

4. Ventilatoren zur Belüftung und für die Wittertechnik

Die Aufgabe eines Ventilators ist es, das strömende Gas (Luft) gegen den Widerstand des angeschlossenen Leitungssystems zu fördern. Diesen Widerstand muss der Ventilator durch seinen Druckaufbau (Gesamtdruckerhöhung) überwinden.

Je nach der Durchflussrichtung des Fördermediums durch das Laufrad des Ventilators unterscheidet man grundsätzlich zwei verschiedene Bauformen:

- Wenn die Flusslinie in axialer Richtung durch das Laufrad verläuft, bezeichnet man die Maschine als Axialventilator (Bild 81).

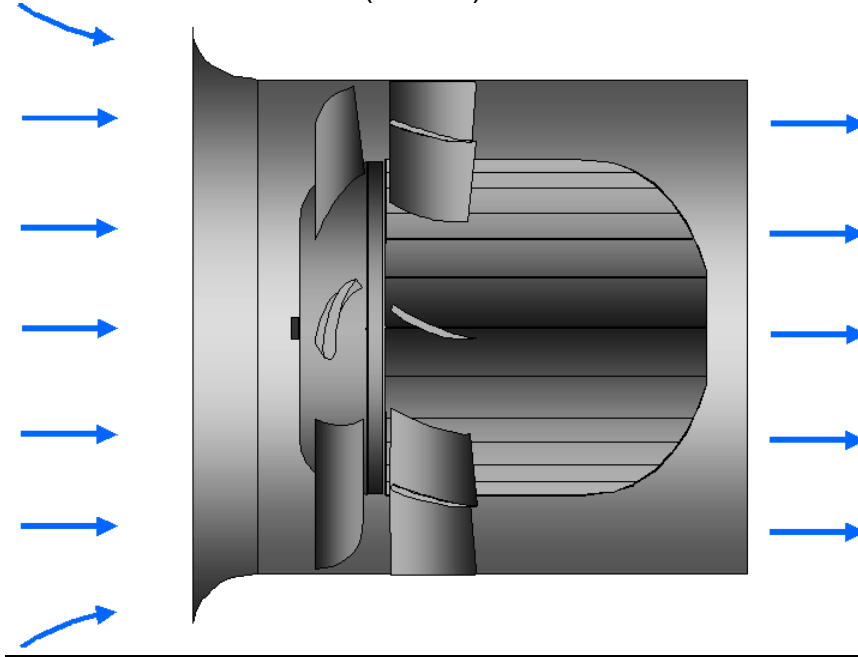


Bild 81: Axialventilator

- Wenn die Flusslinie von axialer Anströmung in radiale Abströmung (senkrecht zur Rotationsachse) umgelenkt wird, bezeichnet man die Maschine als Radialventilator (Bild 82).

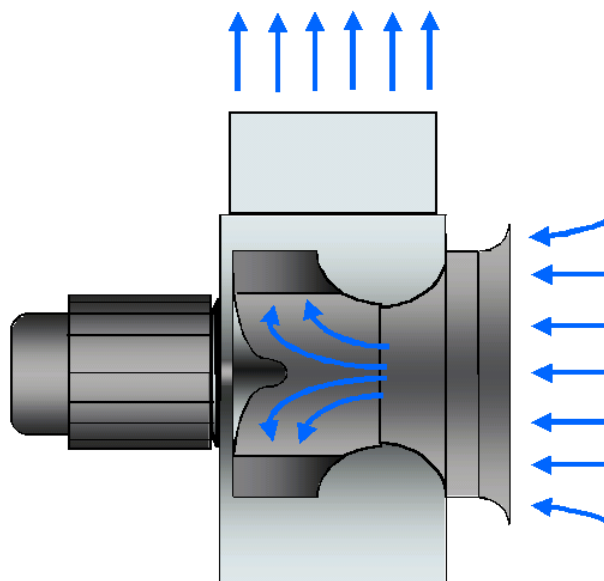


Bild 82: Radialventilator

4.1 Wechselwirkung zwischen Schaufeln und Strömung

4.1.1 Impulssatz für stationäre Strömung

Der wesentliche Bestandteil bei der Energieübertragung in einem Ventilator ist das sich drehende Laufrad mit der speziellen Anordnung der Laufradbeschaufelung. Der Impulsaustausch zwischen dem Laufrad und dem hindurchströmenden Gas (Luft) wird durch die Formgebung und die Anordnung der Beschaufelung sowie durch die Laufraddrehzahl bestimmt.

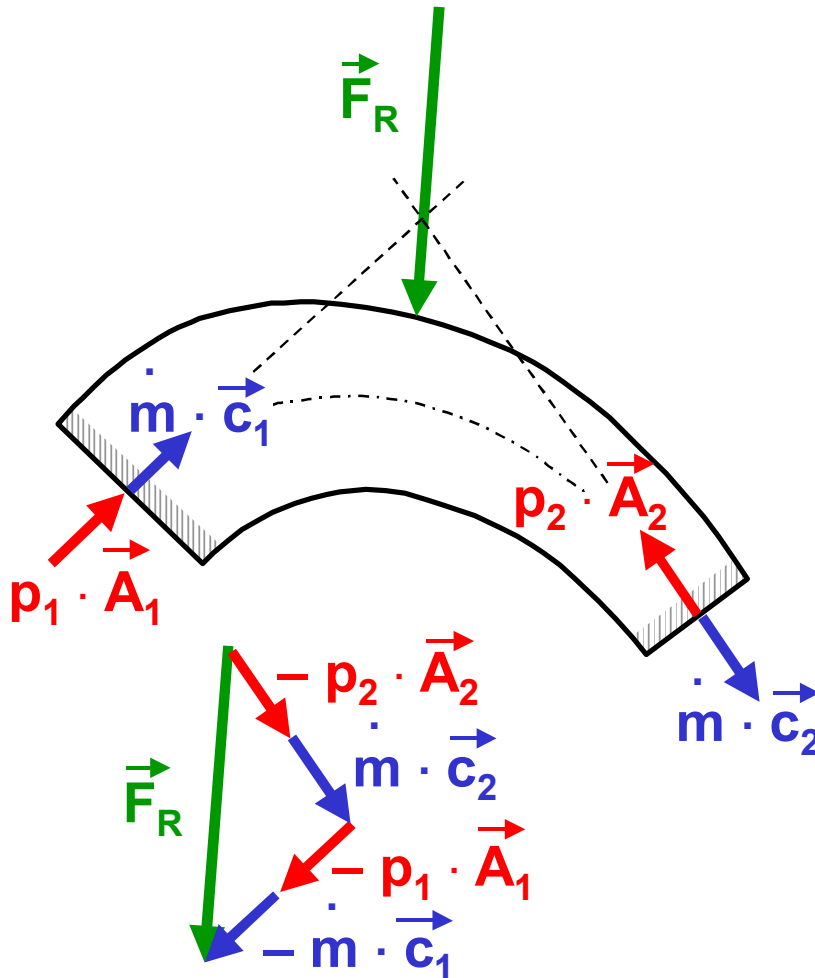


Bild 83: Impulssatz für stationäre Strömung bei einem unbewegten Rohrkrümmer

Bei der Betrachtung eines durchströmten, unbeweglichen Rohrkrümmers sollen mit Hilfe des Impulssatzes die fundamentalen Zusammenhänge zwischen den auftretenden Kräften veranschaulicht werden (Bild 83). Auf das betrachtete System wirken als äußere Kräfte die

Druckkräfte der Strömung und die daraus resultierende Wandkraft des Rohrkrümmers \vec{F}_R

$$\vec{F}_R = m \cdot \vec{c}_2 - p_2 \cdot \vec{A}_2 - m \cdot \vec{c}_1 - p_1 \cdot \vec{A}_1 \quad (87)$$

Darin bedeuten:

- \dot{m} die je Zeiteinheit bewegte Masse der Strömung (Massenstrom)
- \vec{c}_1, \vec{c}_2 die Strömungsgeschwindigkeiten bezogen auf das unbewegte System im Querschnitt 1 und im Querschnitt 2
- p_1, p_2 die entsprechenden statischen Drücke
- \vec{A}_1, \vec{A}_2 die entsprechenden Strömungsquerschnittsflächen

Die Pfeile über den Bezeichnungen bedeuten, dass es sich um Vektoren (gerichtete Größen) handelt.

Wenn ein solcher Rohrkrümmer auf einer rotierenden Welle oder Scheibe angeordnet ist, gilt prinzipiell die gleiche Betrachtung wie beim unbewegten System; es sind lediglich zusätzliche Fliehkräfte zu berücksichtigen. Eine solche Anordnung ist im Bild 84 dargestellt.

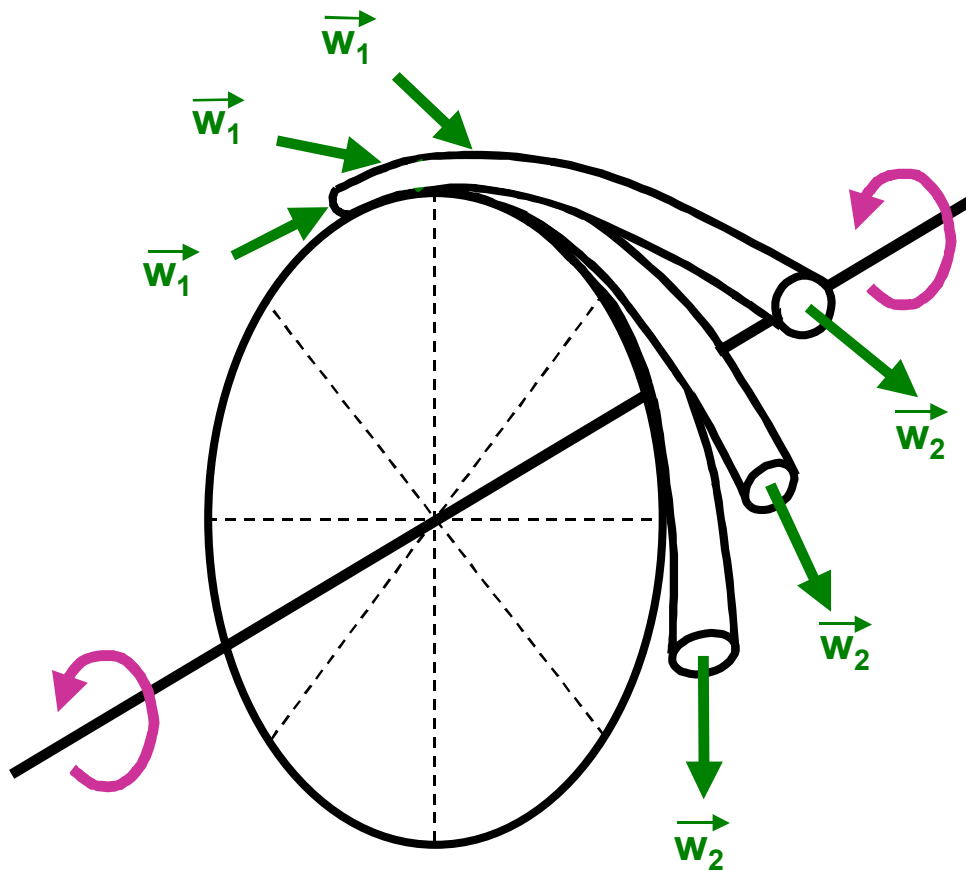


Bild 84: Rohrkrümmer auf rotierender Scheibe angeordnet

Bezogen auf ein ruhendes System bewegt sich ein strömendes Teilchen mit der Absolutgeschwindigkeit \vec{c} . Die Relativgeschwindigkeit \vec{w} bezeichnet dagegen die Geschwindigkeit des strömenden Teilchens bezogen auf das bewegte System. Das bedeutet, dass ein mitrotierender Beobachter die Relativgeschwindigkeit \vec{w} nach Betrag und Richtung messen könnte. Die Absolutgeschwindigkeit \vec{c} und die Relativgeschwindigkeit \vec{w} der Strömung können mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeit \vec{u} des Laufrades durch vektorielle Addition miteinander verknüpft werden:

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

(88)

Technische Verwirklichung haben solche rotierenden Rohrkrümmen durch die Beschau felung von Axiallaufrädern, wie im Bild 85 dargestellt, gefunden. Wie beim Rohrkrümmer besteht auch beim Axiallaufrad eine Wechselbeziehung zwischen den Druckkräften der Strömung und der Wandkraft der Laufradbeschau felung.

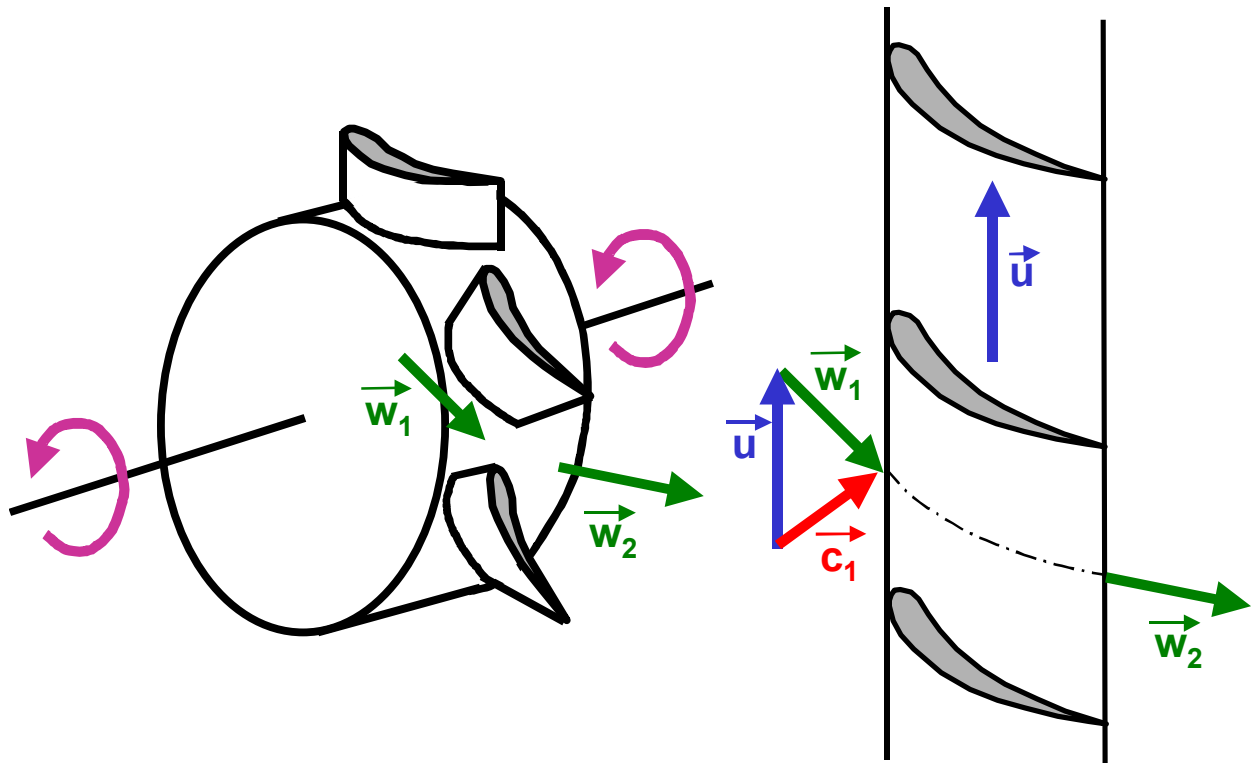


Bild 85: Beschau felung eines Axiallaufrades mit Abwicklung eines Zylinderschnittes durch die Schau feln (rechts)

Diese Wandkraft kann in drei Komponenten in axialer, in tangentialer und in radialer Richtung zur Laufradachse zerlegt werden. Zur Energieumwandlung in der Maschine trägt jedoch nur die Umfangskraft in tangentialer Richtung bei, da nur sie durch die Bewegung des Laufrades eine Reaktionskraft ausübt und somit Arbeit leisten kann. In axialer und in radialer Richtung können wegen der Bindung des Laufrades in festen Lagern keine Bewegungen ausgeführt werden. Eine Energieübertragung durch diese Kraftkomponenten ist daher nicht möglich.

4.1.2 Eulersche Hauptgleichung der Turbomaschinen

Betrachtet man die Abwicklung eines Zylinderschnittes durch das Laufrad eines Axialventilators (Bild 86), so ergeben sich sowohl auf der Anströmseite (Index 1), als auch auf der Abströmseite (Index 2) die Geschwindigkeitsdreiecke, die, wie bereits beschrieben, aus der Absolutgeschwindigkeit \vec{c} , der Relativgeschwindigkeit \vec{w} und der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades \vec{u} zusammengesetzt sind. Der Einfachheit halber wird fortan auf die vektorielle Schreibweise verzichtet. Bei einem Axiallaufrad ist in einem Zylinderschnitt die Umfangsgeschwindigkeit u konstant.

Die Absolutgeschwindigkeit c lässt sich in eine Umfangskomponente c_u und in eine Axialkomponente, der Durchflussgeschwindigkeit c_D , aufteilen. Wegen der geringen Änderung der

Gasdichte ρ in einem Axiallaufrad kann näherungsweise die Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit als konstant angenommen werden:

$$c_{1D} = c_{2D} = c_D$$

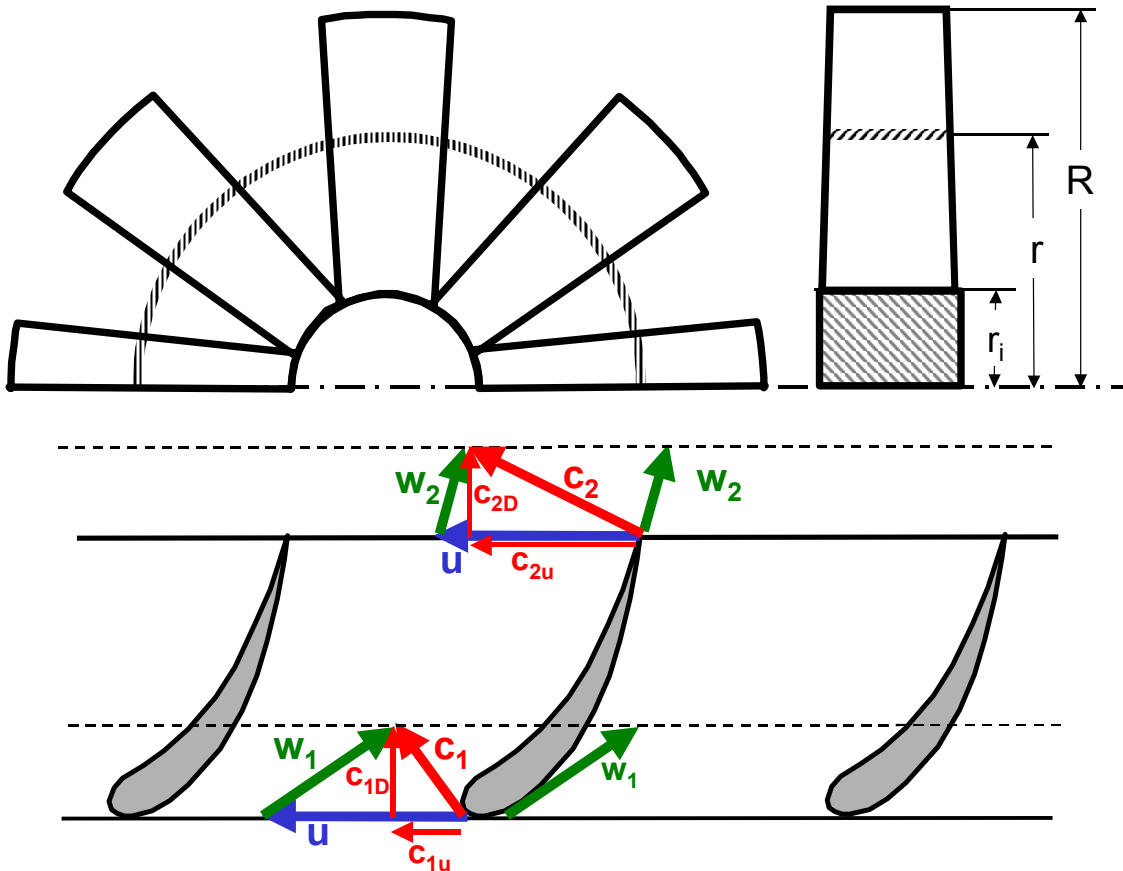


Bild 86: Geschwindigkeitsdreiecke eines Axiallaufrades (Zylinderschnitt)

Aufgrund der Kontinuitätsbedingung (konstanter Massenstrom) ist damit der durch einen Ventilator geförderte Volumenstrom

$$\dot{V} = \pi \cdot (R^2 - r_i^2) \cdot c_D \quad (89)$$

Für den kleinen Bereich des Zylinderschnittes gilt entsprechend

$$d\dot{V} = c_D \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (90)$$

Der Impulssatz (konstanter Impulsaustausch) läßt sich aufgrund der Energieübertragung in Umfangsrichtung in Form des Drallsatzes anwenden. Für den kleinen Bereich des Zylinderschnittes ist das Drehmoment

$$dM = r \cdot \rho \cdot d\dot{V} \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad (91)$$

Die Umfangsleistung P ist mit dem Drehmoment M über die Beziehung

$$dP = \frac{u}{r} \cdot dM \quad (92)$$

verknüpft. Damit gilt für die Umfangsleistung

$$dP = u \cdot \rho \cdot d\dot{V} \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad (93)$$

Die Umfangsleistung ist entsprechend der Beziehung

$$dP = d\dot{V} \cdot \Delta p_t \quad (94)$$

mit der Gesamtdruckerhöhung Δp_t im Laufrad verknüpft. Damit ist

$$\Delta p_t = \rho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad (95)$$

Diese Gleichung wurde bereits 1754 von Euler hergeleitet und wird als Eulersche Hauptgleichung der Turbomaschinen bezeichnet. Die von einem Axialventilator erzeugte Gesamtdruckerhöhung ist somit im Wesentlichen abhängig von der Größe der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit auf der Abströmseite des Laufrades c_{2u} . Die Gesamtdruckerhöhung ist am größten, wenn die Umfangskomponente c_{1u} der Absolutgeschwindigkeit der Anströmung des Laufrades zu Null wird; das heißt, dass die Anströmung zum Laufrad eines Axialventilators möglichst achsparallel sein sollte.

4.1.3 Verwundene Laufradschaufeln

Die Betrachtung unterschiedlicher Zylinderschnitte eines Laufrades veranschaulicht, dass wegen der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten in radialer Richtung $u(r)$ auch die jeweiligen Geschwindigkeitsdreiecke verschieden sein müssen. Die Umfangsgeschwindigkeiten der Laufradschaufeln an den Schaufelspitzen u_a und an der Laufradnabe u_i stehen in folgendem Verhältnis

$$\frac{u_a}{u_i} = \frac{R}{r_i} \quad (96)$$

Die Relativgeschwindigkeiten der Anströmung w_1 und der Abströmung w_2 der Laufradschaufeln sollten richtungsmäßig mit dem Schaufelprofil weitgehend übereinstimmen. Bei zu

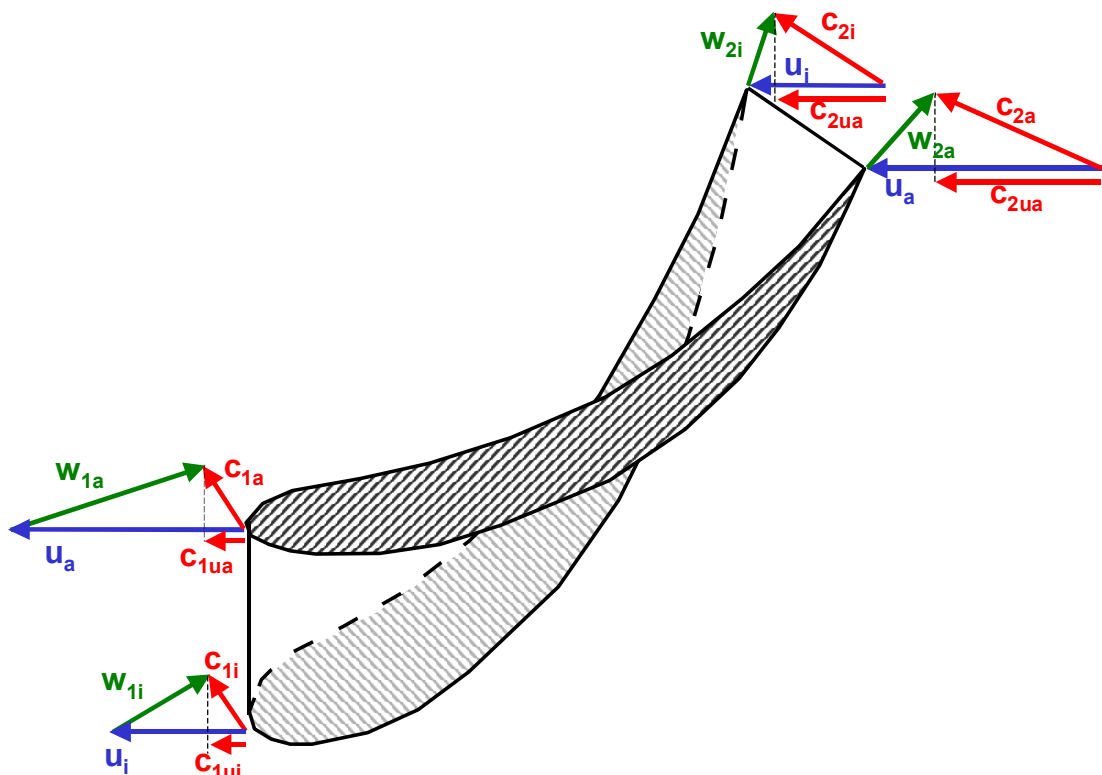


Bild 87: Geschwindigkeitsdreiecke an einer verwundenen Laufradschaufel

großen oder zu kleinen Anstellwinkeln zwischen Strömung und Schaufelprofil kommt es zu starken Stoß- und Wirbelverlusten im Laufrad. Den jeweiligen Relativgeschwindigkeiten angepasst, müssen daher die Laufradschaufeln in radialer Erstreckung verwunden sein. Eine derartig verwundene Schaufel und die sich daraus ergebenden Geschwindigkeitsdreiecke sind im Bild 87 sowohl für das Innenprofil (Index i) als auch für das Außenprofil (Index a) dargestellt.

4.1.4 Leitrad

Zu einer vollständigen Ventilatorstufe gehört neben dem Laufrad das Leitrad. Das feststehende Leitrad ist im Allgemeinen dem Laufrad nachgeschaltet. Im Laufrad wird Energie an die Strömung übertragen. Im Leitrad findet dagegen lediglich eine Energieumwandlung statt. Dies geschieht, indem die relativ hohe Absolutgeschwindigkeit c_2 der Strömung hinter dem Laufrad durch die feststehenden Leitschaufeln in axiale Richtung umgelenkt wird (Bild 88). Das bedeutet, dass die Umfangskomponente der kinetischen Energie auf der Abströmseite des Laufrades zum Teil in potentielle Energie (Druck) umgewandelt wird.

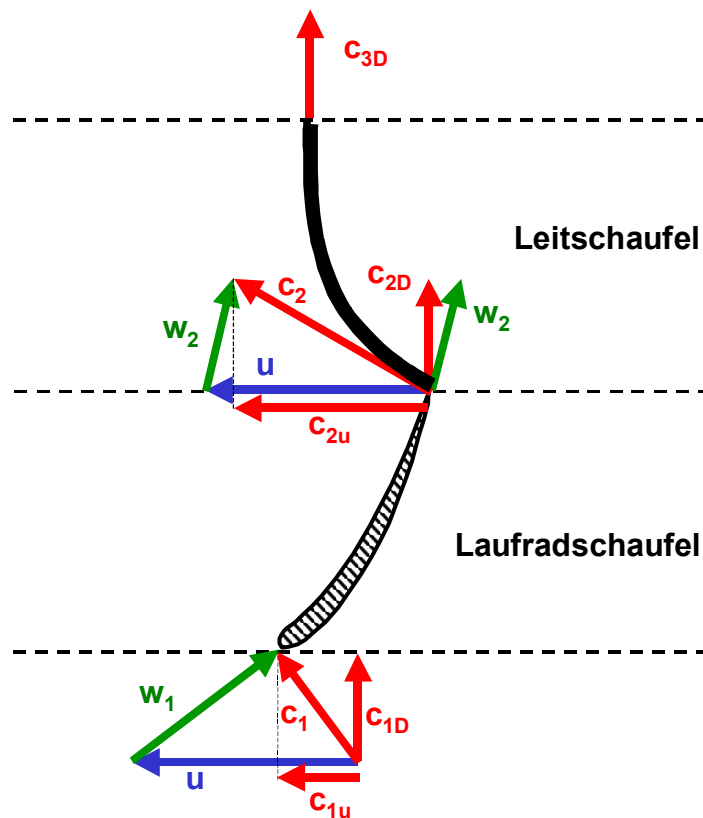


Bild 88: Geschwindigkeitsdreiecke Laufradschaufel - Leitschaufel

4.2 Kennlinienverlauf

Anhand des im Bild 89 (rechts oben) dargestellten Geschwindigkeitsdreieckes hinter einem Axiallaufrad wird folgende geometrische Beziehung veranschaulicht:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2D}}{u - c_{2u}} \quad (97)$$

oder

$$c_{2u} = u - \frac{c_{2D}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (98)$$

Wegen der Kontinuitätsbedingung

$$c_{2D} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot (R^2 - r_i^2)} \quad (99)$$

kann geschrieben werden

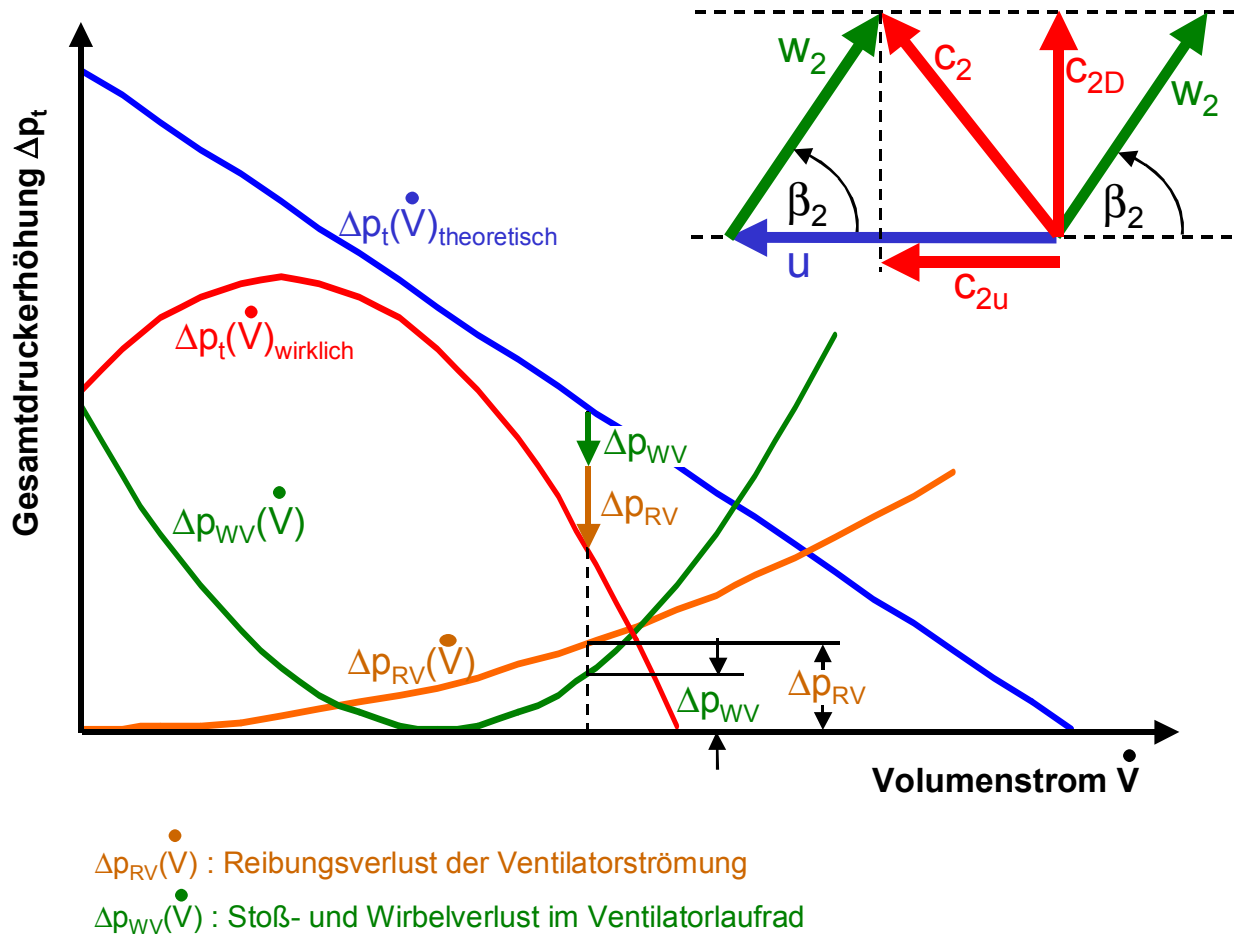


Bild 89: Theoretischer und wirklicher Kennlinienverlauf eines Axialventilators

$$c_{2u} = u - \frac{\dot{V}}{\pi \cdot (R^2 - r_i^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \quad (100)$$

Mit Hilfe der Eulerschen Hauptgleichung der Turbomaschinen und unter der Voraussetzung achsparalleler Anströmung des Ventilatorlaufrades ($c_{1u} = 0$) folgt daraus die theoretische Kennlinie eines Axialventilators:

$$\Delta p_t = \rho \cdot u^2 - \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot u}{\pi \cdot (R^2 - r_i^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \quad (101)$$

Der Verlauf der theoretischen Kennlinie ist im Bild 89 dargestellt. Da ein Axialventilator nur in seinem Auslegungspunkt die günstigsten Zu- und Abströmbedingungen aufweist, nehmen

außerhalb dieses Auslegungspunktes die Stoß- und Wirbelverluste im Laufrad zu, was zu einer Verminderung der theoretischen Gesamtdruckerhöhung Δp_t in Abhängigkeit vom jeweiligen Volumenstrom \dot{V} führt. Gleichzeitig steigen mit zunehmendem Volumenstrom die Reibungsverluste der Ventilatorströmung. Diese Reibungsverluste führen zusätzlich zu einer Verminderung der theoretischen Gesamtdruckerhöhung Δp_t .

Daraus ergibt sich insgesamt ein wirklicher Kennlinienverlauf $\Delta p_t = f(\dot{V})$, wie er im Bild 89 dargestellt ist.

4.3 Schaufelzahl

Bei exakter Betrachtung der Stromfäden innerhalb eines Schaufelkanals wird man feststellen, dass die Strömung die durch die Schaufelkontur vorgesehene Umlenkung nicht vollständig mitmacht. Im Bereich der mittleren Stromfäden ergibt sich bei reibungsbehafteter Strömung eine geringere Umlenkung als in der Nähe der Schaufelkontur. Lediglich bei einer unendlich großen Schaufelzahl ergäbe sich ein Austrittswinkel der Laufradströmung entsprechend der einfachen Stromfadentheorie. Allerdings wächst die Reibung an den Schaufeln mit zunehmender Oberfläche. Das bedeutet, dass die Reibung sowohl mit der Länge „L“ des Schaufelprofils, als auch mit zunehmender Schaufelzahl ansteigt. Bezeichnet man den Abstand der einzelnen Schaufeln mit „t“, dann hat der Wirkungsgrad eines Ventilators bis zu einem Verhältnis $L / t = 2$ durchweg gute Werte.

4.4 Bauarten von Luttenventilatoren

Sonderbewetterungsanlagen werden fast ausschließlich mit Axialventilatoren betrieben. Zum Antrieb der Ventilatoren dienen in den überwiegenden Fällen Asynchronmotoren. Es kommen aber auch solche Ventilatoren zum Einsatz, die mit einer Druckluftturbine angetrieben werden. Für besondere Einsatzbereiche stehen Kombiventilatoren zur Verfügung, die normalerweise elektrisch, bei Stromausfall mit Druckluft betrieben werden.

Als Elektroventilatoren stehen ein-, zwei- oder vierstufige Bauarten sowie gegenläufige Axialventilatoren mit zwei Motorantrieben zur Verfügung. Elektroventilatoren bestehen aus einem

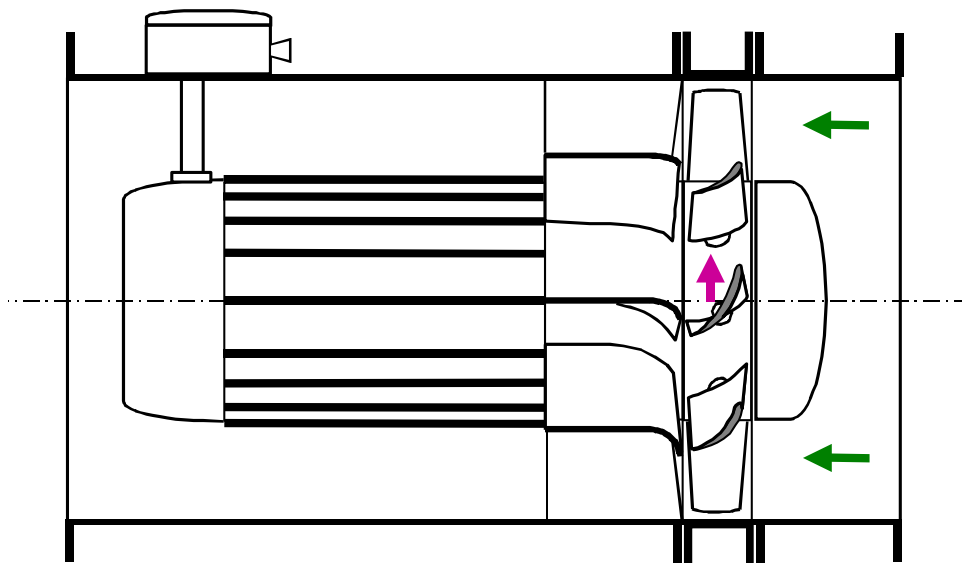


Bild 90: Elektro-Luttenventilator mit verstellbaren Laufradschaufeln

Stahlblechgehäuse, in dem mit Hilfe der Leitschaufeln ein Nabenkörper konzentrisch befestigt ist. Der Elektromotor wird an der Stirnseite der Nabe angeflanscht. Das Flügelrad ist auf dem Motorwellenende befestigt.

Einige größere einstufige Luttenventilatoren bieten die Möglichkeit, im Stillstand die Laufradschaufeln zu verstellen. Der Regelbereich liegt dabei allgemein im Bereich des besten Wirkungsgrades (Bild 90).

Zweistufige Axialventilatoren werden so gebaut, dass an einem Motor mit zwei Wellenenden je ein Laufrad befestigt ist. Das Leitrad der zweiten Stufe mit der Abströmnabe wird in einem besonderen Gehäuseteil nachgeschaltet. Durch Austauschen dieses Teils gegen ein Zwischenstück mit Nabe und Leitrad können zwei zweistufige Ventilatoreinheiten zu einem vierstufigen Axialventilator zusammengesetzt werden.

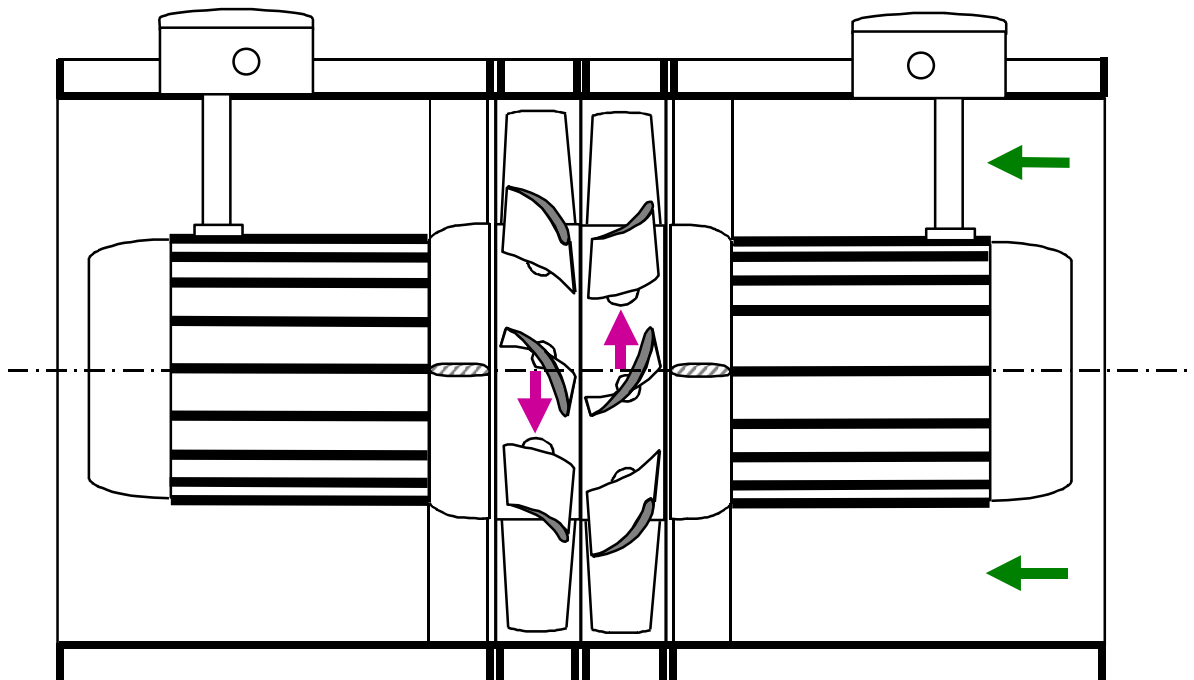


Bild 91: Gegenläufiger Luttenventilator

Bei Hochleistungs-Sonderbewetterungsanlagen haben sich Gegenlauf - Axialventilatoren mit zwei Motoren wegen ihrer sehr hohen Druckerzeugung bewährt. Hierbei sind die beiden unterschiedlich ausgelegten Laufräder der zwei Stufen unmittelbar hintereinander angeordnet, so dass Leitschaufeln nicht benötigt werden (Bild 91). Der Motor der ersten Stufe befindet sich auf der Ansaugseite, das Laufrad sitzt auf dem hinteren Wellenende. Der Motor der zweiten Stufe befindet sich am Nabengehäuse der Abströmseite, das Laufrad auf dem vorderen Wellenende. Die Nabengehäuse sind mit geraden, profilierten Stützstreben in den Blechgehäusen zentriert.

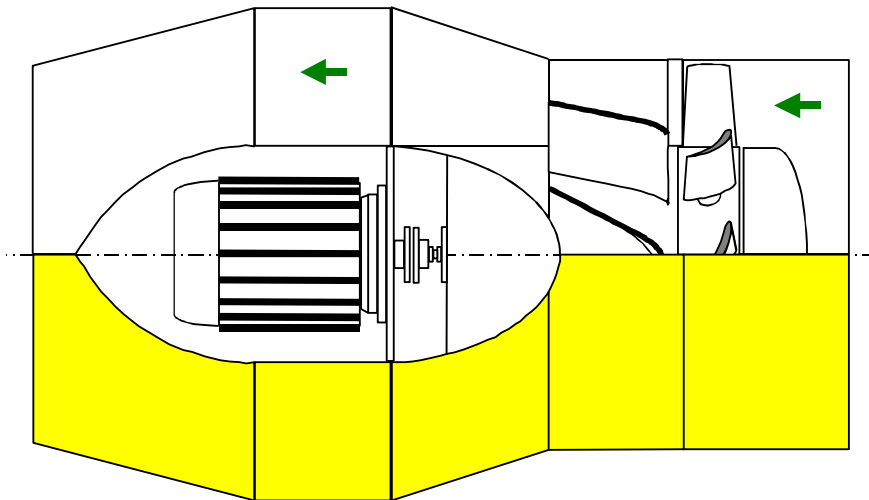


Bild 92: Taschenventilator

Sogenannte Taschenventilatoren (Bild 92) werden verwendet, wenn aus Sicherheitsgründen der geförderte Wetterstrom nicht mit dem Elektromotor in Berührung kommen darf. Dabei wird der geförderte Wetterstrom mit speziellen Kanälen vollständig am Antriebsmotor vorbeigeführt.

Bei Druckluftventilatoren werden meist einstufige Maschinen eingesetzt. Die Curtisturbine wird bei Druckluft- oder Kombiventilatoren von einer Düse, bei größeren Antriebsleistungen von mehreren Düsen beaufschlagt (Bild 93). Die am Laufrad-Außenring eingesetzten Turbinenschaufeln werden mit einem aufgeschrumpften Deckband zusammengehalten. Die Laufradlagerung befindet sich in der Nabe des Leitschaufelrings.

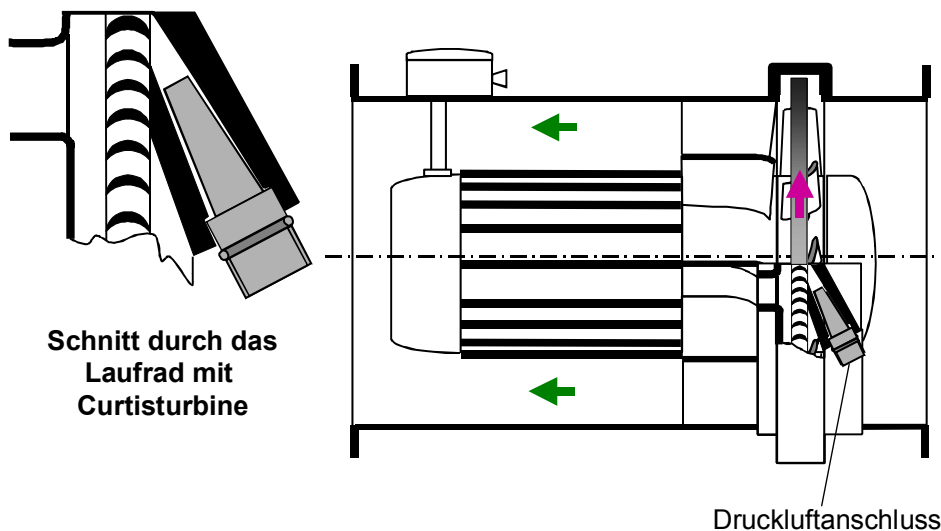


Bild 93: Kombiventilator

Bei den Kombiventilatoren ist ein elektropneumatisches Umsteuerventil den Druckluftdüsen vorgeschaltet. Bei Stromausfall gibt das Ventil die Druckluftzufuhr frei, der Ventilator läuft als

Druckluftventilator weiter. Dabei wird durch eine Kurzschlusschaltung der Statorwicklung eine sogenannte Remanenzsperre geschaltet, so dass bei Druckluftbetrieb der Elektromotor nicht als Generator arbeitet. Kombiventilatoren sind meist so ausgelegt, dass bei Druckluftbetrieb die Luftleistung etwas kleiner als bei Elektrobetrieb ist. Die Gesamtwirkungsgrade dieser Ventilatoren sind nur um 5 bis 10 % kleiner als bei einfachen Elektroventilatoren gleicher Baugröße.

Aus sicherheitlichen Gründen müssen Lufftenventilatoren, die für den Einsatz in durch Grubengas gefährdeten Betrieben bestimmt sind, folgende Bedingungen erfüllen:

- die technischen Daten von Ventilatoren, wie Leistung und Kennlinienverlauf, müssen bekannt sein,
- die Elektromotoren von Lufftenventilatoren müssen in der Zündschutzart „Druckfeste Kapselung“ ausgeführt sein,
- durch die Bauart der Ventilatoren muss sichergestellt sein, dass sich zwischen Laufrad und Gehäuse zündfähige Funken nicht bilden können.

Um Funkenbildung durch Schleifen des sich drehenden Laufrades zu vermeiden, werden im Laufradbereich Gehäuse ring, Nabengehäuse und Leitschaukeln aus besonderen Materialien hergestellt. Eine hohe Sicherheit gegen Zündgefahren ist bei Werkstoffpaarungen aus Bronze, Messing oder Kupfer gegeben.

Die Kombination von nichtrostendem Stahl mit einem dieser Metalle ist sicherheitlich ebenfalls unbedenklich. Werkstoffpaarungen von Silumin (*Legierung mit einem Gehalt von 83% Aluminium und 13% Silizium, sehr korrosionsbeständig, schweißbar, von hoher mechanischer Widerstands- und Wärmeleitfähigkeit*) mit Silumin, Bronze, Messing oder Kupfer sind zulässig, wenn an den zu erwartenden Berührungsstellen weder Rost noch Mennige auftreten können. Untersuchungen über Reibungsvorgänge in explosionsfähiger Atmosphäre haben ergeben, dass von der Werkstoffkombination Silumin – Silumin ein sehr geringes Zündrisiko ausgeht. Um zu vermeiden, dass an der Gehäuse-Außenoberfläche des Ventilators Silumin (Leichtmetall) vorhanden ist, sollte der Funkenschutzring allerdings von innen in das Ventilatorgehäuse eingelegt sein.

4.5 Radialventilatoren

Die Einzelkomponenten von Radialventilatoren setzen sich zusammen aus dem Spiralgehäuse mit der Einströmdüse und dem Austrittstutzen, sowie dem Laufrad und der Zunge (Bild 94). Das Fördermedium (Gas) tritt durch die Einströmdüse in das Laufrad ein. Dort wird es in radiale Richtung umgelenkt. Wie beim Axialventilator findet auch beim Radialventilator die Energieübertragung im Laufrad statt. Dies geschieht dadurch, dass die dem Laufrad über die Welle vom Antriebsmotor zugeführte mechanische Energie in Druck- und Geschwindigkeitsenergie umgesetzt wird. Das Spiralgehäuse hat eine doppelte Aufgabe zu erfüllen: einerseits wird das aus dem Laufrad austretende Fördermedium im Spiralgehäuse zusammengeführt und zum Austrittstutzen geleitet, andererseits wird aufgrund der stetigen Querschnittserweiterung im Spiralgehäuse ein Teil der Geschwindigkeitsenergie (dynamischer Druck) in Druckenergie (statischer Druck) umgewandelt (Diffusoreffekt). Die Zunge bildet die engste Stelle zwischen Laufrad und Spiralgehäuse.

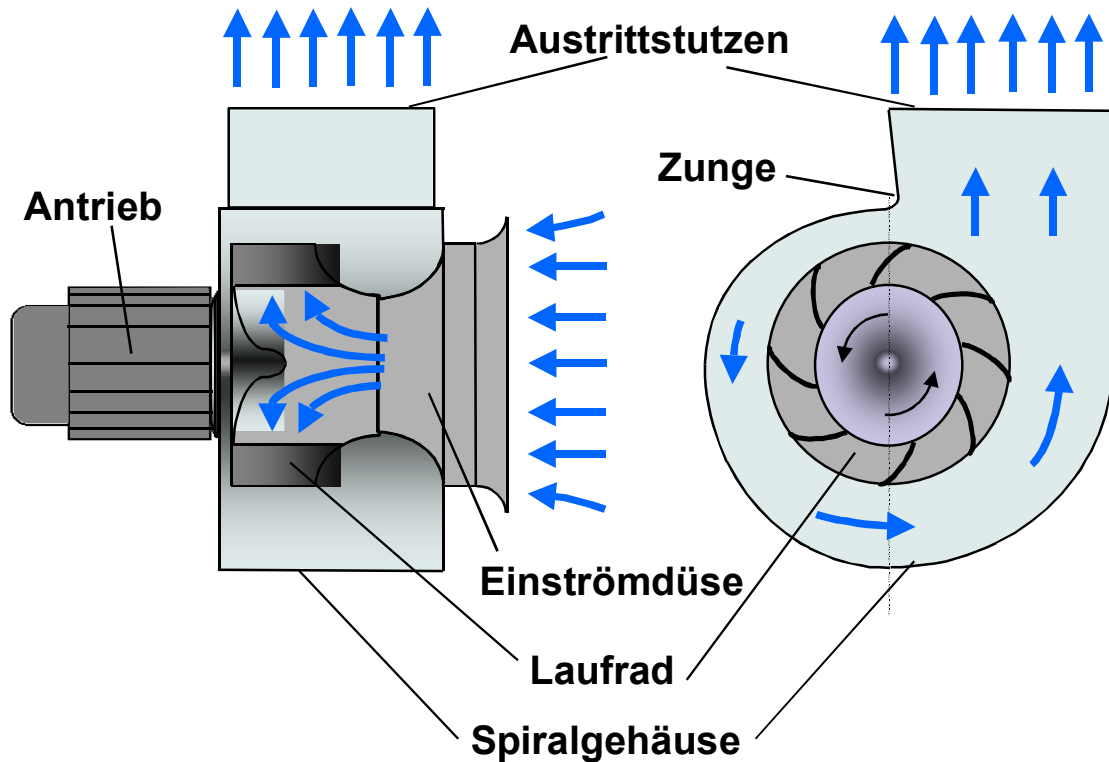


Bild 94: Aufbau eines Radialventilators

Hat ein Radialventilator zwei Laufräder und tritt das Fördermedium beidseitig axial in das Gehäuse ein, dann spricht man von einer doppelflutigen Bauweise. Ein doppelseitig saugender Radialventilator fördert bei gleicher Baugröße und gleichem Gesamtdruck etwa den doppelten Volumenstrom gegenüber einer einflutigen Bauweise.

Weil die radialen Schaufelkanäle aufgrund der zunehmenden Umfangsgeschwindigkeiten zwischen Ein- und Austritt des Laufrades zur Erhöhung des statischen Druckes beitragen, lassen sich mit Radialventilatoren höhere Drücke erzielen als mit Axialventilatoren.

Je nach der Form der Laufradschaufeln unterscheidet man bei Radialventilatoren die nachfolgend näher erläuterten Laufradtypen:

4.5.1 Rückwärts gekrümmte Schaufeln

Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Laufradschaufeln besitzen einen sehr guten Wirkungsgrad. Man bezeichnet sie daher auch als „Hochleistungsventilatoren“. Die Schaufelaustrittswinkel gegenüber der Umfangstangente des Laufrades sind in der Regel kleiner als 30° . Die Geschwindigkeitsdreiecke eines Laufrades mit rückwärts gekrümmten Schaufeln sind dem Bild 95 zu entnehmen.

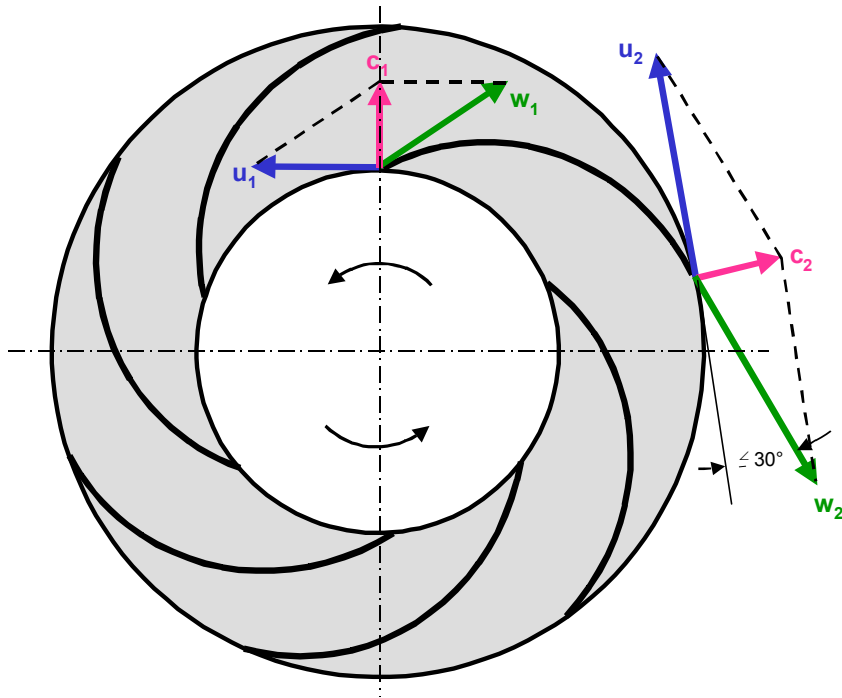


Bild 95: Laufrad mit rückwärts gekrümmten Schaufeln

4.5.2 Radial endende Schaufeln

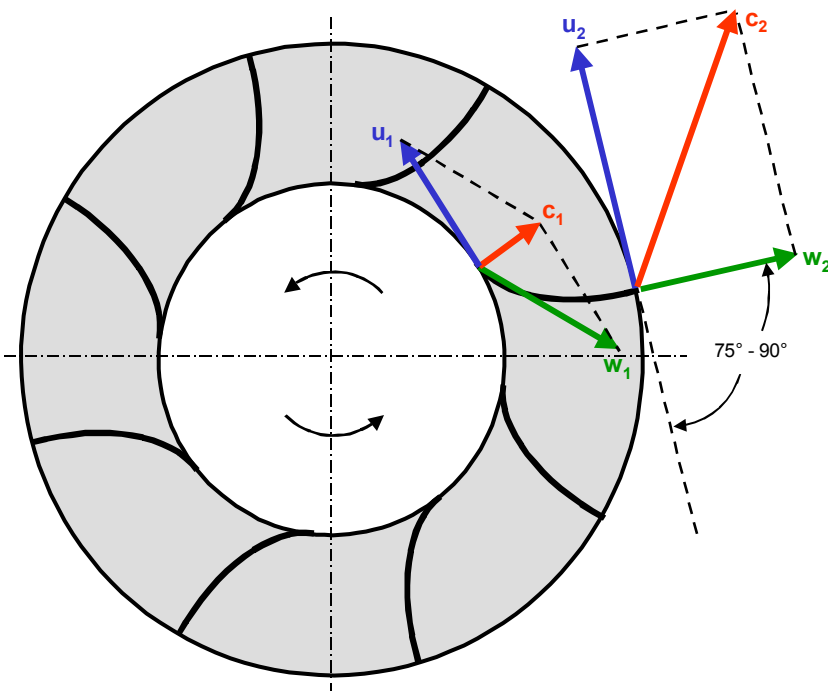


Bild 96: Laufrad mit radial endenden Schaufeln

Laufräder mit radial endenden Schaufeln finden wegen ihrer relativen Sicherheit gegen Verkrustungen und Anbackungen hauptsächlich ihre Anwendung zum Transport von staub- und stoffbeladenen Gasen (pneumatischer Transport). Die Schaufelaustrittswinkel gegenüber der Umfangstangente des Laufrades betragen zwischen 75° und 90° (Bild 96).

4.5.3 Vorwärts gekrümmte Schaufeln

Radialventilatoren mit einer Vielzahl verhältnismäßig kurzer, vorwärts gekrümmter Schaufeln nennt man auch „Trommelläufer“. Hierbei ist der Anteil der Geschwindigkeitsenergie gegenüber der Druckenergie sehr hoch (Bild 97). Der Wirkungsgrad solcher Radialventilatoren ist allerdings niedrig. Daher verwendet man Radialventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln lediglich bei kleinen Ventilatoren, bei denen es vorrangig auf die Erzeugung eines vergleichsweise hohen Volumenstromes, jedoch ohne eine nennenswerte Druckerzeugung ankommt.

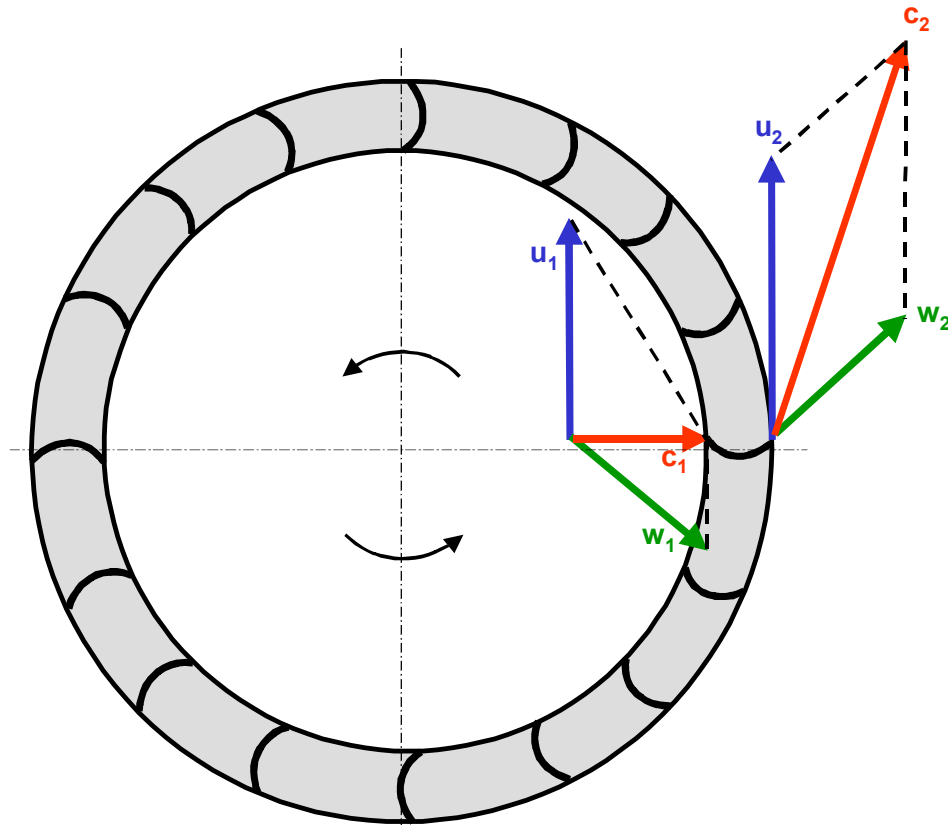


Bild 97: Laufrad mit vorwärts gekrümmten Schaufeln

4.6 Grundbegriffe

4.6.1 Volumenstrom

Der Volumenstrom \dot{V} ist der in der Zeiteinheit vom Ventilator geförderte Rauminhalt von Luft (Gas). Das spezifische Volumen eines Gases hängt vom Gaszustand ab. Er ist durch den Druck p , die Temperatur T und die Gaszusammensetzung bestimmt. Als Bezugszustand wird verabredungsgemäß der Luft-(Gas)zustand am Ventilatoreintritt (Index 1) angegeben.

4.6.2 Druckerhöhung

Die vom Ventilator erzeugte gesamte Druckerhöhung besteht im Allgemeinen aus der Zunahme des statischen Druckes und aus der Änderung des Staudrucks. Da der Gesamtdruck p_t der Summe aus statischem Druck p und Staudruck p_d

$$p_t = p + p_d \quad (101)$$

entspricht, ist sinngemäß die Gesamtdruckerhöhung des Ventilators:

$$\Delta p_t = \Delta p + \Delta p_d \quad (102)$$

4.6.3 Förderleistung

Die Förderleistung P ist der nutzbare Anteil der vom Ventilator dem Fördermittel (**Gas**) in der Zeiteinheit zugeführten Energie. Für Ventilatoren, deren relative Druckzunahme klein ist, wird die Förderleistung genügend genau nach der Beziehung

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p_t \quad (103)$$

berechnet. Diese Gleichung gilt genau nur für die Förderung inkompressibler Gase. Bei der Förderung kompressibler Medien muss man einen statischen und einen dynamischen Anteil entsprechend dem statischen und dem dynamischen Anteil der Druckerhöhung betrachten. Der dynamische Anteil der Förderleistung entspricht der Differenz der Geschwindigkeitsenergie am Ein- und am Austritt des Ventilators

$$P_d = \dot{V}_1 \cdot \Delta p_d \quad (104)$$

$$P_d = \dot{V}_1 \cdot \left(\frac{\rho_2}{2} \cdot c_2^2 - \frac{\rho_1}{2} \cdot c_1^2 \right) \quad (105)$$

wenn $(\rho_1 / 2) \cdot c_1^2$ und $(\rho_2 / 2) \cdot c_2^2$ die Mittelwerte der Staudrücke an diesen Stellen sind und \dot{V}_1 der vom Ventilator geförderte Volumenstrom bezogen auf den Zustand am Ventilatoreintritt bedeutet.

Allgemein lässt sich die Bestimmungsgleichung für die Förderleistung der Ventilatoren für relativ kleine Druckzunahmen Δp

$$\frac{\Delta p}{p_1} \leq 0,1$$

vereinfachen. Der Kompressibilitätseinfluss ist dabei durch einen Korrekturfaktor k zu berücksichtigen. Der statische Anteil der Förderleistung ist dann

$$P_s = \dot{V}_1 \cdot \Delta p \cdot k \quad (106)$$

Bei isentroper Verdichtung für Luft ist näherungsweise

$$k = 1 - 0,34 \cdot \frac{\Delta p}{p_1} \quad (107)$$

Die gesamte Förderleistung des Ventilators ist dementsprechend nach der Beziehung

$$P_t = \dot{V}_1 \cdot \left(\Delta p \cdot k + \Delta p_d \right) \quad (108)$$

$$P_t = \dot{V}_1 \cdot \left[\Delta p_d + \Delta p \cdot \left(1 - 0,34 \cdot \frac{\Delta p}{p_1} \right) \right] \quad (109)$$

zu berechnen.

Bei den üblichen mit Druckluft betriebenen Luttenventilatoren tritt die Druckluft nach der Entspannung in der am Laufradkranz angeordneten Turbine in den Ringraum des Ventilators im Bereich des Leitrades - also auf der Druckseite des Ventilators - aus. Dadurch bedingt steht auf der Druckseite ein etwas größerer Volumenstrom zur Verfügung. Es ist dann

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} + \Delta \dot{V}_L \quad (110)$$

Dabei ist $\dot{\Delta V}_L$ der auf den Austrittszustand (p_2, T_2) bezogene Druckluftvolumenstrom. Zur Prüfung der Druckluftventilatoren hat man dagegen vereinbart, dass nur der angesaugte Volumenstrom \dot{V}_1 berücksichtigt wird.

4.6.4 Antriebsleistung

Die Elektroventilatoren zugeführte elektrische Leistung P_{Motor} ist gleich der aus dem elektrischen Netz entnommenen Wirkleistung. Sie wird an den Anschlussklemmen des Motors gemessen.

Als Vergleich der Leistungsaufnahme der Druckluftventilatoren wird die am Anschlussstutzen der Druckluftturbine zugeführte Leistung der Druckluft bei vollkommen isothermischer Entspannung vom Druck p_3 an der Treibdüse auf den Umgebungsdruck p_{Umg} errechnet:

$$P_{\text{is}} = \dot{\Delta V}_{L,n} \cdot \rho_n \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \frac{p_3}{p_n} \quad (111)$$

Der Druckluftverbrauch $\dot{\Delta V}_{L,n}$ ist bezogen auf einen Druck $p_n = 101\,325 \text{ Pa}$ und eine Temperatur $T_n = 273,15 \text{ K}$ ($t_n = 0^\circ\text{C}$). Die Dichte beträgt in diesem Normzustand $\rho_n = 1,293 \text{ kg/m}^3$, wenn für die Gaskonstante der Druckluft $R = 287 \text{ Nm / kg K}$ gesetzt wird. Die Zustandsgleichung der Druckluft entspricht in dem üblichen Druckbereich ($p_3 = 5 \text{ bar}$) genügend genau der Zustandsgleichung eines idealen Gases

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T \quad (16)$$

Zur Prüfung der Druckluftventilatoren hat man zur Angabe der Ventilator Kennlinie folgende Bedingungen festgelegt:

Eintrittsdruck an der Treibdüse:	$p_3 = 5 \text{ bar} = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,
Umgebungsdruck hinter dem Düsenaustritt:	$p_n = 101\,325 \text{ Pa}$,
Drucklufttemperatur:	$T_3 = 293,15 \text{ K}; t_3 = 20^\circ\text{C}$.

4.6.5 Ventilatorwirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad eines Ventilators η_{ges} ist das Verhältnis von Förderleistung P zu der am Ventilatorantrieb zugeführten Leistung P_{Motor}

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{P}{P_{\text{Motor}}} \quad (112)$$

Da bei Druckluftventilatoren als Vergleichsprozess eine isotherme Entspannung der Druckluft zu Grunde gelegt wird, ist entsprechend der sogenannte isothermische Gesamtwirkungsgrad des Druckluftventilators

$$\eta_{\text{is}} = \frac{P}{P_{\text{is}}} \quad (113)$$

4.6.6 Ventilator Kennlinien

Zur Darstellung des Betriebsverhaltens von Ventilatoren wird die Gesamtdruckerhöhung Δp_t als Funktion des vom Ventilator geförderten Volumenstroms \dot{V}_1 aufgetragen. Aus prak-

tischen Erwägungen wird dabei die Kennlinie $\Delta p_t = f(\dot{V}_1)$ der jeweiligen, mit jedem Betriebspunkt sich ändernden Drehzahl n des Motors angegeben. Es bleibt jedoch zu beachten, dass alle Betriebspunkte der Kennlinie auf die gleiche Wetterdichte ρ_1 bezogen werden (Bild 98).

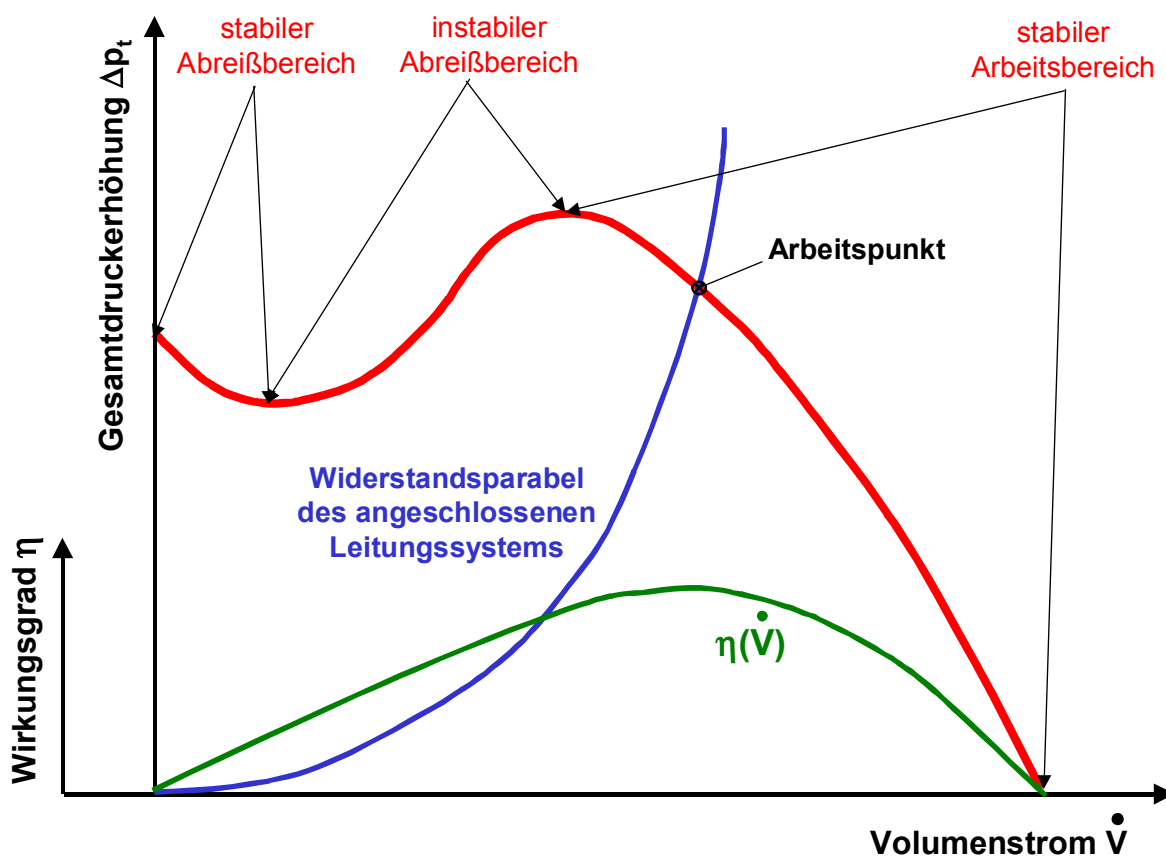


Bild 98: Kennlinie eines Axialventilators

Elektroventilatoren mit unveränderlichen Lauf- und Leitrad-schaufeln haben eine derartige Ventilator-kennlinie. Ventilatoren mit verstellbaren Laufradschaufeln haben für jede Schaufelstellung eine Kennlinie. Bei Druckluftventilatoren wird die Kennlinie bei konstanter Energiezufuhr $P_{is} = \text{konst.}$ angegeben. Dabei wird der Druck an der Treibdüse verabredungsgemäß auf $p_3 = 5 \text{ bar}$ konstant gehalten.

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit eines Ventilators wird im Allgemeinen der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} bzw. η_{is} des Ventilators über dem geförderten Volumenstrom \dot{V}_1 aufgetragen (Bild 98).

4.7 Mehrfachschaltungen von Ventilatoren

Betriebliche Gegebenheiten erfordern häufig, zwei oder mehrere Ventilatoren zusammenzufassen, um mit kleinen Einheiten höhere Ventilator-drücke oder größere Wetterströme zu erzielen. Durch eine Parallelschaltung von Ventilatoren werden die Wetterströme vergrößert, während eine Reihenschaltung von Ventilatoren zu höheren Druckerzeugungen führt. Grundsätzlich ist es nur sinnvoll, baugleiche Ventilatoren miteinander zu kombinieren.

Zunächst sind bei einer Reihenschaltung Vorkehrungen zu treffen, dass der nachgeschaltete Ventilator möglichst drallfrei angeströmt wird. Andernfalls wäre die Druckerzeugung des nachgeschalteten Ventilators stark vermindert. Die Summenkennlinie bei der Reihenschaltung zweier Ventilatoren ist in Bild 99 dargestellt.

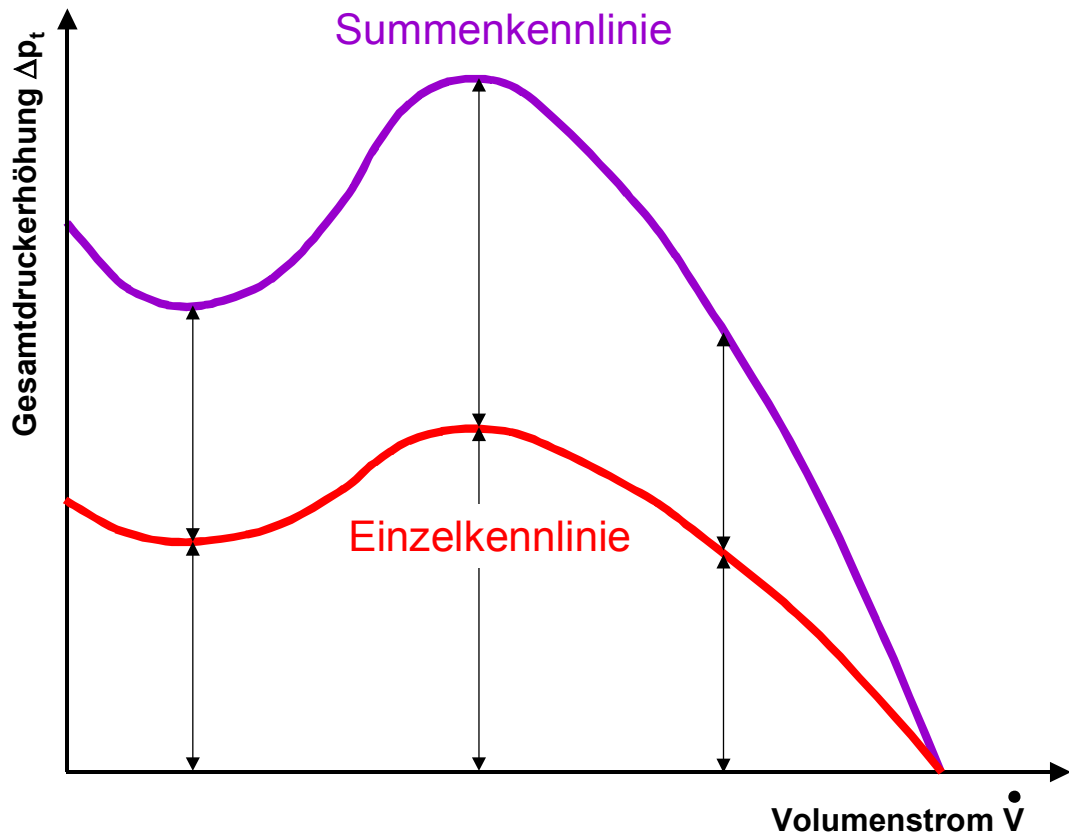


Bild 99: Reihenschaltung von Ventilatoren

Die Leistungsaufnahme eines Ventilatormotors ist proportional der Luftdichte. Daher ist bei der Reihenschaltung die durch die Druckerzeugung des ersten Ventilators beeinflusste Luftdichte von großer Bedeutung für den nachgeschalteten Ventilator. Um Überlastungen des Ventilatormotors zu vermeiden, müssen die Leistungsreserven des nachgeschalteten Ventilators berücksichtigt werden.

Weitaus problematischer sind die Betriebsverhältnisse bei der Parallelschaltung von Ventilatoren. Hierbei ist es erforderlich, im Gegensatz zur sonst üblichen Darstellung der Ventilator Kennlinien, die nur einen Teil der Kennlinien der Ventilatoren wiedergeben, den gesamten Kennlinienverlauf der zum Einsatz kommenden Ventilatoren zu kennen.

Die Kennlinien von Ventilatoren weisen im Allgemeinen einen instabilen Abreißbereich auf, in dem sich ein stabiler Betriebszustand nicht einstellt (Bild 98). Es treten dabei periodische Stöße an der Beschauflung auf. Neben der Gefahr einer mechanischen Beschädigung der Ventilatorlaufräder besteht die Schwierigkeit, dass beim Parallelbetrieb einer der beteiligten Ventilatoren beim Anfahren den instabilen Ast seiner Kennlinie möglicherweise nicht überwinden kann und dabei nur mit einem sehr geringen Volumenstrom am Parallelbetrieb beteiligt ist oder dabei sogar überströmt wird. Das ist möglich, wenn der Betriebspunkt eines Ventilators bei abgeschaltetem und gedrosseltem zweiten Ventilator im Arbeitsbereich in der Nähe des Abreißbereiches liegt. Dann kann beim Zuschalten der zweite Ventilator seinen instabilen Abreißbereich nicht überwinden, so dass er in seinem stabilen Abreißbereich arbeitet.

Um die möglichen Situationen beim Parallelbetrieb von Ventilatoren schon bei der Planung zu berücksichtigen, müssen sämtliche Bereiche der Ventilator kennlinien "addiert" werden. Auf diese Weise entsteht eine Kennlinienschleife, für die sich bei gleicher Widerstandspareel mehrere Schnittpunkte ergeben können (Bild 100). Somit ergeben sich eindeutige und mehrdeutige Bereiche einer Summenkennlinie. Wie aus Untersuchungen hervorgeht, ist eine

Kombination mit einem instabilen Ast der Kennlinie eines Ventilators im Parallelbetrieb jedoch nicht einstellbar.

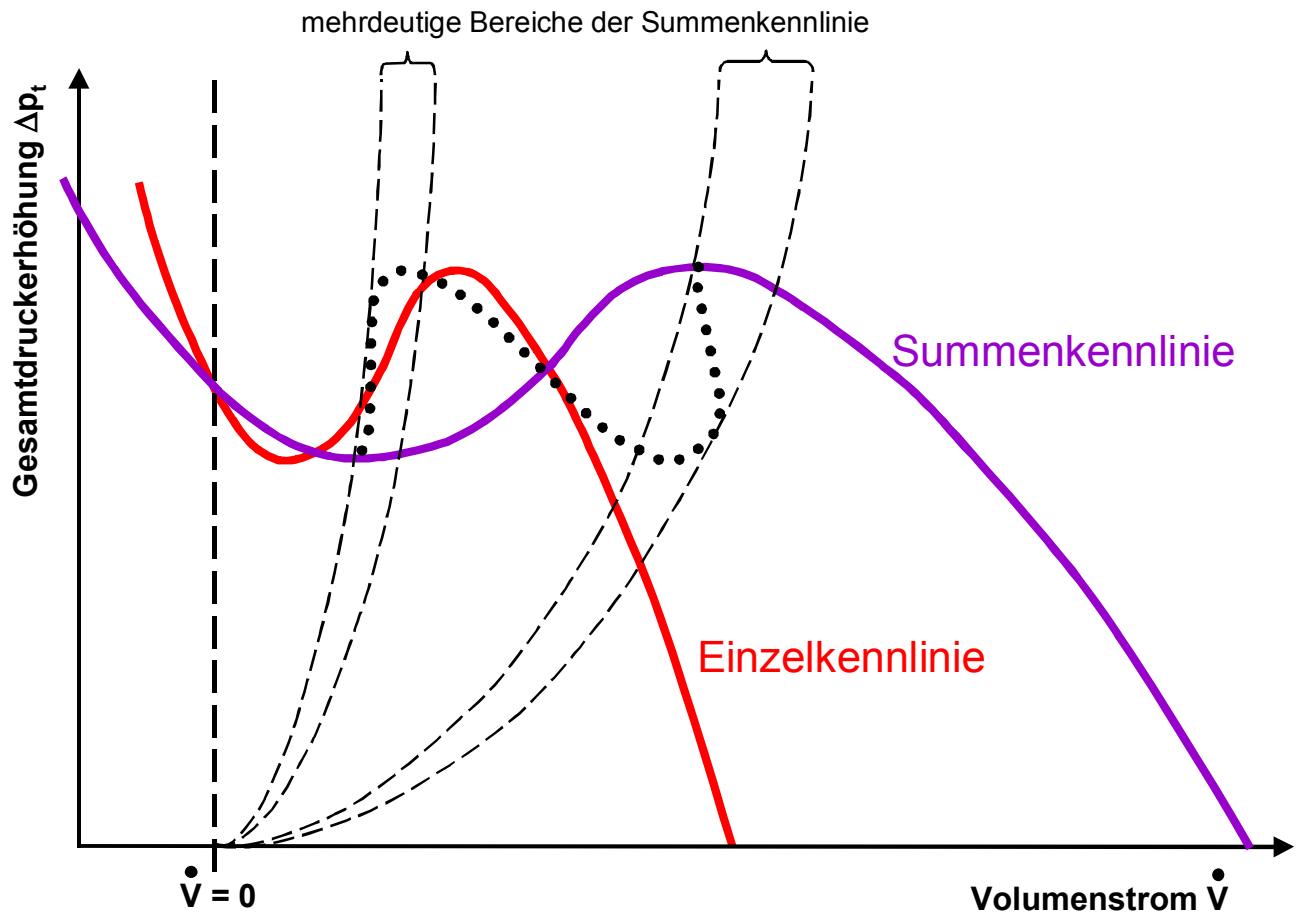


Bild 100: Parallelschaltung von Ventilatoren

Bei Betrieb nur eines Ventilators muss der abgeschaltete parallele Ventilator durch eine Drossel abgesperrt sein, so dass keine Kurzschlusswetter durch den abgeschalteten Ventilator hindurchströmen und sein Laufrad gegen den eigentlichen Drehsinn in Rotation versetzen können.

Beim Anlaufen paralleler Ventilatoren fährt man zunächst einen Ventilator an, während der noch nicht in Betrieb befindliche Ventilator durch eine Drossel verschlossen ist. Danach lässt man den zweiten Ventilator gegen die geschlossene Drossel anfahren, so dass dieser einen ausreichenden Überdruck aufbauen kann. Nach Erreichen der Nenndrehzahl des zweiten Ventilators wird die Drossel geöffnet.

Um mit dem zugeschalteten Ventilator einen gemeinsamen Betriebspunkt im stabilen Arbeitsbereich der Summenkennlinie erreichen zu können, bietet sich ggf. die Möglichkeit an, den angeschlossenen Leitungswiderstand vorübergehend zu verringern. Das könnte mit einer Klappe geschehen, die vor oder hinter den Ventilatoren im Leitungssystem eingebaut ist und während der Anfahrphase des zugeschalteten Ventilators geöffnet wird. Wenn der stabile Arbeitsbereich der gemeinsamen Kennlinie erreicht ist, kann die Klappe wieder geschlossen werden. Die Betriebspunkte bleiben im stabilen Arbeitsbereich, wenn die Ventilatoren den erforderlichen Druckbedarf aufbringen können. Anderenfalls kann nur durch den Einsatz von Ventilatoren mit größerer Druckerzeugung Abhilfe geschaffen werden.

Bei einer Parallelschaltung von Ventilatoren kann zur Ermittlung der Summenkennlinie nicht von der sonst üblichen Gesamtdruckerhöhung Δp_t ausgegangen werden, da bei gleichen statischen Drücken unterschiedliche Staudrücke vorhanden sein können, die von den beiden

parallel arbeitenden Ventilatoren erzeugt werden. Es wird daher bei der Angabe der Summenkennlinie paralleler Ventilatoren nur die Erhöhung des statischen Druckes

$\Delta p = f(\dot{V})$ berücksichtigt.

4.8 Messung der Kennlinien von Ventilatoren

Kennlinien von kleineren Ventilatoren, wie z. B. Elektro-Luttenventilatoren werden überwiegend in einem saugseitig betriebenen Rohrprüfstand gemessen (Bild 101). Zur Bestimmung der abgegebenen Förderleistung \dot{P} wird der zu prüfende Ventilator in einen Prüfstand eingebaut, bei der er durch eine Einlaufdüse, eine Klappendrossel und eine Messstrecke Luft aus dem Versuchsraum ansaugt und diese durch eine Ausblasstrecke in den Raum ausbläst.

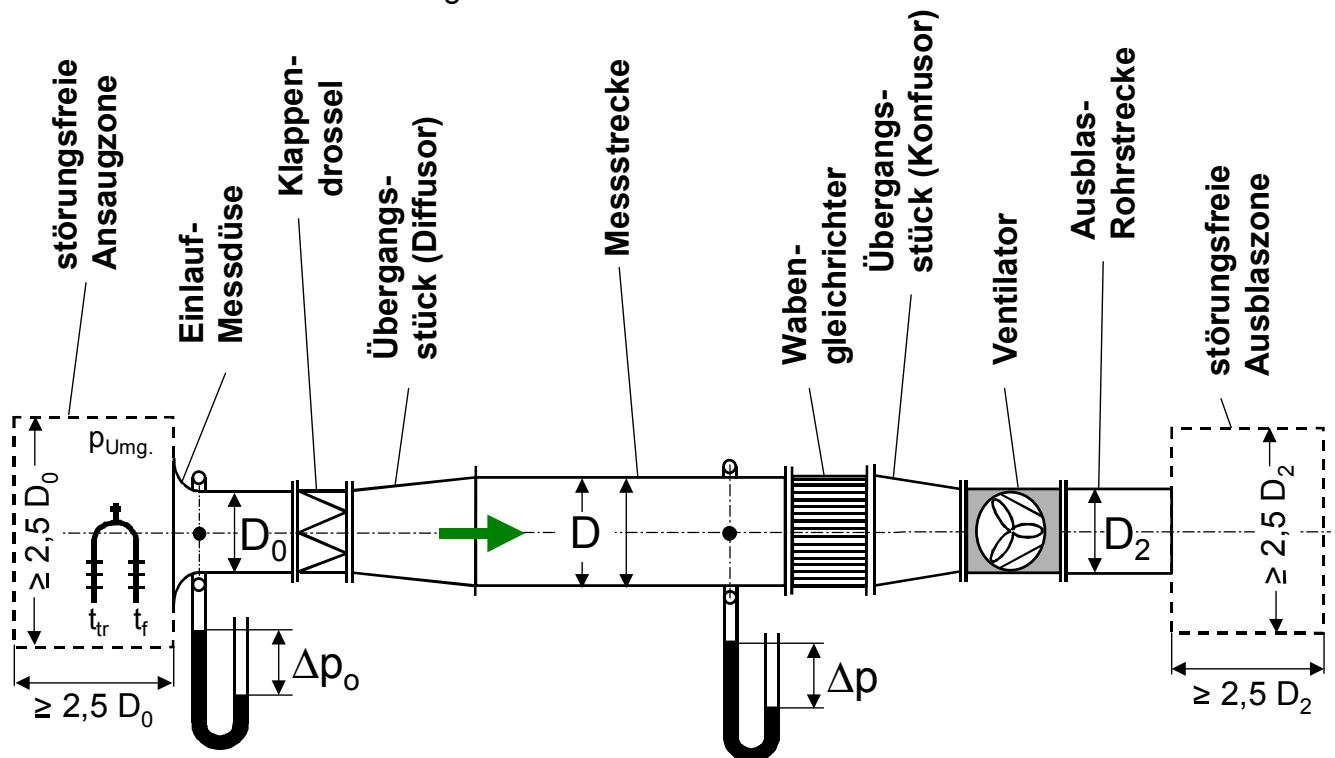


Bild 101: Prüfstandsanordnung zur Messung der Kennlinie eines Ventilators

Der vom Ventilator geförderte Volumenstrom \dot{V} wird mit Hilfe der Einlaufmessdüse nach dem Durchflussmessverfahren, die vom Ventilator erzeugte statische Druckerhöhung Δp durch Messen des Unterschieds der statischen Drücke in der Messstrecke und im Versuchsraum bestimmt. Mit Hilfe der Klappendrossel wird der Betriebspunkt des Ventilators eingestellt.

Zur Bestimmung der Gesamtdruckerhöhung $\Delta p_t = \Delta p + \Delta p_d$ (Gleichung 102) wird zur gemessenen statischen Druckerhöhung Δp noch die dynamische Druckerhöhung Δp_d mit

$$\Delta p_d = \left(\rho / 2 \right) \cdot \left\{ 4 \cdot \dot{V} / \left(\pi \cdot D^2 \right) \right\}^2 \text{ hinzuaddiert.}$$

Durch die Anordnung der Messorgane auf der Saugseite des Ventilators wird erreicht, dass die Strömung an den Messstellen nicht durch den Ventilator beeinflusst wird und im Arbeitsbereich der Kennlinie achsparallel und drallfrei bleibt. Dies ist auch beim Entwurf der Klappendrossel zu beachten.

4.9 Verhalten von Ventilatoren bei geänderten Betriebsbedingungen

Das Betriebsverhalten von Ventilatoren ist abhängig von den Betriebsbedingungen, wie Drehzahl n des Ventilatorlaufrades und Dichte der zuströmenden Wetter ρ_1 . Nach den Gesetzen der Ähnlichkeitsmechanik ändern sich Volumenstrom \dot{V}_1 , Gesamtdruckerhöhung Δp_t und zugeführte Leistung P_{Motor} entsprechend den Proportionalitätsgesetzen

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_1'} = \frac{n}{n'} \quad (114)$$

$$\frac{\Delta p_t}{\Delta p_t'} = \frac{\rho_1}{\rho_1'} \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (115)$$

$$\frac{P_{\text{Motor}}}{P_{\text{Motor}'}} = \frac{\rho_1}{\rho_1'} \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (116)$$

4.10 Regelung von Ventilatoren

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

4.10.1 Drosselregelung

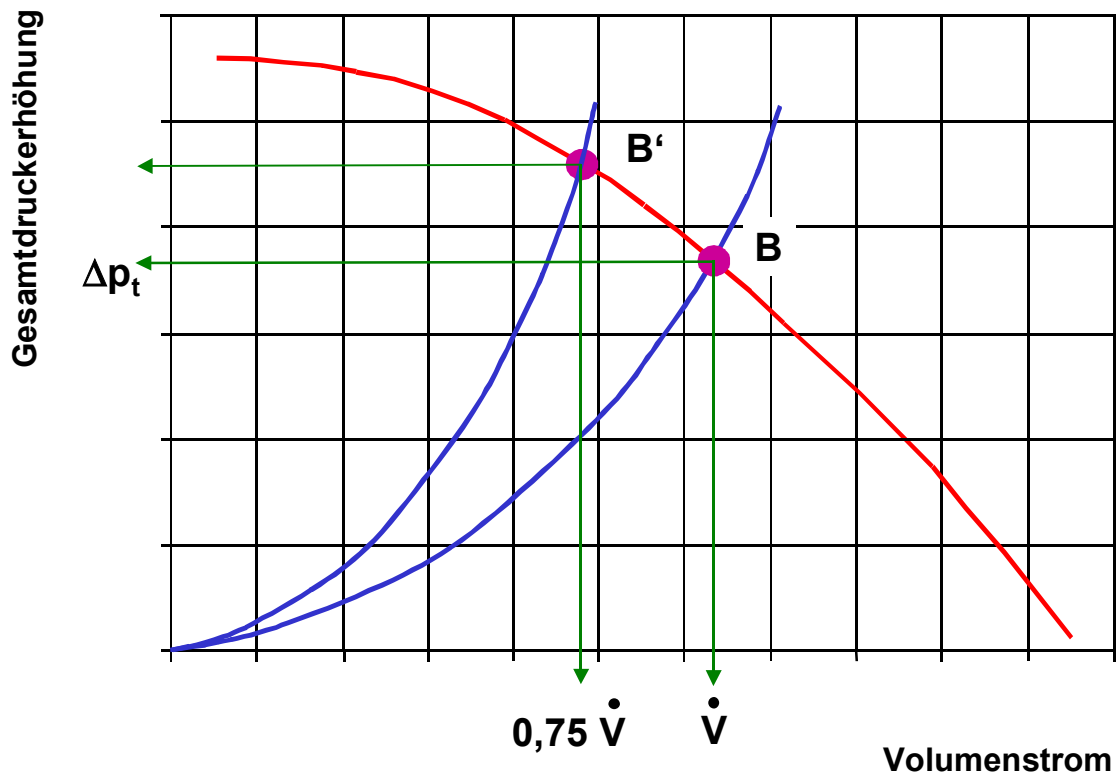


Bild 102: Drosselregelung

Die Drosselregelung ist die einfachste, aber auch am wenigsten wirtschaftlichste Art der Regelung. Dabei wird eine verstellbare Blende in das System eingebaut, mit der die Anlagenkennlinie verändert wird. Das führt zu neuen Schnittpunkten mit der Ventilator-kennlinie.

Bei einer Drosselung wird der Schnittpunkt weiter links, also bei kleinerem \dot{V} liegen. Das Beispiel (Bild 102) zeigt, dass bei der Drosselregelung die Kennlinie des Ventilators bei höherem Druck geschnitten wird. Dieser muss dann auch noch zusätzlich weggedrosselt werden. Zudem sinkt bei stärkerer Drosselung der Wirkungsgrad des Ventilators. Drosselt man den Volumenstrom \dot{V} (Schnittpunkt B) auf ca. 75 %, was dem Schnittpunkt B' entspricht, dann verändert sich der Leistungsbedarf lediglich in einer Größenordnung von etwa -5 %.

4.10.2 Drehzahlregelung

Deutlich wirtschaftlicher, jedoch erheblich aufwendiger ist die Drehzahlregelung eines Ventilators mit Hilfe von entsprechenden regelbaren Elektromotoren. Bei dieser Art der Regelung kann der Ventilator immer im günstigen Wirkungsgradbereich betrieben werden. Die Anlagenkennlinie bleibt hierbei erhalten. Die Ventilator-kennlinie verändert sich entsprechend den Proportionalitätsgesetzen (Bild 103). Nachteile dieser Regelungsart sind einerseits die hohen Anschaffungskosten, andererseits die erforderliche Wartung und die verringerte Betriebssicherheit des Motors sowie die schlechten elektrischen Wirkungsgrade im Teillastbereich.

Reduziert man den Volumenstrom \dot{V} (Schnittpunkt B) auf ca. 75 %, was dem Schnittpunkt B' entspricht, dann verändert sich der Leistungsbedarf (ohne Berücksichtigung der elektrischen Verluste) in der Größenordnung von etwa -55% bis -60 %.

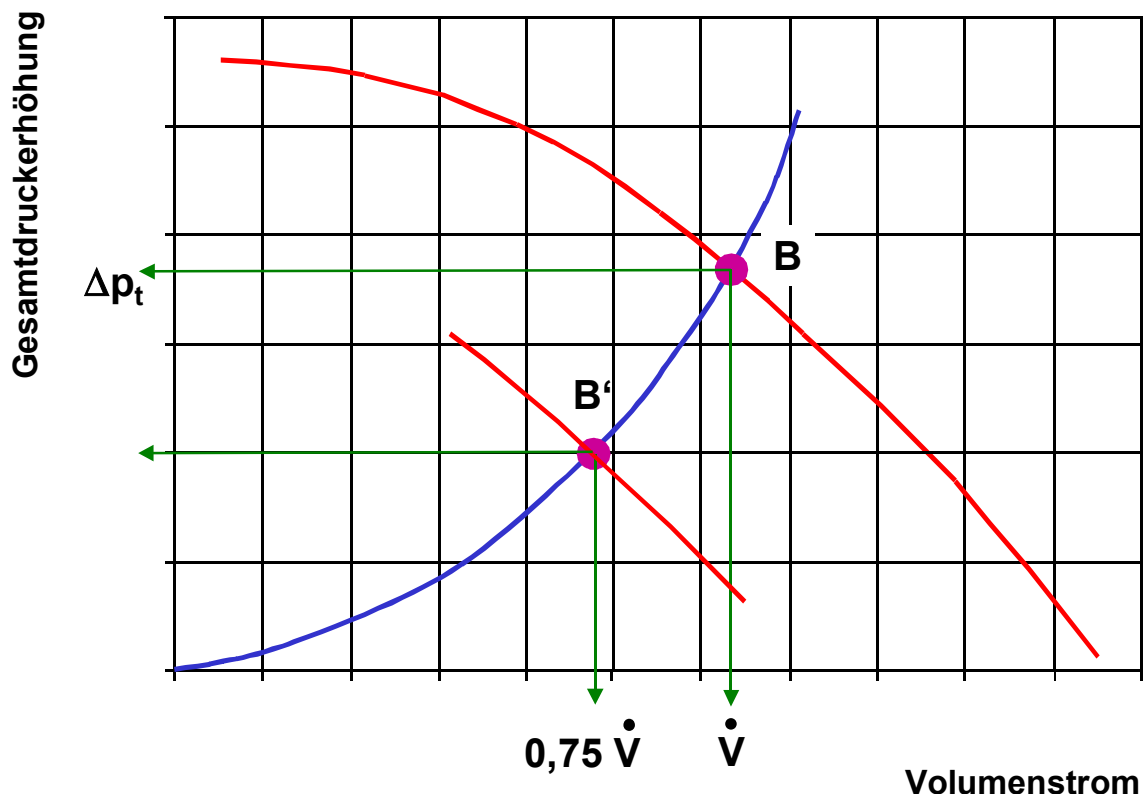


Bild 103: Drehzahlregelung

4.10.3 Schaufelverstellung

Durch Verstellung des Winkels der Laufradschaufeln lässt sich bei Axialventilatoren mit verstellbaren Schaufeln eine Regelung des Volumenstromes erreichen (Bild 104).

Reduziert man den Volumenstrom \dot{V} (Schnittpunkt B) auf ca. 75 %, was dem Schnittpunkt B' entspricht, dann verändert sich der Leistungsbedarf in der Größenordnung von etwa -45 %.

Bei der Regelung des Volumenstromes werden bei Axialventilatoren mit verstellbaren Laufschaufeln nicht ganz die Wirkungsgrade erreicht, wie dies bei der Drehzahlregelung der Fall ist. Hierbei fallen jedoch die dort erheblichen elektrischen Verluste weg.

Der Investitionsaufwand bei Axialventilatoren mit „im Lauf verstellbaren Schaufeln“ ist bedeutend höher als bei Axialventilatoren mit „im Stillstand verstellbaren Schaufeln“. Der Aufwand hierfür lohnt sich nur, wenn aus betrieblichen Gründen ein oft veränderlicher Volumenstrom eingestellt werden muss.

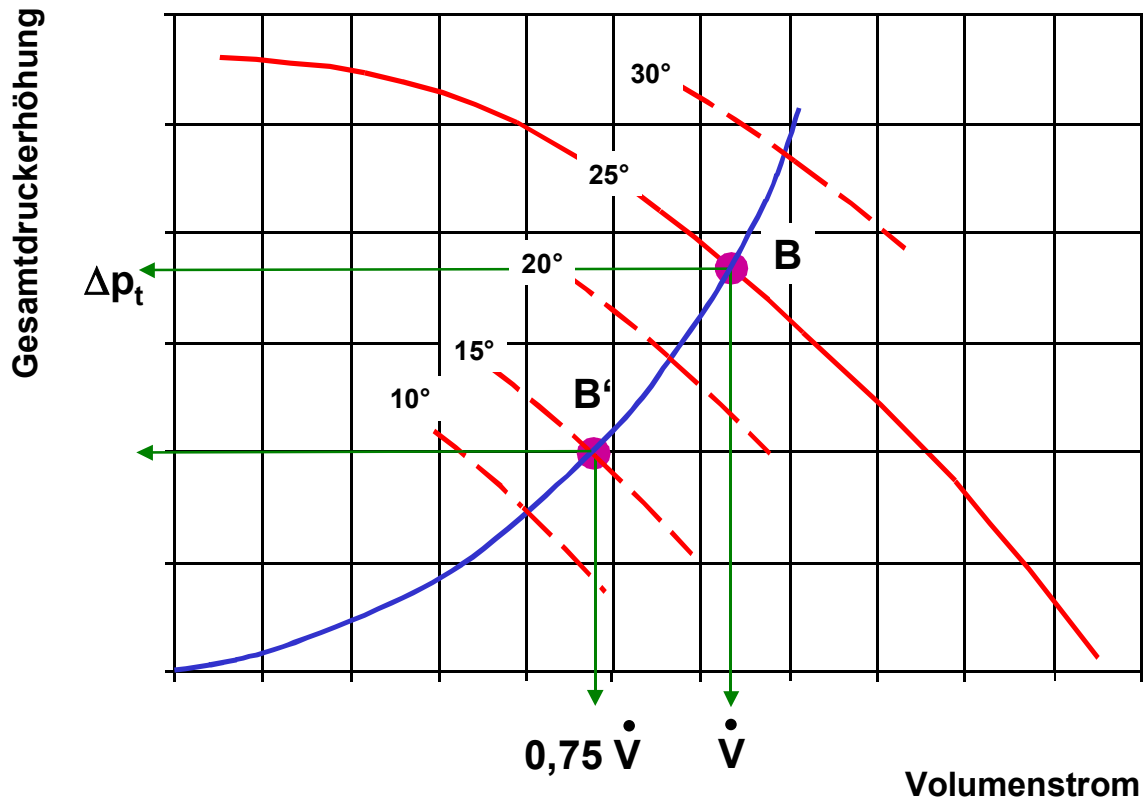


Bild 104: Regelung durch Schaufelverstellung

4.10.4 Drallregler

Drallregler können vorwiegend bei Radial-, aber auch bei Axialventilatoren eingesetzt werden. Sie werden auf der Saugseite montiert und ändern als verstellbare Vorleiträder die Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit c_1 in das Laufrad. Durch eine erzeugte Drallströmung am Laufradeintritt wird somit eine entsprechende Volumenstromänderung bewirkt (Bild 105).

Reduziert man den Volumenstrom \dot{V} (Schnittpunkt B) auf ca. 75 %, was dem Schnittpunkt B' entspricht, dann verändert sich der Leistungsbedarf in der Größenordnung von etwa -40 % bis -45%.

Bedingt durch eine rapide Wirkungsgradverschlechterung ist die Drallregelung bei großen Volumenstromänderungen nur in Verbindung mit einer angepassten Drehzahländerung, das heißt mit einem polumschaltbaren Motor sinnvoll.

Ein Vorteil der Drallregelung liegt im geringen Investitionsaufwand. Es besteht jedoch bei der Drallregelung die Gefahr, dass nach längerem Betriebseinsatz die Vorleiträder oder ihre Verlagerungen Korrosionsschäden erleiden und Teile davon in das Laufrad angesaugt werden können und somit den Ventilator zerstören.

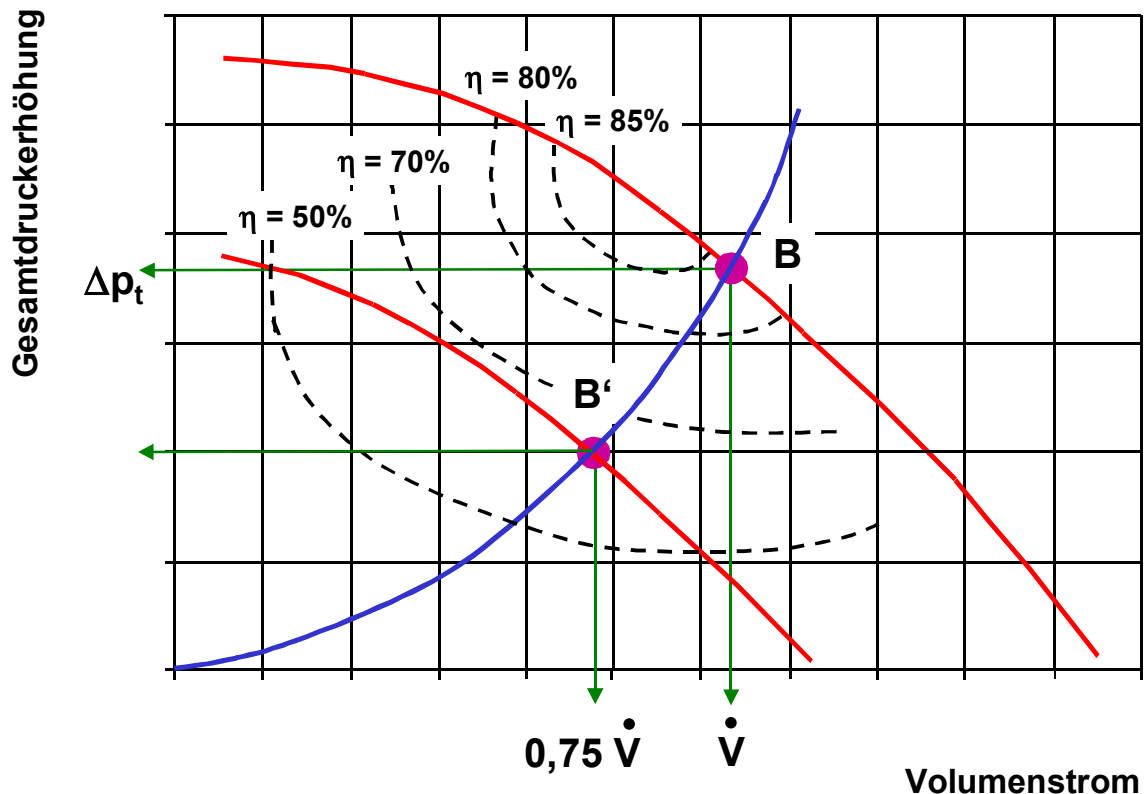


Bild 105: Drallregelung (verstellbares Vorleitrad)

4.11 Hauptgrubenventilatoren

Für den untertägigen Bergbau und hier insbesondere in solchen Bergwerken, die gruben-gasführend sind oder in denen feuchtwarme Atmosphäre herrscht, sind Hauptgrubenventilatoren von übergeordneter sicherheitlicher Bedeutung. Daher werden an derartige Anlagen hohe Lebenserwartungen und außerordentliche Zuverlässigkeitsansprüche gestellt. Die Bau-größen von Hauptgrubenventilatoren erreichen Volumenströme bis zu $700 \text{ m}^3/\text{s}$ und Gesamtdruckerhöhungen bis zu 10 kPa . Die Durchschnittswerte liegen im deutschen Steinkohlenbergbau bei etwa $200 \text{ m}^3/\text{s}$ bei ca. $3,5 \text{ kPa}$ Gesamtdruckerhöhungen. Ein durchschnittlich großer Hauptgrubenventilator fördert somit einen täglichen Massenstrom, der in der gleichen Größenordnung liegt wie die tägliche Rohförderung eines mittleren Steinkohlenbergwerks in Deutschland. Im deutschen Steinkohlenbergbau kommt ausschließlich die saugende Bewetterung zur Anwendung, das heißt, dass die Wetter in den Einziehschacht eingesogen, durch das Grubengebäude geleitet und schließlich dem Hauptgrubenventilator zugeführt werden. Hauptgrubenventilatoren werden in den meisten Fällen über Tage am jeweiligen Ausziehschacht eines Wetterfeldes aufgestellt. Vereinzelt kommen auch untertägige Aufstellungsorte in Frage. Als Hauptgrubenventilatoren werden sowohl Axial- als auch Radialventilatoren betrieben, wobei in letzter Zeit fast ausschließlich laufschaufelgeregelte ein- oder zweistufige Axialventilatoren neu in den Einsatz kamen.

Die Verbindung zwischen einem ausziehenden Wetterschacht und dem Hauptgrubenventilator bildet der Wetterkanal. Zwischen dem Wetterkanal und dem Ventilator ist zunächst der Wetterschieber angeordnet. Ein Wetterschieber dient dazu, einen jeweils nicht an der Bewetterung des Grubengebäudes beteiligten Reserveventilator gegen das Grubengebäude abzuschleppen. Hinter dem Wetterschieber befindet sich unmittelbar vor dem Ventilator die Messstrecke. Hier können der vom Ventilator angesaugte Wettervolumenstrom und die Gesamtdruckerhöhung - die „Depression“ - gemessen werden. Die Messstrecke dient außerdem dazu, eine strömungstechnisch günstige Anströmung der ersten Ventilatorstufe zu erzeugen.

Hinter dem Ventilator sind die Nachstrecke, die Umlenkecke und der Diffusor angeordnet. Im Diffusor wird die Strömungsgeschwindigkeit reduziert und ein Teil des dynamischen Druckes wird in statischen Druck umgewandelt („*Druckrückgewinnung*“). Am Ende des Diffusors befindet sich schließlich der Schalldämpfer.

Bei konventioneller Bauweise von Hauptgrubenventilatoren liegt der Antriebsmotor außerhalb des Wetterstromes. Der Antrieb erfolgt dann über eine Rohrwellen, die durch die Umlenkecke geführt ist (Bild 106). Wenn sich der Antriebsmotor eines Hauptgrubenventilators in der Nabe befindet, dann sind die Laufräder unmittelbar auf der Motorwelle montiert. In diesem Fall spricht man von „Aktivteilen“.

Für jeden Hauptgrubenventilator muss im deutschen Steinkohlenbergbau eine gleichwertige Reserve vorhanden sein. Um diese Forderung zu realisieren, werden verschiedenartige Systeme verwendet, für die im Folgenden einige Beispiele aufgeführt sind.

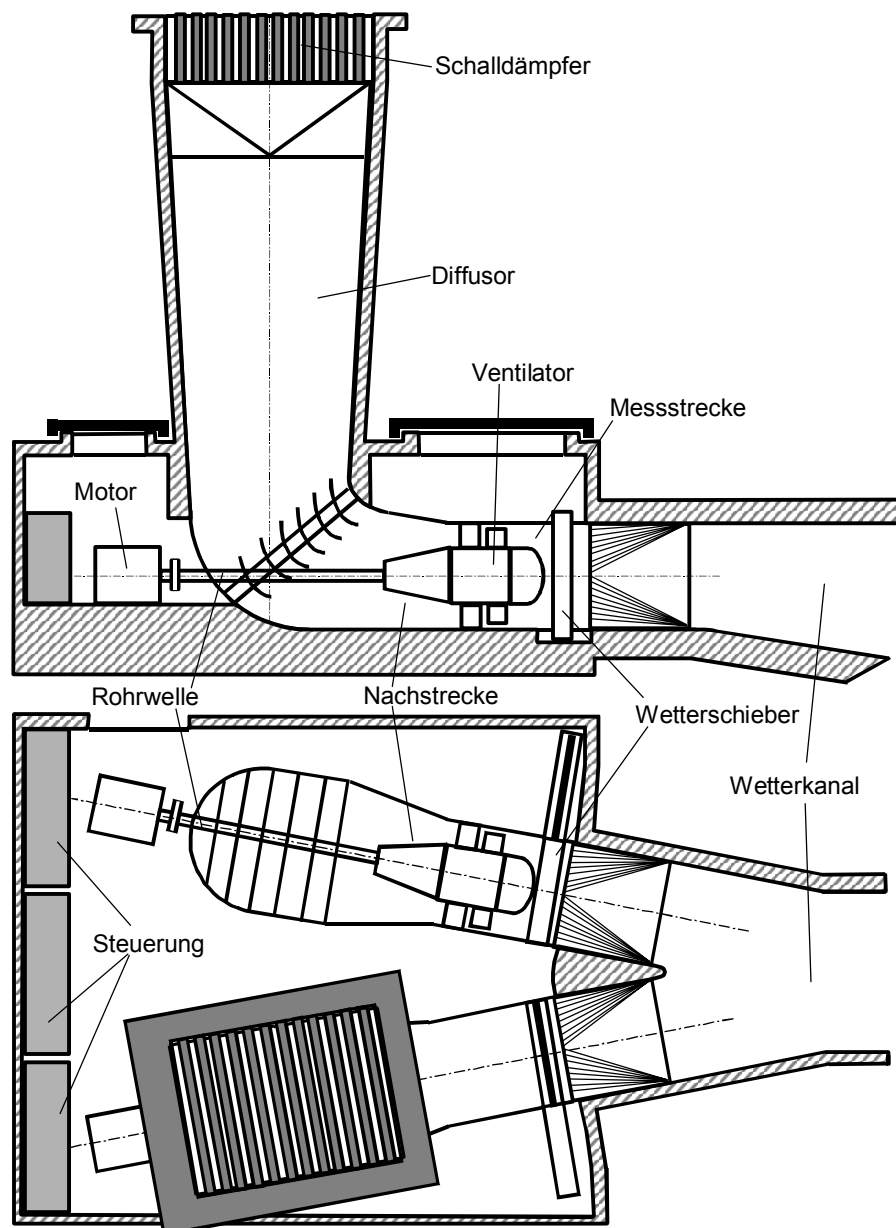


Bild 106: Hauptgrubenventilatoranlage in konventioneller Ausführung mit zwei parallel angeordneten Ventilatoren; ein Ventilator in Betrieb, ein Ventilator in Reservestellung

4.11.1 Hauptgrubenventilatoranlage in konventioneller Ausführung mit zwei parallel angeordneten Ventilatoren

Ein Ventilator ist in Betrieb, der Reserveventilator befindet sich in einem parallelen Wetterkanalanschluss, dessen Wetterschieber geschlossen ist (Bild 106). Die kostenintensiven Bauteile wie Wetterkanalanschluss, Wetterschieber, Messstrecke, Nachstrecke, Umlenk-ecke, Diffusor und Schalldämpfer sind doppelt ausgeführt.

4.11.2 Hauptgrubenventilatoranlage mit Wechselaktivteilen

Aus Kostengründen haben sich Hauptventilatoranlagen mit Wechselaktivteilen bewährt. Hierbei sind nur die Aktivteile doppelt vorhanden. Die Aktivteile sind mit einem Fahrwerk und einem Hubwerk zur seitlichen Bewegung ausgestattet. Zwei Spaltabdichter dienen zum Anschluss an die Stationärteile. Ein Aktivteil steht in der Betriebsposition. Das Reserveaktivteil befindet sich in der Reserveposition „A“. Im Bedarfsfall kann das Aktivteil aus der Betriebsposition in die Reserveposition „B“ herausgefahren und das Reserveaktivteil an dessen Stelle in die Betriebsposition hineingefahren werden (Bild 107 und Bild 108). Die Steuerung ermöglicht es, diesen Vorgang einschließlich des erneuten Hochfahrens des Aktivteils auf den eingestellten Wettervolumenstrom vollautomatisch durchzuführen. Ein Wechsel der Aktivteile muss in weniger als 20 Minuten erfolgt sein.

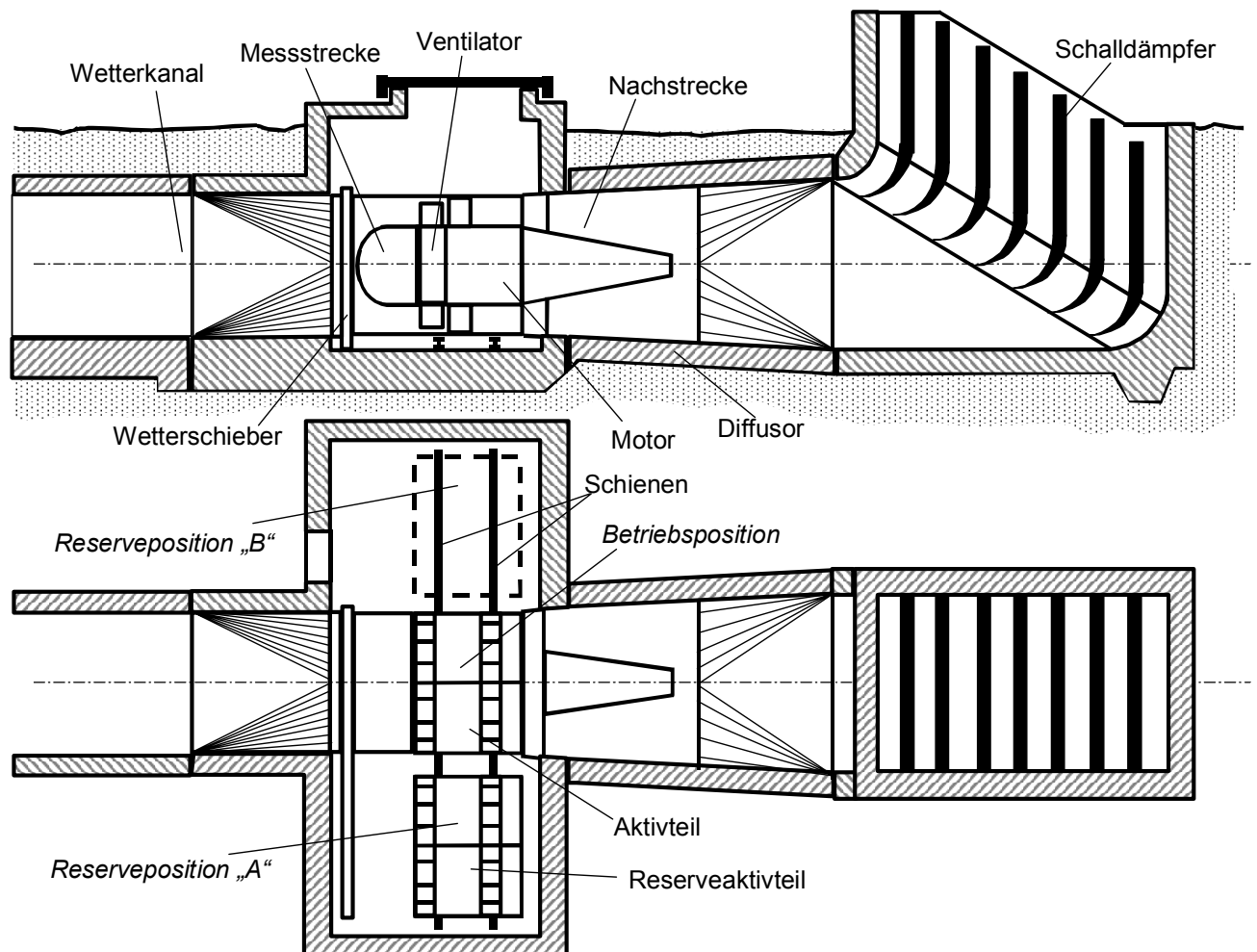


Bild 107: Hauptgrubenventilatoren – zwei Wechselaktivteile mit horizontaler Anordnung. Ein Ventilator in Betrieb, ein Ventilator in Reservestellung

4.11.2.1 Wechselaktivteile mit horizontaler Anordnung

Eine horizontale Anordnung der Aktivteile eignet sich insbesondere für eine Unterfluraufstellung (Bild 107), was aus Gründen des Schallschutzes günstig ist. Je nach dem, ob es sich um ein- oder zweistufige Maschinen handelt, sind die Einbaumotoren mit einem oder

zwei Wellenenden ausgeführt. Bei zweistufigen Maschinen ist die Welle hohl ausgeführt, um den Mechanismus sowie die Synchronisation der Schaufelverstellung beider Stufen darin unterbringen zu können. Die Kühlung der Einbaumotoren erfolgt durch die Umgebungsluft der Aktivteile. Daher wird die Raumtemperatur durch eine Raumbelüftungsanlage überwacht. Die Leitungen der Energieversorgung sowie die Überwachungskabel sind über bewegliche Kabelschleppen mit den Aktivteilen verbunden.

4.11.2.2 Wechselaktivteile mit vertikaler Anordnung

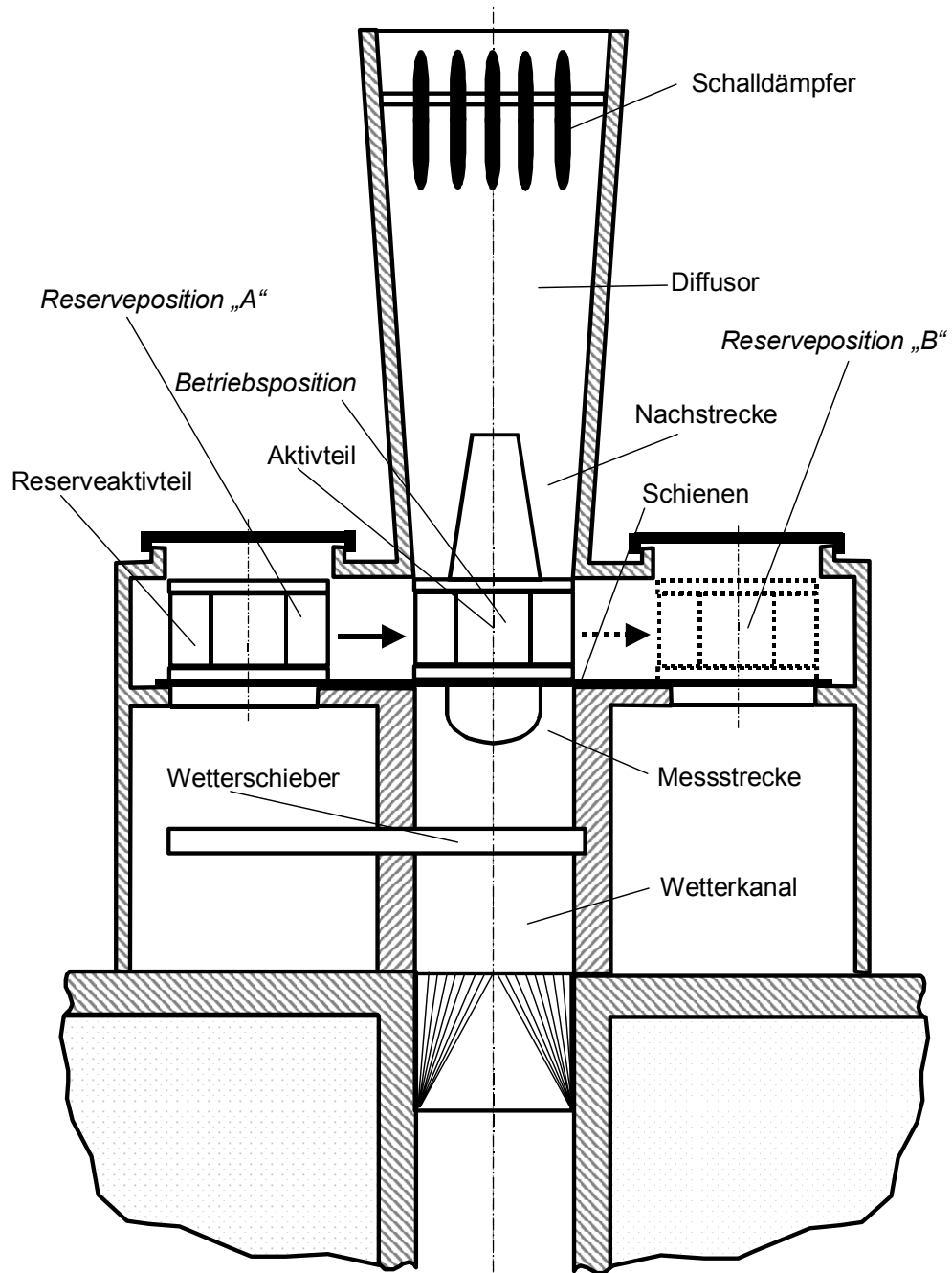


Bild 108: Hauptgrubenventilatoren – zwei Wechselaktivteile mit vertikaler Anordnung. Ein Ventilator in Betrieb, ein Ventilator in Reservestellung

Eine vertikale Anordnung der Aktivteile (Bild 108) eignet sich insbesondere dort, wo wenig Platz vorhanden ist. Die Wechselaktivteile benötigen wegen des Fahrradrahmens eine quadratische Grundfläche, die etwas größer sein muss als die Kreisfläche des Laufrades. Dies ist eine preisgünstige Konstruktion mit einem steifen Fahrwerk. Da die Aufsetzfläche des saugseitigen Aktivteils gleichzeitig als Dichtspalt dient, ist lediglich ein Spaltabdichter auf der

Druckseite des Aktivteils erforderlich. Die Kühlung der Einbaumotoren erfolgt durch die Umgebungsluft der Aktivteile. Aus Schallschutzgründen befinden sich die Aktivteile in der Regel in geschlossenen Räumen. Deshalb wird dabei die Raumtemperatur durch eine Raumlüftungsanlage überwacht.

4.11.2.3 Zwei Ventilatoren in Parallelbetrieb, ein Ventilator in Reservestellung

Um einen hohen Wettervolumenstrom zu fördern, kann es erforderlich sein, zwei Ventilatoren im Parallelbetrieb zu fahren. Dabei arbeiten zwei Aktivteile gleichzeitig. Ein drittes Aktivteil steht als Reserve zur Verfügung, das im Bedarfsfall anstelle eines der beiden parallel arbeitenden Aktivteile eingewechselt werden kann (Bild 109). Eine derartige Verfahrensweise wird ebenfalls als gleichwertige Reservehaltung angesehen.

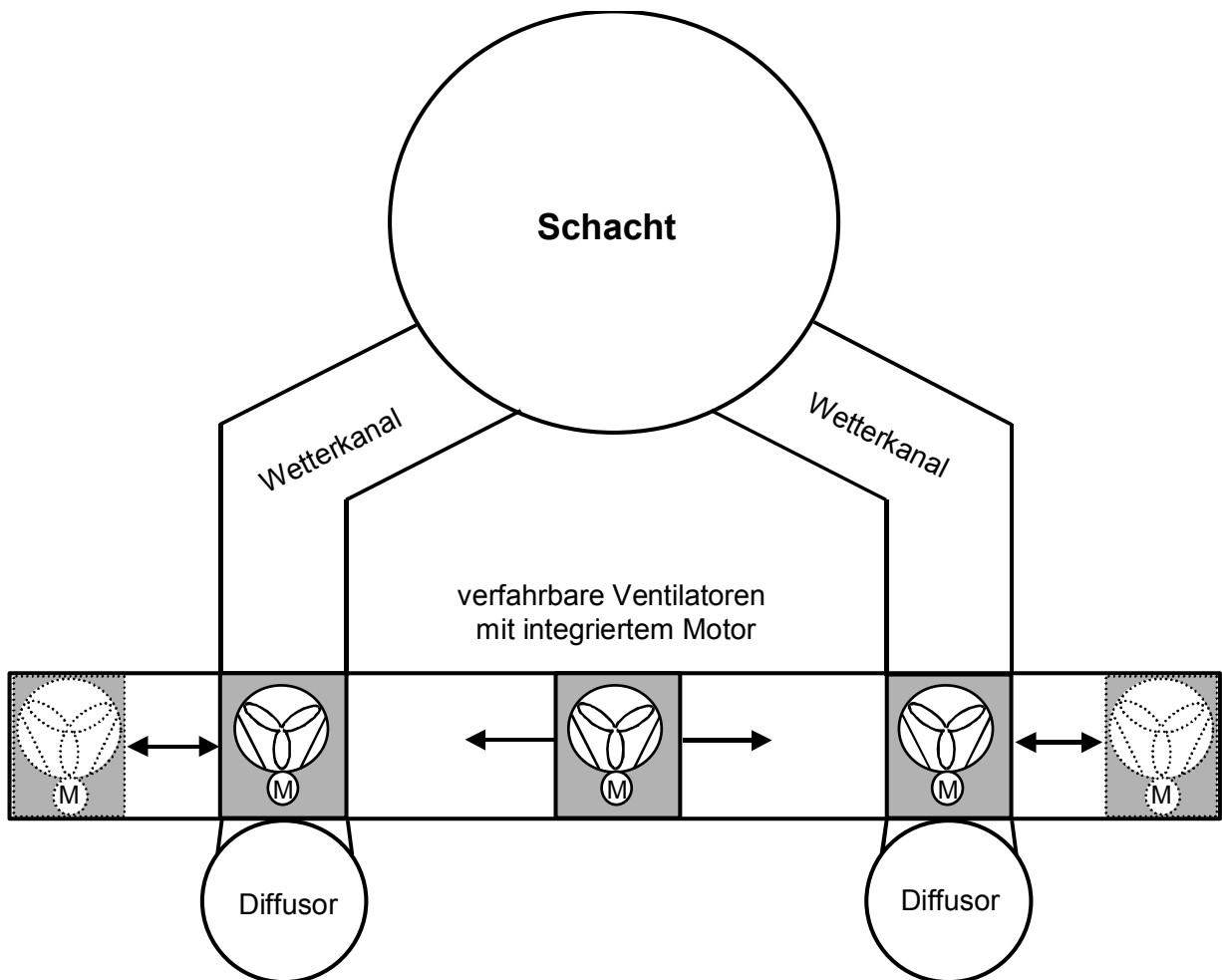


Bild 109: Hauptgrubenventilatoren – drei Wechsellaktiveile
Zwei Ventilatoren in Parallelbetrieb, ein Ventilator in Reservestellung

4.11.3 Untertägig aufgestellte Hauptgrubenventilatoren

Auf Bergwerken, die nicht durch Grubengas gefährdet sind, ist die Aufstellung eines Hauptgrubenventilators in einer Strecke untertage möglich. Dies geschieht meist in der Nähe des Ausziehschachtes, dort, wo ausreichend Raum für die Aufstellung von Haupt- und Reserveventilator vorhanden ist. Eine untertägige Aufstellung kommt in der Regel nur dann in Frage, wenn der Ausziehschacht lediglich über einen einzigen Sohlenanschlag verfügt. Anderenfalls wäre ein eindeutiges Abströmen der Abwetter nach über Tage nicht gewährleistet. Ein wesentlicher Vorteil gegenüber einer übertägigen Anlage besteht bei einer untertägig aufgestellten Hauptgrubenventilatoranlage darin, dass die kostenintensiven Baumaßnahmen für

den Wetterkanal, das Ventilatorgebäude sowie für den übertägigen Schallschutz entfallen können.

Der Ventilator wird üblicherweise über eine saugseitig angeordnete Rohrwelle oder Gelenkwelle angetrieben. Damit der jeweilige Reserveventilator nicht rückwärts angeströmt wird, dient eine Wetterklappe am Ende des Diffusors als Absperrorgan. Zusätzlich werden die Ventilatoren mit einer automatisch betätigten Bremse ausgestattet, damit Rückwärtsdrehungen des Laufrades des Reserveventilators sicher vermieden werden können. Zwischen der Saug- und der Druckseite des Ventilators muss ein dichtes Wetterbauwerk vorhanden sein. Damit die Ventilatoranlage von beiden Seiten befahren werden kann, sollte das Wetterbauwerk mit einer Fahrwegschleuse versehen werden.

Eine relativ einfache und an die jeweiligen Betriebsbedingungen außerordentlich flexibel anzupassende Verfahrensweise ist es, eine Batterie, bestehend aus einer Vielzahl kleiner Ventilatoren – vorzugsweise Luttventilatoren – parallel und im Bedarfsfall paarweise in Reihe geschaltet in ein gemeinsames Wetterbauwerk einzubauen. Dies kann insbesondere dann wirtschaftlich sinnvoll sein, wenn der Einsatz einer untertägigen Ventilatoranlage nur zeitlich begrenzt vorgesehen ist und man die dabei verwendeten Luttventilatoren später wieder anderweitig einsetzen kann. Beim Einsatz einer Ventilatorbatterie ist es ausreichend, dass bei einer Vielzahl parallel angeordneter Ventilatoren lediglich ein Einzelventilator bzw. ein Ventilatorpaar als Reserve im Wetterbauwerk eingebaut zur Verfügung steht.

4.11.4 Kennlinienfeld eines Hauptgrubenventilators

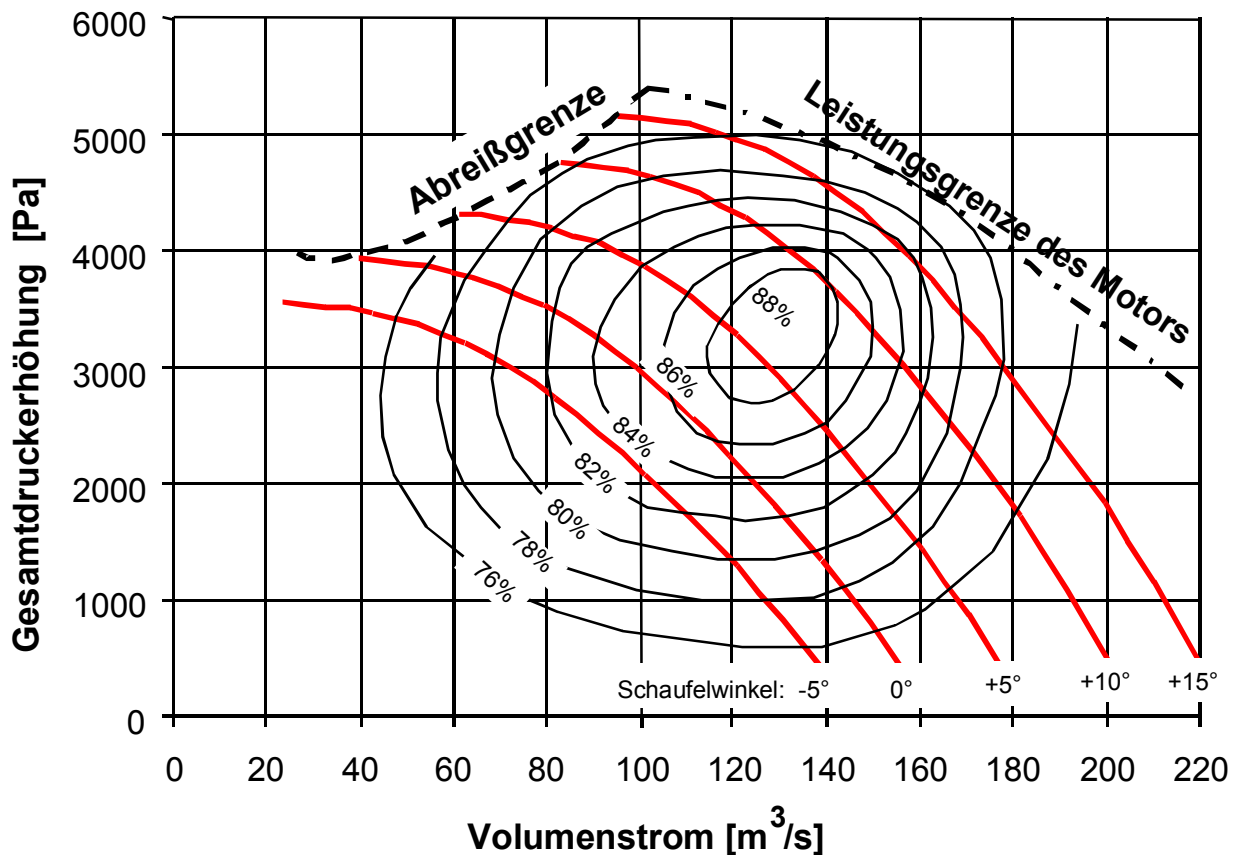
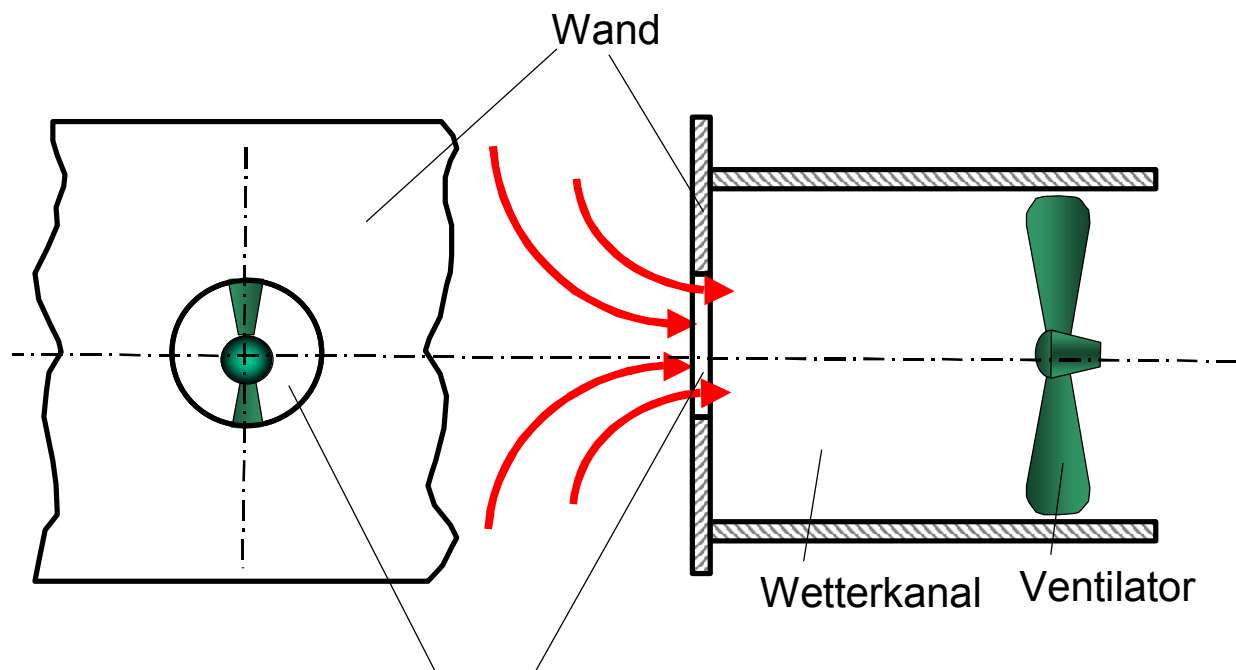


Bild 110: Charakteristisches Kennlinienfeld eines axialen Hauptgrubenventilators mit im Lauf verstellbaren Laufschaufeln

Neben den Angaben des Volumenstroms und der zugehörigen Gesamtdruckerhöhung eines Ventilators sind außerdem die Wirkungsgrade der Ventilatorbetriebspunkte sowie die Abreißgrenze und die Leistungsgrenze des Motors wichtige Informationen für den sicheren und wirtschaftlichen Betrieb eines Hauptgrubenventilators. Da moderne Hauptgrubenventilatoren überwiegend mit im Lauf verstellbaren Laufradschaufeln ausgestattet sind, ergibt sich für die unterschiedlichen Schaufelwinkel jeweils eine bestimmte Kennlinie. Als typisches Beispiel eines entsprechenden Kennlinienfeldes mit den oben genannten Angaben zeigt das Bild 110. Im Gegensatz zu sonstigen Lüftungssystemen ändert sich der Systemwiderstand eines Grubengebäudes im Laufe der Zeit durch das Auffahren bzw. Abwerfen von Grubenbauen sowie durch auftretende Konvergenzen beziehungsweise Querschnittserweiterungen. Kennlinienfelder von Hauptgrubenventilatoren werden folglich dermaßen ausgelegt, dass die Bereiche günstiger Wirkungsgrade sich über große Bereiche von Wettervolumenstrom und Gesamtdruckerhöhung erstrecken.

4.11.5 Äquivalente Grubenweite

Der Betriebspunkt eines Ventilators auf seiner Kennlinie hängt vom Strömungswiderstand des angeschlossenen Leitungssystems ab. Ein Hauptgrubenventilator muss denjenigen Systemwiderstand überwinden, der aufgrund des angeschlossenen Grubengebäudes der Bewetterung entgegengesetzt wird. In der Grubenbewetterung kennzeichnet man den Systemwiderstand eines Grubengebäudes durch einen Kennwert, der als „äquivalente Grubenweite“ bezeichnet wird. Die äquivalente Grubenweite hat das Formelzeichen „ A “. Veranschaulicht



Querschnittsfläche der Blende entspricht der äquivalenten (gleichwertigen) Grubenweite [m²]

Bild 111: Schematische Darstellung der äquivalenten Grubenweite

kann man sich die äquivalente Grubenweite dergestalt vergegenwärtigen, als ob der Ventilator mit seiner Saugseite und seinem Wetterkanal anstelle des Grubengebäudes an eine runde Öffnung (Blende) in einer dünnen Wand angeschlossen wäre (Bild 111). Mit dieser Öffnung in der Wand würde der Ventilator denselben Wettervolumenstrom bei derselben

Gesamtdruckerhöhung fördern wie beim tatsächlichen Grubengebäude. In Analogie zur Berechnung der Strömung durch eine Blende (siehe Abschnitt 3.16) kann die äquivalente Grubenweite wie folgt ermittelt werden:

$$A = 1 / (\alpha \cdot \varepsilon) \cdot (\rho / 2)^{1/2} \cdot \dot{V} / \sqrt{\Delta p} \quad [\text{in m}^2] \quad (117)$$

Darin bedeuten:

- α die Durchflusszahl; sie berücksichtigt die bei einer Querschnittsverengung entstehenden Verluste bedingt durch Reibung und Kontraktion (für scharfkantige Blenden gilt $\alpha = 0,65$)
- ε die Expansionszahl; sie berücksichtigt den Einfluss von Volumenänderungen aufgrund von Druckänderungen (hier gilt $\varepsilon \approx 1$)

Setzt man für die Dichte der vom Ventilator geförderten Wetter den Wert $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ein, ergibt sich für die äquivalente Grubenweite die vereinfachte Form

$$A \approx 1.191687 \cdot \dot{V} / (\Delta p)^{1/2} \quad [\text{in m}^2] \quad (117a)$$

und nach Δp aufgelöst folgt daraus

$$\Delta p \approx \left(1.191687 \cdot \frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad (118)$$

Für eine bestimmte Grubenweite A ist Δp somit nur eine Funktion des Volumenstroms \dot{V} . Trägt man entsprechend dieser Funktion die Kurvenverläufe jeweils konstanter Grubenweiten in das Kennlinienfeld eines Ventilators mit verstellbaren Laufradschaufeln ein, dann ergeben sich bei linearer Teilung der Achsen Parabeln, die um so steiler verlaufen, je kleiner die Grubenweite ist (Bild 112). Grubengebäude mit einer äquivalenten Grubenweite von weniger als 2 m^2 werden als „eng“ bezeichnet, wogegen Grubengebäude mit einer äquivalenten Grubenweite von mehr als 6 m^2 als „weit“ bezeichnet werden. Um einen bestimmten Wettervolumenstrom durch die Grube zu fördern, müssen vom Ventilator in engen Grubengebäuden wesentlich höhere Drücke erzeugt werden als in weiten Grubengebäuden. Dies beeinflusst in erheblichem Maße die Energiekosten der Bewetterung.

Die äquivalente Grubenweite eines Grubengebäudes hat einen konstanten Wert, sofern an der Wetterverteilung und am Grubengebäude selbst nichts verändert wird.

Wenn zwei baugleiche Ventilatoren an einem Ausziehschacht parallel arbeiten, dann steht jedem einzelnen Ventilator jeweils die halbe äquivalente Grubenweite des Grubengebäudes zur Verfügung. Wenn bei einer grenzläufigen Bewetterung eines Grubengebäudes an zwei peripheren Ausziehschächten jeweils eine Hauptgrubenventilatoranlage betrieben wird, dann verringert jeder einzelne Ventilator die jeweilige äquivalente Grubenweiten des anderen Ventilators; sie arbeiten gewissermaßen gegeneinander.

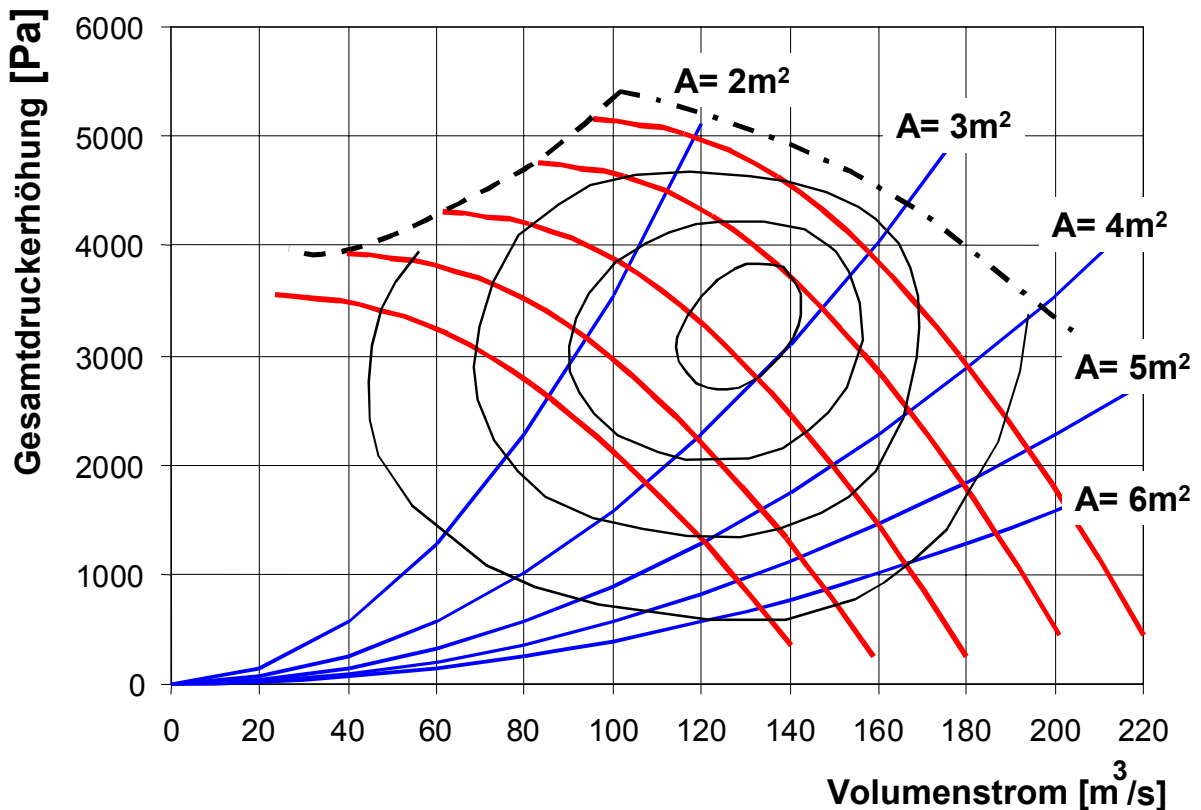


Bild 112: Kennlinien der Grubenweiten in einem Ventilatorfeld

4.12 Literaturverzeichnis

- [80] Cordier, Otto: *Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen*. Brennstoff, Wärme, Kraft 5 (1953), Nr. 10, S. 337 – 340.
- [81] Eck, Bruno: *Ventilatoren. Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. ISBN 3-540-05600-9, Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 1972.
- [82] Graumann, Klaus; Gustav Lammel: *Typenbeschränkung bei Hauptgrubenlüftern*. Glückauf 98 (1962), Nr. 20, S. 1197 – 1207.
- [83] Grundmann, Reinhard; F. Schönholz: *Ventilatoren in der Lüftungs- und Klimatechnik*. Bad Hersfeld, Babcock-BSH Aktiengesellschaft, 1979.
- [84] Haibach, Volker; Robert Hüser: *Optimierung des Energiebedarfs von Grubenventilatoren*. Glückauf 131 (1995), Nr. 1/2, S. 48 – 50.
- [85] Hinsley, F. B.: *The Testing of Mine Fans*. Colliery Guardian, 1962, S. 148 – 158.
- [86] Jahnke, A.: *Axiallüfter als Haupt-Grubenlüfter*. Turmag, Heft 1 (1958), S. 21 – 28.
- [87] Jahnke, A.: *Größenauswahl von Axialventilatoren für die Bewetterung von Gruben*. Glückauf 112 (1976), Nr. 3, S. 132 – 133.
- [88] Kaufmann, E.; W. Meyeroltmanns: *Erweiterte Möglichkeiten der numerischen Berechnung von Lüftungsanlagen für Tunnelbaustellen*. Tiefbau-BG 6/1989, S. 422 – 430 und 7/1989, S. 476 – 486.
- [89] Lammel, Gustav: *Verbesserungen beim Bau und beim Betrieb von Grubenlüftern*. Glückauf 102 (1966), Nr. 8, S. 353 – 361.

- [90] Marzilger, Bernd: *Expansionszahlen für Einlaufdüsen an Ventilatoren*. Glückauf-Forschungshefte 60 (1999), Nr.1, S. 12 – 18.
- [91] Otto, Gerhard: *Frequenz-Umrichter für geregelte Drehstromantriebe unter Tage*. Glückauf 123 (1987) Nr. 18, S. 1159 – 1161.
- [92] Pollak, Rolf; Burghard Litter: *Drehzahlregelbare Ventilatoren für die Sonderbewetterung im Steinkohlenbergbau*. Glückauf 130 (1994), Nr. 12, S. 770 – 779.
- [93] Pollak, Rolf; Norbert Mohr: *Untersuchungen zum Zündrisiko bei Reibungsvorgängen an Ventilatoren*. Glückauf-Forschungshefte 49 (1988), Nr. 5, S. 232 – 240.
- [94] Powell, F.: *Reducing the Ignition Risk from Auxiliary Fans*. The Mining Engineer (Sept. 1980), S. 147 – 149.
- [95] Reich, Hans: *Wettertechnische Messanlagen an Grubenlüftern*. Glückauf 102 (1966), Nr. 9, S. 401 – 407.
- [96] Renner, Kurt: *Lüfterkennlinien bei geänderten Betriebsbedingungen*. Bergbau-Archiv 25 (1964), Nr. 1/2, S. 21 – 34.
- [97] Renner, Kurt: *Schleuder- und Schraubenlüfter als Hauptgrubenlüfter*. Bergbau-Archiv 22 (1961), Nr. 1, S. 1 – 10.
- [98] Schläger, Paul; Hans Sredenscheck: *Zusammenarbeit mehrerer Luttenlüfter*. Glückauf 115 (1979), Nr. 19, S. 949 – 951.
- [99] Schmidt, Wilhelm: *Aufgaben und Arbeitsverhalten von Zusatzlüftern*. Glückauf 94 (1958), Nr. 33/34, S. 1081 – 1095.
- [100] Schmidt, Wilhelm: *Der Gesamtdruck als Grundlage für die Aufstellung von Lüfter-Kennlinien*. Sonderdruck aus Bergfreiheit (1957), Nr. 6, S. 1 – 5.
- [101] Schmidt, Wilhelm: *Die gegenseitige Beeinflussung von Lüftern und Wettersystemen*. Bergbau Rundschau 4 (1952), Nr. 6, S. 294 – 299 und Nr. 8, S. 413 – 421.
- [102] Schroeder, Christian: *Betriebssicherheit von Hauptventilatoren im Steinkohlenbergbau*. Glückauf 122 (1986), Nr. 20, S. 1336 – 1345.
- [103] Schroeder, Christian: *Einfluß von Verschmutzung und Verschleiß auf das Betriebsverhalten von Grubenventilatoren*. Glückauf-Forschungshefte 49 (1988), Nr. 4, S. 180 – 186.
- [104] Stampa, Burkhard: *Axialventilatoren mit auswechselbaren Aktivteilen*. Glückauf 118 (1982), Nr. 12, S. 601 – 603.
- [105] Voss, Wilfried: *Entwicklung der Luttenlüfter mit Druckluft- und Elektroantrieben in der Sonderbewetterung*. Schlägel und Eisen, Jahrg. 1962, Nr. 7, S. 462 – 469.
- [106] Wesely, Reinhard: *Betriebsweise und Einsatzoptimierung von Luttenventilatoren*. Glückauf-Forschungshefte 48 (1987), Nr. 5, S. 252 – 260.