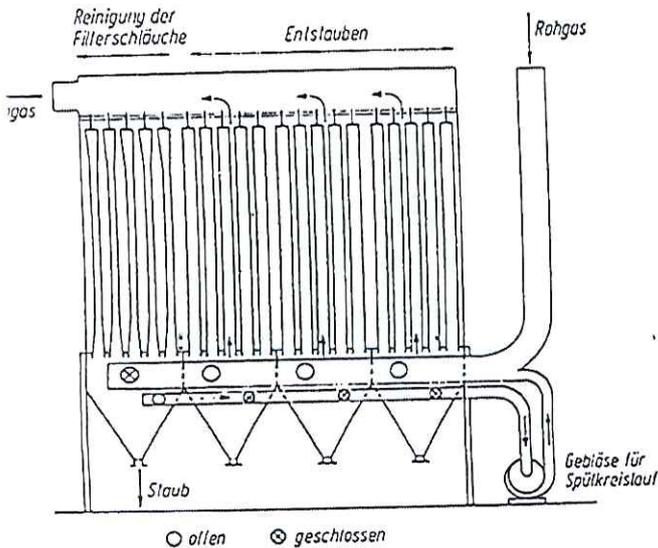
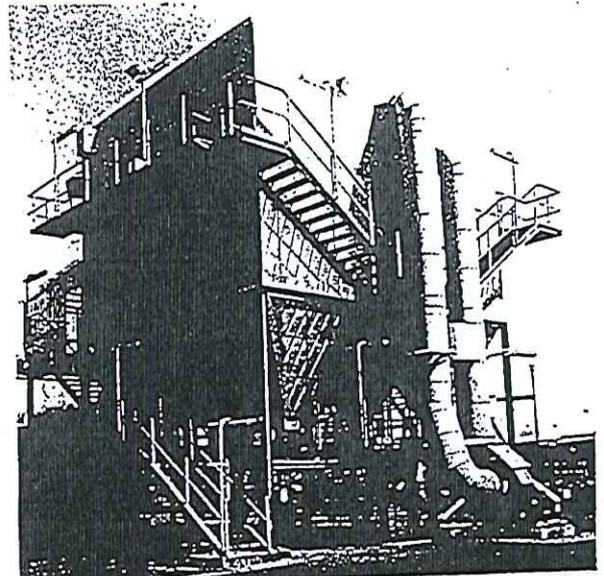
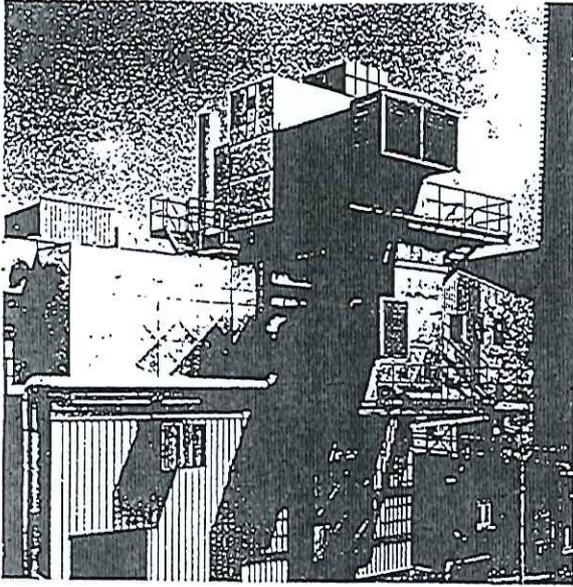


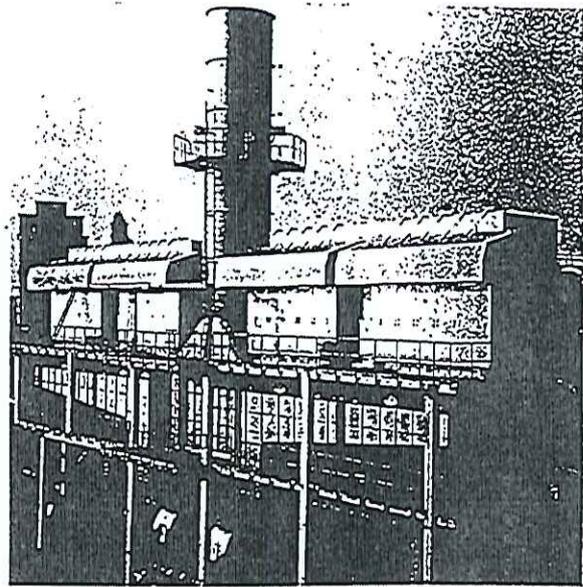
Abb. 10.10 Glasfasergewebefilter der Fa. Lurgi



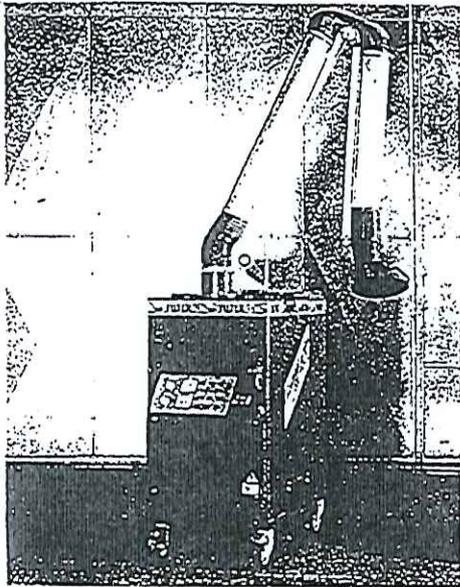
Schlauchfilter hinter einer Industriemüllverbrennungsanlage. Rauchgasmenge: 75 000 m³/h
Fabric filter behind an industrial waste incinerator, volume of flue gas: 75,000 m³/h



Partikelabscheidung und Schadgassorption hinter Glaswanne
Dust arrestment and dry gas scrubbing for glass furnace/bath



Partikelabscheidung in einer Giesserei
Dust arrestment in a foundry



Rauchfilter RF 90,2 mit BIA-Zulassung
Mobile dust exhaust system for welding dust

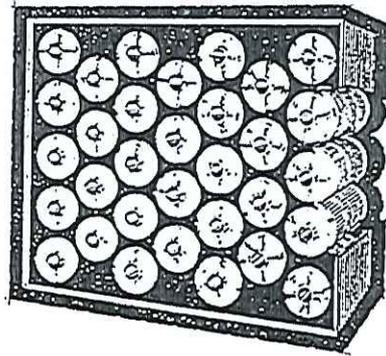
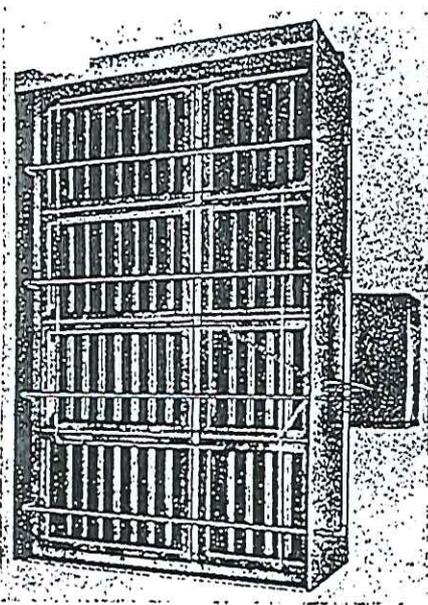


Bild 333-22. Aktivkohlepatronen
in Filterelement eingebaut.



Ansicht eines Elektroluftfilters.

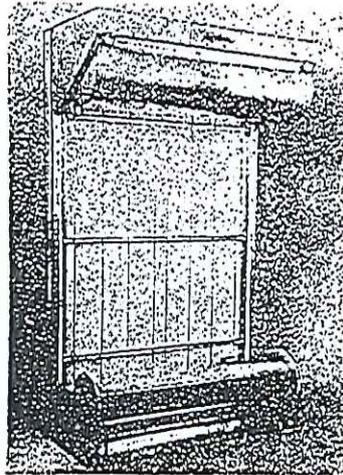


Bild 333-28. Rollbandfilter
(Camfil).



Bild 333-27. Trockenschicht-
Umlauffilter.

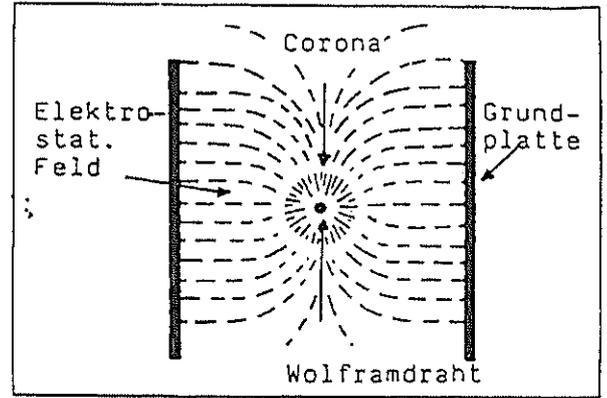
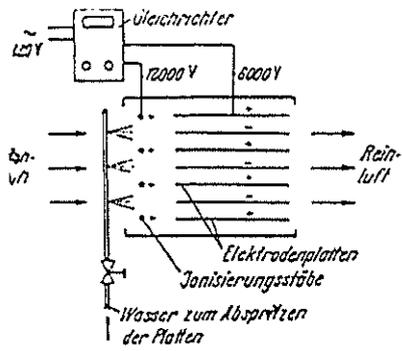
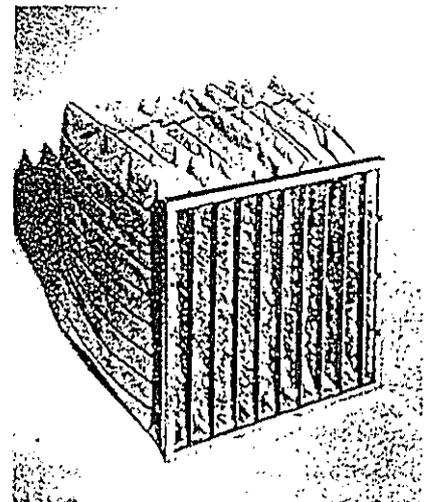
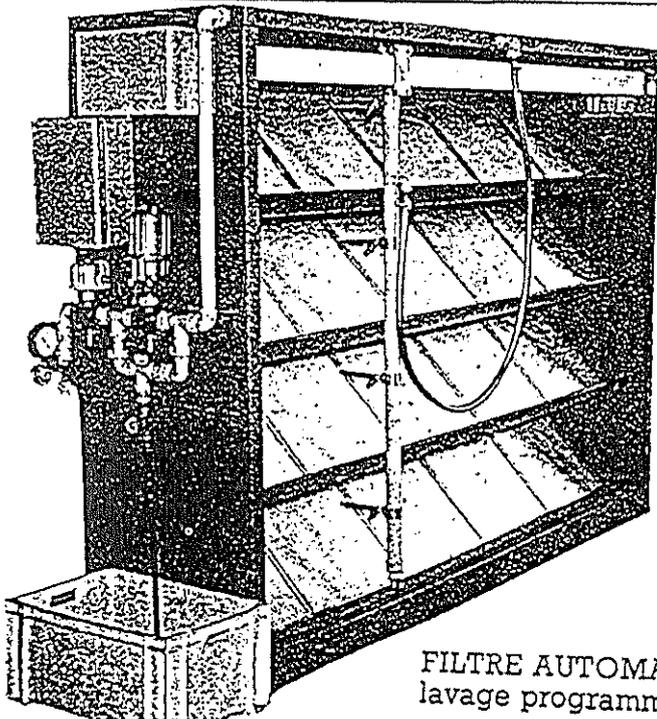
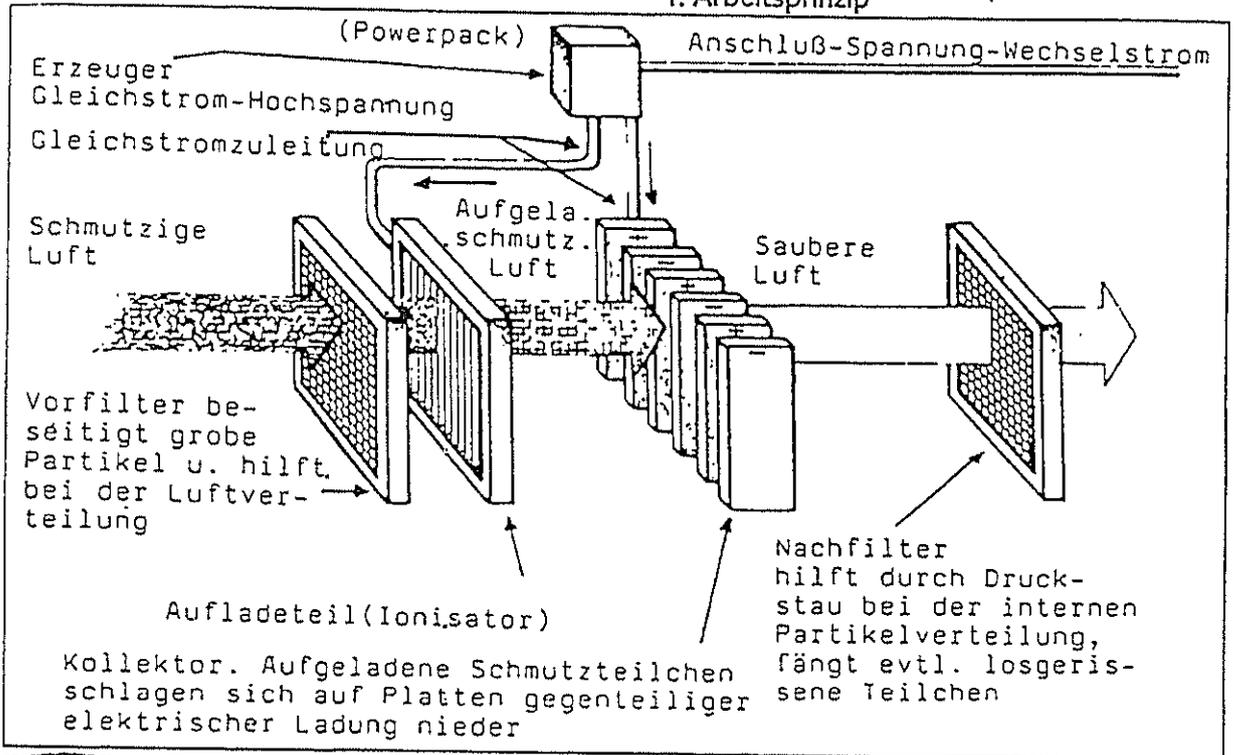


Bild 333-24. Schematischer Aufbau eines Elektrofilters für Lüftungs- und Klimaanlage.

1: Arbeitsprinzip



FILTRE AUTOMATIQUE à action électrostatique à régénération par lavage programmé
 avec ou sans détergent
 Débits 1000 à 200.000 m³/h
 Applications : Conditionnement d'air Fumée de soudure
 Cabines de peinture Poussières industrielles

LÜFTUNGSTECHNIK Examensaufgabe 1984/5

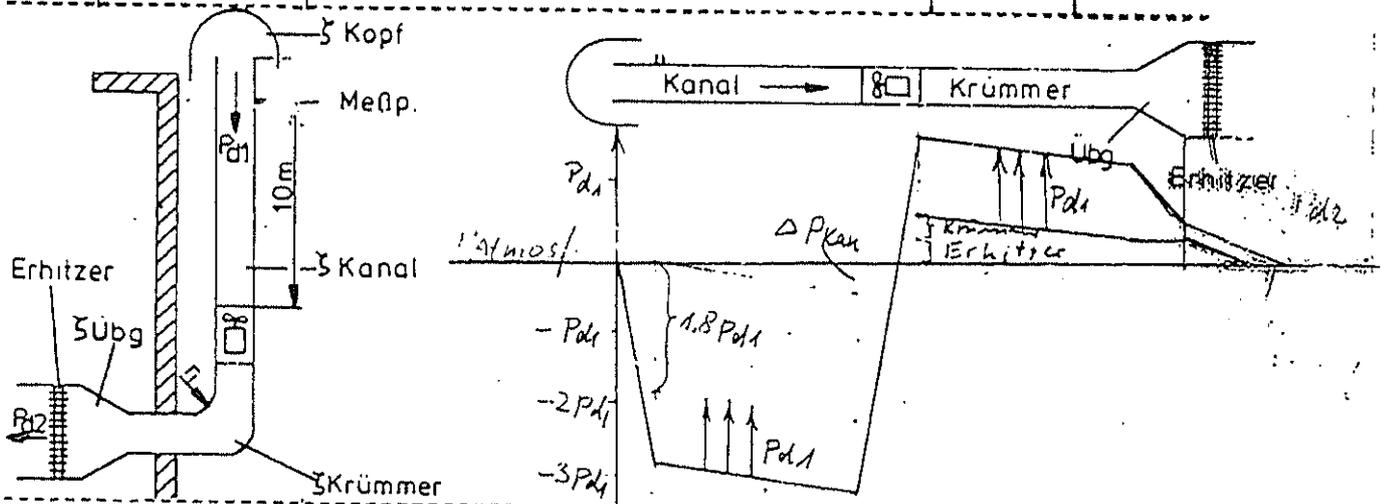
Zulässige Hilfsmittel: alles.
Rechnungsgenauigkeit: ca. 1 %.

In einer Textilfabrik wird eine gleichbleibende relative Luftfeuchte von 80 % gefordert. Der Rauminhalt beträgt 5000 m^3 , die Luftwechselrate soll 5fach sein.

- 1) Die Frischluft wird mit 2 Ventilatoren zugeführt. Wie groß ist der Volumenstrom pro Ventilator?
- 2) Wie groß ist der dynamische Druck im runden Kanal mit 566 mm Durchmesser, wenn die Dichte der Luft mit $1,2 \text{ kg/m}^3$ angesetzt wird.
- 3) Der Kanal wird auf den Querschnitt $0,8 \text{ m}^2$ erweitert (kein Diffusor). Wie groß ist der dynamische Druck in diesem Querschnitt?
- 4) Der Verlust in diesem Übergangsstück wird vereinfacht als Differenz der dynamischen Drücke angesetzt. Das ergibt?
- 5) Hinter der Erweiterung ist ein Wärmetauscher mit dem Widerstandsbeiwert $\xi = 2,2$ angeordnet. Wie groß ist sein Druckverlust?
- 6) Auf der Saugseite des Ventilators befindet sich ein Zulufterkopf mit gleichem Rohrdurchmesser (566 mm), ~~ein~~ ^{und} gerader Kanal von 10 m Länge, ^{Halikter} ~~sowie~~ ein Rohrkrümmer (Skizze). Wie groß ist der Widerstand des geraden Kanals? (Rauigkeit $k=1$)
- 7) Der Lüfterkopf hat einen Widerstandsbeiwert $\xi = 1,8$. Wie groß ist der statische Unterdruck im gezeigten Meßpunkt kurz hinter dem Kopf?
- 8) Wie groß ist der Widerstand des Rohrkrümmers, wenn $r_a/a = 1,5$, $r_1/a = 0,5$ beträgt?
- 9) Welchen Gesamtwiderstand hat der Ventilator zu überwinden, wenn im Raum Außendruck herrscht?
- 10) Die Zulufttemperatur beträgt 10°C , die relative Feuchte beträgt 70 %. Wie groß ist der Wassergehalt x in Gramm/kg trockene Luft (Mollier)?
- 11) Wie groß ist die Dichte der Zuluft?
- 12) Wie groß ist der Gesamtmassenstrom der Zuluft?
- 13) Zusatzaufgabe:
Zeichne den Druckverlauf entlang der Leitung ein.

(pf0091)

Frage	Gesucht	Formel u. Rechnungsgang	Resultat	Einheit
1	\dot{V}	$0,5 \cdot \pi \cdot V = 0,5 \cdot \frac{\pi}{3600} \cdot 5000$	3,47	m^3/s
2	P_{d1}	$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,566^2 = 0,252 m^2; \rho/2 \cdot (\frac{\dot{V}}{A_1})^2$	113,8	Pa
3	P_{d2}	$P_{d1} \cdot (\frac{0,252}{0,8})^2$	11,3	Pa
4	$\Delta P_{d \text{ Übg}}$	$P_{d1} - P_{d2}$	102,5	Pa
5	$\Delta P_{st \text{ Erh.}}$	$\xi P_{d2} = 2,2 \cdot 11,3$	24,9	Pa
6	$\Delta P_{st \text{ Kan.}}$	$\Delta P/l (\frac{mm \cdot Ws}{m}) = 9,81 (\frac{Pa}{mm \cdot Ws}) \cdot L(m)$	49,0	Pa
7	$\Delta P_{st \text{ Mpkt}}$	$(\xi_{Kopf} + 1) P_{d1} = (1,8 + 1) 113,8$	318,6	Pa
8	$\Delta P_{st \text{ Krüm}}$	$\xi \cdot P_{d1} = 0,25 \cdot 113,8$	28,5	Pa
9	ΔP_{ges}	$(P_{Mpkt} - P_{d1}) + P_{Kan} + P_{Krüm} + P_{Übg} + P_{Erh} + P_{d2}$ $(318,6 - 113,8) + 49 + 28,5 + 102,5 + 24,9 + 11,3$	421	Pa
10	x	ρ_{Olier}	5,5	g/kg
11	ρ	$\rho_{Olier} \quad v = 0,82 m^3/kg, \frac{1}{v} =$	1,22	kg/m^3
12	\dot{m}	$2 \cdot \dot{V} \rho = 2 \cdot 3,47 \cdot 1,22$	8,47	kg/s



Platz für Bemerkungen, Nebenrechnungen

Name:

Nr.:



32

LÜFTUNGSTECHNIKKlausuraufgabe 1994/95

Zulässige Hilfsmittel: alles

Rechengenauigkeit: ca. 1 %

- A) Ein Radialventilator hat ein Förderrad mit radialen Schaufeln. Die Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 betragen 40 bzw. 80 m/s. Es wird eine verlustlose inkompressible Strömung mit unendlicher Schaufelzahl angenommen.
- 1) Der Volumenstrom, beträgt 18000 m³/h. Wie groß ist w_2 , wenn $r_2 = 1$ m und $b_2 = 0,15$ m beträgt?
 - 2) Wie groß ist c_{2u} ?
 - 3) Wie groß ist der theoretische Gesamtdruck, $\rho = 1,2$ kg/m³?
- B1) Wie groß ist das Volumen von 2,9 kg normal zusammengesetzter atmosphärischer Luft bei 273 K?
- 2) Wie groß ist dann die Dichte?
 - 3) Wie groß ist die Dichte bei 20°C?
- C1) Kurz hinter einer Eintrittsdüse mit Schutzgitter wird im Rohr mit 0,710 m Durchmesser der Unterdruck 500 Pa gemessen. Wie groß ist der auf den Rohrdurchmesser bezogene Zeta-Wert des Schutzgitters, wenn der Volumenstrom 25000 m³/h beträgt?

Frage	Gesucht	Formel und Rechnungsgang	Resultat	Einheit
A1)	w_2	$= \dot{V} : b_2 \cdot 2\pi r_2 = \frac{18000}{3600 \cdot 0,15 \cdot 2\pi \cdot 1}$	5,305	m/s
2)	c_{2u}	$= u_2$	80	m/s
3)	Δp_{theo}	$= \rho (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) = 1,2 (80^2 - 40^2)$	5760	Pa
B1)	V	$= 2,9 \frac{T \cdot R}{P} = 2,9 \frac{273 \cdot 287}{1,013 \cdot 10^5}$	2,243	m ³
2)	ρ_0	$= \frac{m}{V} = \frac{2,9}{2,24}$	1,295	kg/m ³
3)	ρ_{20}	$= \rho_0 \cdot \frac{273+0}{273+20} = 1,295 \cdot 0,932$	1,207	kg/m ³
C1)	ξ	$A = \frac{\pi}{4} \cdot 0,71^2 = 0,3957 \text{ m}^2$ $L = \frac{\dot{V}}{3600 \cdot A} = \frac{25000}{3600 \cdot 0,3957} = 17,55 \text{ m/s}$ $P_d = \frac{\rho}{2} L^2 = 0,6 \cdot 17,55^2 = 184,8 \text{ Pa}$ $P_d(1 + \xi) = 500 \text{ Pa}; \xi = \frac{500 - 184,8}{184,8} = 1,706$	1,706	-

Lüftungstechnik Klausuraufgabe W/1987/88

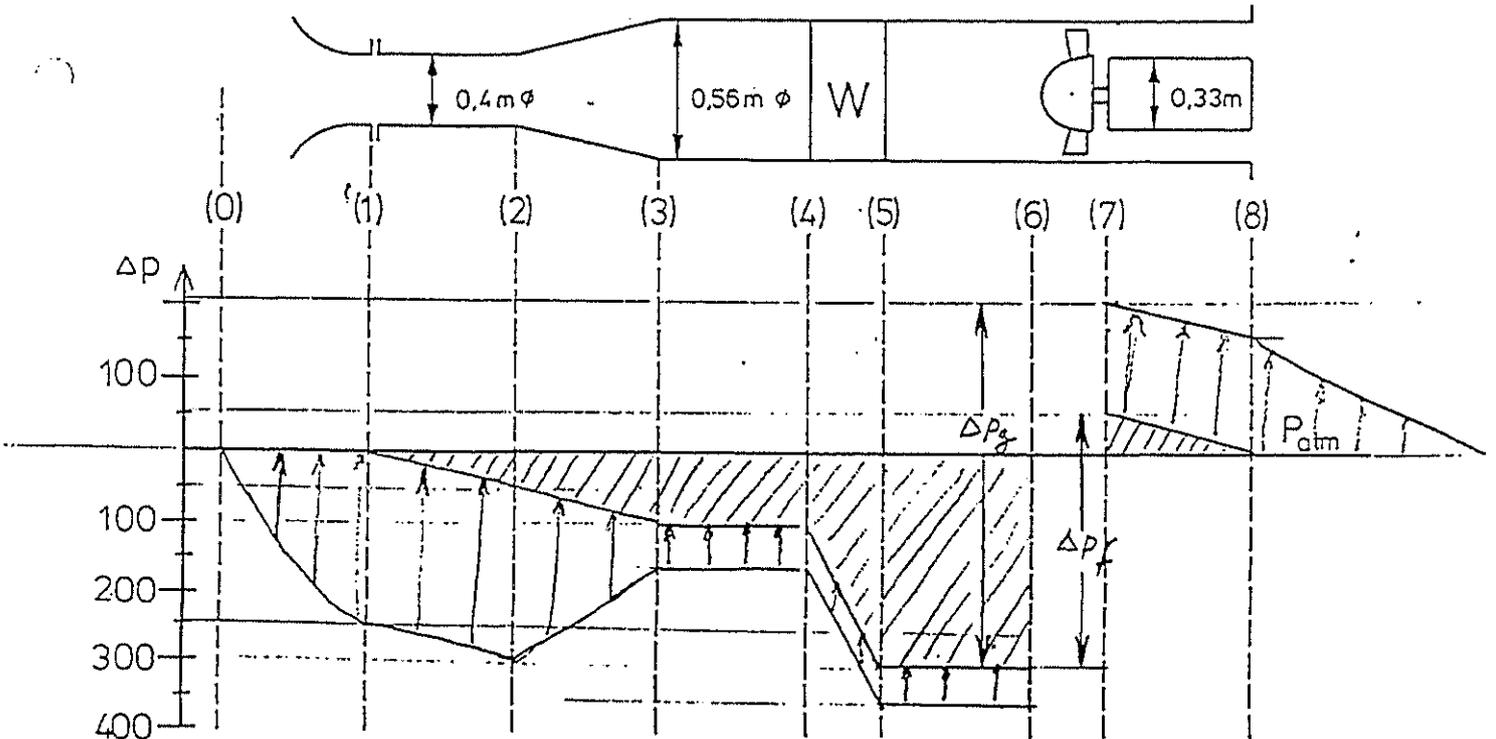
Alle Hilfsmittel sind zugelassen.
Rechengenauigkeit ca. 1 %.

Ein Axialprüfstand sieht (vereinfacht) wie in der Skizze gezeigt aus.
Im Schnitt (1) kurz hinter der Norm-Düse wird der statische Unterdruck 250 Pa gemessen.

- 1.) Wie groß wäre der Volumenstrom, wenn die Düse verlustlos wäre?
($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$)
 - 2.) Zeichne den ungefähren dynamischen Druckverlauf zwischen Schnitt 0 und 1 ein, gekennzeichnet durch Pfeile.
(10 Pa - 1 mm)
 - 3.) Bis zum Schnitt (2) betrage der Druckverlust durch Reibung 50 Pa. Zeichne den Druckverlauf von (1) bis zum Schnitt (2) ein, (für Reibung verbrauchten Druck als schraffierte Fläche, den dynamischen Druck wie zuvor).
 - 4.) Von (2) bis (3) erweitert sich der Meßkanal nach Art eines Diffusors. Der Reibungsverlust auf dieser Strecke betrage ebenfalls 50 Pa. Zeichne den durch Reibung verlorenen Druck ebenfalls ein.
 - 5.) Welchen Wert hat der dynamische Druck p_{d3} in (3)?
Deute den Verlauf der Drücke bis zum Schnitt (3) in der Skizze an.
 - 6.) Der Reibungsverlust zwischen (3) und (6) beträgt 200 Pa. Es wird vereinfachend angenommen, daß er auf den Drosselwiderstand W zwischen (4) und (5) konzentriert ist. Zeichne den Druckverlauf (3) bis (6), (Verluste und Dynamik).
 - 7.) Berechne den dynamischen Druck im Austritt (8), wenn der Motor in einem zylindrischen Rohr von 330 mm Durchmesser verkleidet ist, das bis zum Prüfstandende reicht.
 - 8.) Von (7) bis (8) beträgt der Reibungsverlust 50 Pa. Zeichne Reibungsverlust und Dynamik auf dieser Strecke und deute den Druckverlauf rechts von (8) an.
 - 9.) Berechne und zeichne den vom Ventilator zu überwindenden Druckverlust Δp_f ein
 - 10.) Berechne und zeichne den vom Ventilator zu überwindenden Gesamtdruck Δp_g .
 - 11.) Berechne den Wirkungsgrad des Ventilators, wenn die Motorwellenleistung 1,62 kW beträgt.
 - 12.) Wie groß wäre der Volumenstrom, wenn die Düse einen Reibungsverlust von 2 % des gemessenen statischen Unterdrucks hätte?
- Zusatz) Auf welchen Wert ändert sich die Motorwellenleistung, wenn die Luft 10 g Wasser pro kg trockene Luft enthält und die Enthalpie 54 kJ/kg beträgt?

Lüftungstechnik Klausuraufgabe W/1987/80

Frage	Gesucht	Formel u. Rechnungsgang	Resultat	Einheit
1.	\dot{V}	$P_{cl} = P_d = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad \dot{V} = A \cdot \sqrt{\frac{P_d}{0,6}}$	2,572	m ³ /s
2.	-	$A = \frac{\pi}{4} \cdot 0,4^2 = 0,126 \text{ m}^2$	-	-
3.	-	-	-	-
4.	-	-	-	-
5.	P_{d3}	$P_{d1} \cdot \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^4 = P_{d1} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 = 250 \cdot \left(\frac{0,40}{0,56} \right)^4$	65,1	Pa
6.	-	-	-	-
7.	P_{d8}	$= 0,6 \dot{V}^2 / \left[\frac{\pi}{4} (0,56^2 - 0,33^2) \right]^2$ $0,1607$	153,7	Pa
8.	-	-	-	-
9.	Δp_f	$= 50 + 50 + 200 + 50$	350	Pa
10.	Δp_g	$= \Delta p_f + P_{d8} = 350 + 153,7$	504	Pa
11.	η	$= \frac{504 \cdot 2,572}{1620}$	0,80	-
12.	\dot{V}'	$P_d = 0,98 P_{cl} \quad \dot{V}' = A \sqrt{\frac{0,98 \cdot 250}{0,6}} = 0,99 \dot{V}$	2,546	m ³ /s
Zus.	P	$\eta_{sp} = 0,88 \quad S = \frac{1}{0,88} = 1,136 \quad 1,62 \frac{1,136}{1,2}$	1,534	kW



Name:

Nr.:

35

LÜFTUNGSTECHNIKKlausuraufgabe 1994 SO

Zulässige Hilfsmittel: alles

Rechengenauigkeit: ca. 1 %

Zwei Ventilatoren sollen Verbrennungsluft und Kühlluft für ein kleines dieselelektrisches Kraftwerk liefern. Der Brennstoff-Durchsatz beträgt 100 l/h.

- Wie hoch ist die untere Heizleistung?
- 9 % der Heizleistung werden im Kraftwerk als Wärme an die Raumluft abgegeben (vom Diesel, Generator, Trafo usw.). Wie groß ist die abzuführende Wärmemenge?
- Welcher Volumenstrom wird zur Raumkühlung benötigt, wenn die Zulufttemperatur max. 35°C beträgt und die Raumtemperatur 45°C nicht überschreiten darf?
Das Kraftwerk liegt im Hochland, wo der Luftdruck 0,90 B beträgt.
Es wird angenommen, daß die Verbrennungsluft kaum zur Kühlung des Raumes beiträgt.
- Wieviel Zuluft bei der gleichen Dichte wie unter Aufgabe 3. wird benötigt für die stöchiometrische Verbrennung plus 25 % Luftüberschuß?
- Die Ventilatoren sollen jeder 80 % der benötigten Luftmenge fördern. Wie groß muß der Volumenstrom sein?
- Die Lüfter haben den Ansaugdurchmesser 900 mm.
Wie groß ist p_d bei Normalluft?
- Das Gebiet ist sandsturmgefährdet. Darf durch Abluftventilatoren ein zeitweiser Unterdruck im Werk erzeugt werden?

Frage	Gesucht	Formel und Rechnungsgang	Resultat	Einheit
1	\dot{Q}_{ges}	$\dot{Q}_{Brennst.} \cdot 14_u = 100 \cdot 10,2$	1020	kW
2	\dot{Q}_w	$0,09 \cdot \dot{Q}_{ges}$	91,8	kW
3	V_1	$\frac{\dot{m}}{\rho_N} \cdot \frac{T_{35}}{T_{15}} \cdot \frac{p_N}{p_H} = \frac{33048}{1,2} \cdot \frac{273+35}{273+15} \cdot \frac{1013}{900}$	33150	m ³ /h
4	V_2	$\dot{m} = \frac{918 \cdot 3600}{c_p(t_2 - t_1)} = \frac{918 \cdot 3600}{1 \cdot (45 - 35)} = 33048 \frac{kg}{h}$ $1,25 \cdot \dot{Q}_{Brennst.} \cdot 10,5 \cdot \frac{T_{35}}{T_{15}} \cdot \frac{p_N}{p_H}$	1520	m ³ /h
5	\dot{V}_{Vent}	$0,8(\dot{V}_1 + \dot{V}_2) = 0,8(33150 + 1520)$	27784	m ³ /h
6	p_d	$A = \frac{\pi}{4} \cdot 0,9^2 = 0,636 m^2$ $p_d = 0,6 \left(\frac{\sqrt{33048/3600}}{A} \right)^2 = 884 Pa$		Pa
7		Nehmen, der Überdruck hält Sand vom Zumeeren fern		