

Strömungsmaschinen

Vorlesungsskript zur zweisemestrigen Lehrveranstaltung für Studierende der
Konstruktionstechnik und der Energietechnik
und in Auszügen
zur einsemestrigen Lehrveranstaltung Pumpen und Verdichter oder Strömungsmaschinen
für Verfahrens- und Anlagentechnik

Dieses Vorlesungsskript wird ergänzt durch Bilder, Diagramme und Aufgaben! Es handelt sich bei dieser Zusammenstellung nicht um ein Lehrbuch mit dem Anspruch der vollständigen Zusammenstellung des für die Lehrveranstaltung verbindlichen Lehrstoffs. Vielmehr soll es sich um eine Hilfe zur Mitarbeit und zur Bearbeitung der strömungstechnischen Grundlagen von Strömungsmaschinen handeln. Strömungsmechanische und thermodynamische Voraussetzungen werden im Skript sehr umfangreich wiederholt, so dass im Rahmen der Vorlesung auf diese Dinge zurückgegriffen werden kann.

Eine wichtige Ergänzung stellen die Laborskripte der Praktika für Strömungsmechanik, Strömungsmaschinen und Pumpen und Verdichter dar.

Frank Kameier im September 1999 (letzte redaktionelle Korrektur 31.03.2010)

Institut für Strömungsmaschinen
Fachhochschule Düsseldorf
Josef-Gockeln-Str. 9
40474 Düsseldorf

Tel.: 0211-4351-448
Raum L1.8

Email: Frank.Kameier@fh-duesseldorf.de
<http://ifs.mv.fh-duesseldorf.de/>
<http://ifs.mv.fh-duesseldorf.de/Stroemungstechnik.htm> (Download der Skriptmaterialien)

1. Strömungsmaschinen in der Praxis
2. Einteilung von Strömungsmaschinen
3. Grundgleichungen zur Beschreibung der Strömung in Strömungsmaschinen
 - 3.1 Der Satz von der Erhaltung der Masse
 - 3.2 Der Satz von der Erhaltung des Impulses
 - 3.2.1 Die Schubkraft
 - 3.3 Der Satz von der Erhaltung des Drehimpulses
 - 3.4 Der Satz von der Erhaltung der Energie
 - 3.4.1 Die Bernoullische Gleichung der Gasdynamik
 - 3.5 Betrachtungsweise von Bewegungen
 - 3.6 Die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung
(mit einem Exkurs zum Zusammenhang von Drehimpuls, Arbeit und Leistung)
4. Der Kreisprozeß thermischer Strömungsmaschinen
 - 4.1 Zustandsänderungen
 - 4.2 Die anschauliche Interpretation der Entropie in Strömungsmaschinen
5. Kennzahlen von Strömungsmaschinen
 - 5.1 Dimensionsanalyse
 - 5.2 Allgemein gültige Kennzahlen
 - 5.3 Ähnlichkeitsbeziehungen
 - 5.4 Das Verdichter kennfeld als Beispiel spezieller Kennzahlen
6. Kavitation
 - 6.1 Bernoulli-Diagramm
 - 6.2 Blasenimplosion
 - 6.3 Spezifische Halteenergie oder Haltedruckhöhe und NPSH-Wert
 - 6.4 Dimensionslose Kennzahlen
 - 6.5 Einflüsse auf den NPSH-Wert
 - 6.6 Kavitation bei Turbinen
7. Stabile und instabile Kennlinienbereiche bei Pumpen und Verdichtern
 - 7.1 Ablösung, rotierende Ablösung und Pumpen
 - 7.2 Radialventilatoren
 - 7.3 Axialventilatoren
 - 7.3.1 Messung von Wanddruckschwankungen zur Beurteilung der Strömungszustände
 - 7.3.2 Strömungsinstabilitäten als Anregungsmechanismen von Schaufelschwingungen
 - 7.3.3 Konstruktive Eingriffe zur Erweiterung des Kennlinienbereichs
 - 7.3.3.1 Spaltmodifikation verbessert Ventilatoren
 - 7.4 Mehrstufige Axialverdichter
8. Aerodynamische Auslegung von Strömungsmaschinen am Beispiel von Ventilatoren
 - 8.1 Kennlinienberechnung eines Axialventilators unter Berücksichtigung der Fehlanströmung
 - 8.2 Aerodynamische Auslegung eines Axialventilators
 - 8.3 Radialventilatoren - grundlegende Betrachtungen
9. Turbinen - Beschaukelung mit variablem Reaktionsgrad am Beispiel von Dampfturbinen
10. Windkraftanlagen - exemplarische Zusammenstellung von Schwingungs- und Festigkeitsüberlegungen

Literatur

Anhang der ergänzenden Folien

1. Strömungsmaschinen in der Praxis

Anhand verschiedener Beispiele von Strömungsmaschinen sollen zunächst deutsche und englische Begriffe erörtert und erklärt werden. Eine Zusammenstellung verschiedenster Strömungsmaschinen wird gegeben.

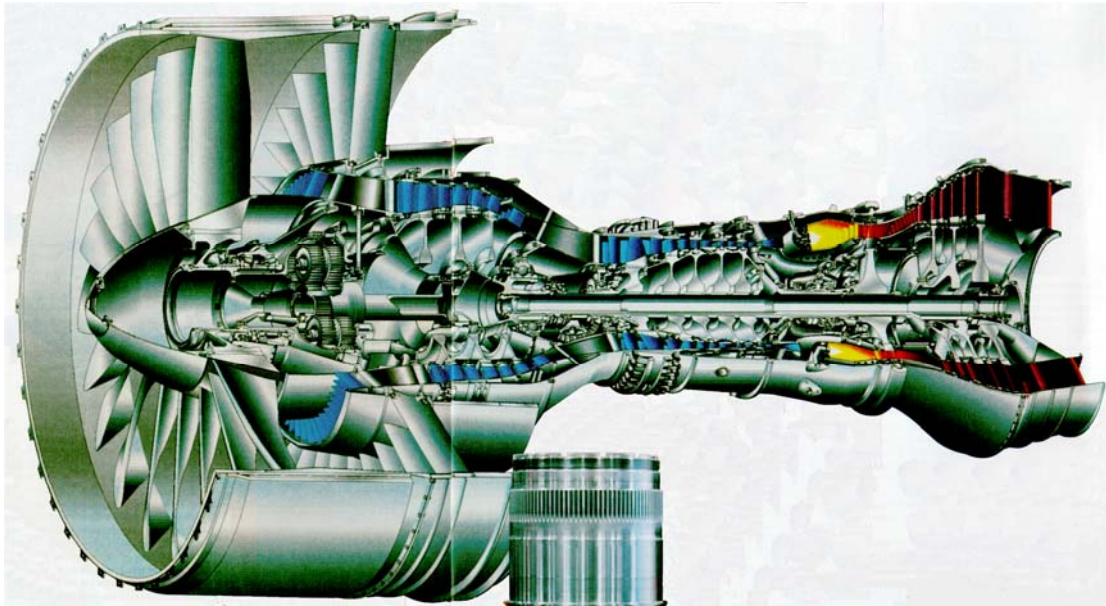


Bild 1.0: PW 8000 Bypass Triebwerk mit Getriebe (Studie, Quelle: Aerospace 2/99)

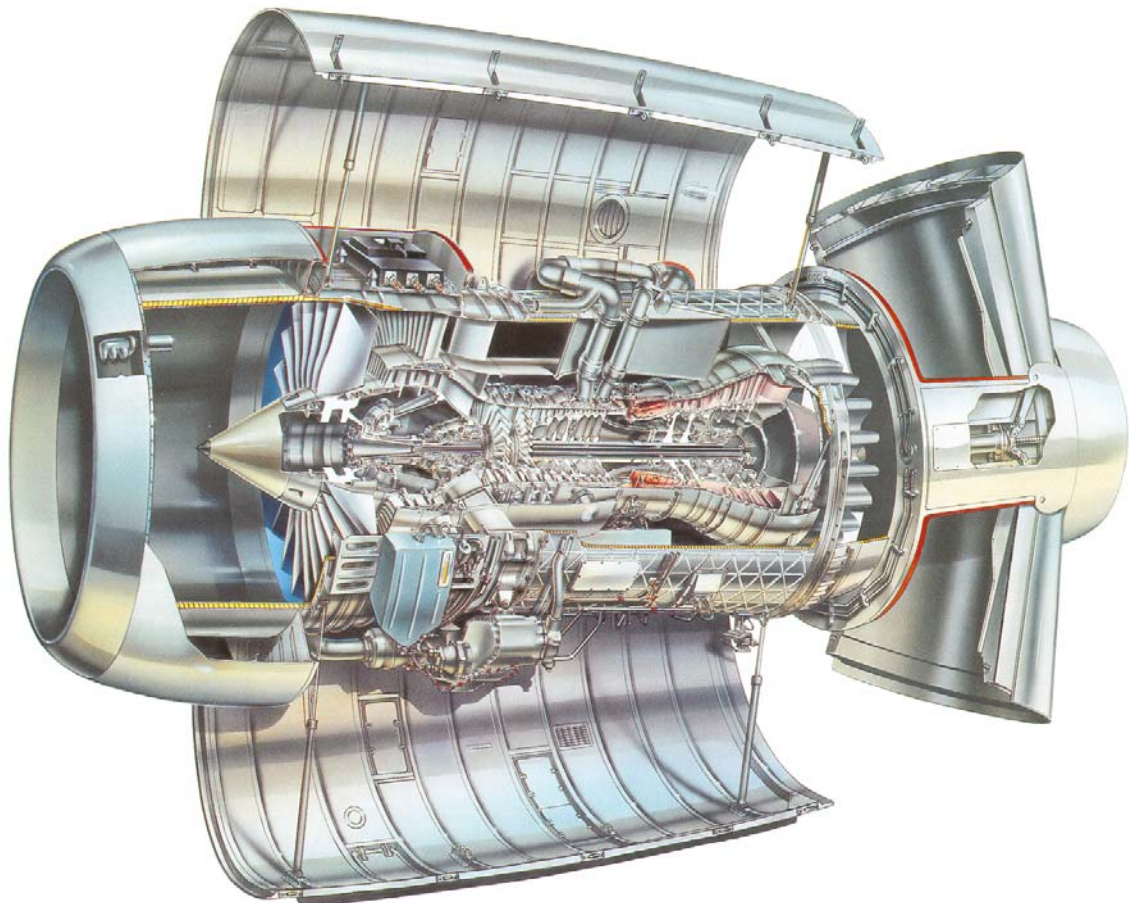


Bild 1.1: BMW Rolls-Royce BR 715 der Boeing 717-200

Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery

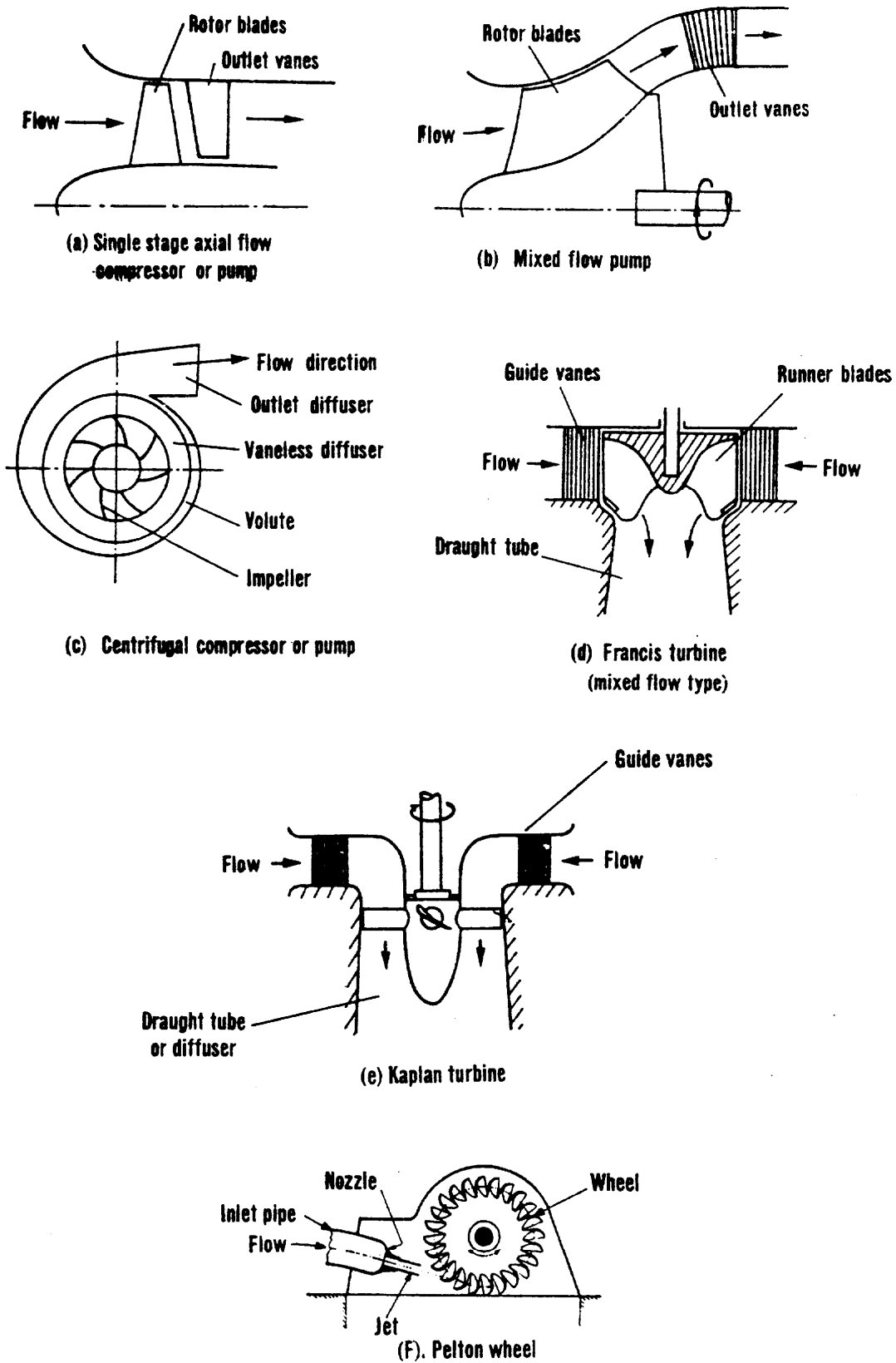


FIG. 1.1. Diagrammatic form of various types of turbomachine.

Bild 1.2: Schematische Darstellung verschiedener Typen von Strömungsmaschinen, aus Dixon (1998).

Arbeitsprinzip	Verdrängerprinzip			Auftriebsprinzip	Reibungsprinzip	Strömungsprinzip		Strahlprinzip
Beispiele	Kolbenpumpe	Kreiskolbenpumpe	Zahnradpumpe	Mammutpumpe	Schneckenpumpe	Kreiselpumpe	Seitenkanalpumpe	Strahlpumpe
Prinzipbild								
Förderung	pulsierend	pulsierend	schwach pulsier.	gleichförmig	nahezu gleichförm.	gleichförmig	gleichförmig	gleichförmig
Grundsätzliches Betriebsverhalten	Förderstrom praktisch unabhängig von der Förderhöhe				Förderstrom von Förderhöhe abhängig			
Q-H-Kennlinie								
maximal erreichbare Wirkungsgrade	≈ 95%	≈ 92%	≈ 92%	≈ 46%	≈ 70%	≈ 92%	≈ 50%	≈ 30%
Einsatz	bis zu sehr hohen Drücken kleine bis mittlere Förderströme eignet sich als Dosierpumpe			Da Pumpe keine beweglichen Teile hat, Eignung für besonders schonende Förderung	Förderung zäher, verschmutzter, pasteuser Medien, schonende Förderung	Universalpumpe für dünnflüssige Medien Großer Einsatzbereich für Förderstrom und Förderhöhe	Selbstansaugende Pumpe für kleinere Förderströme und große Förderhöhe	Zum Absaugen, Heben und Mischen von Flüssigkeiten verwendbar.

Bild 1.3: Schematische Darstellung verschiedener Pumpen (aus Bohl (1979)).

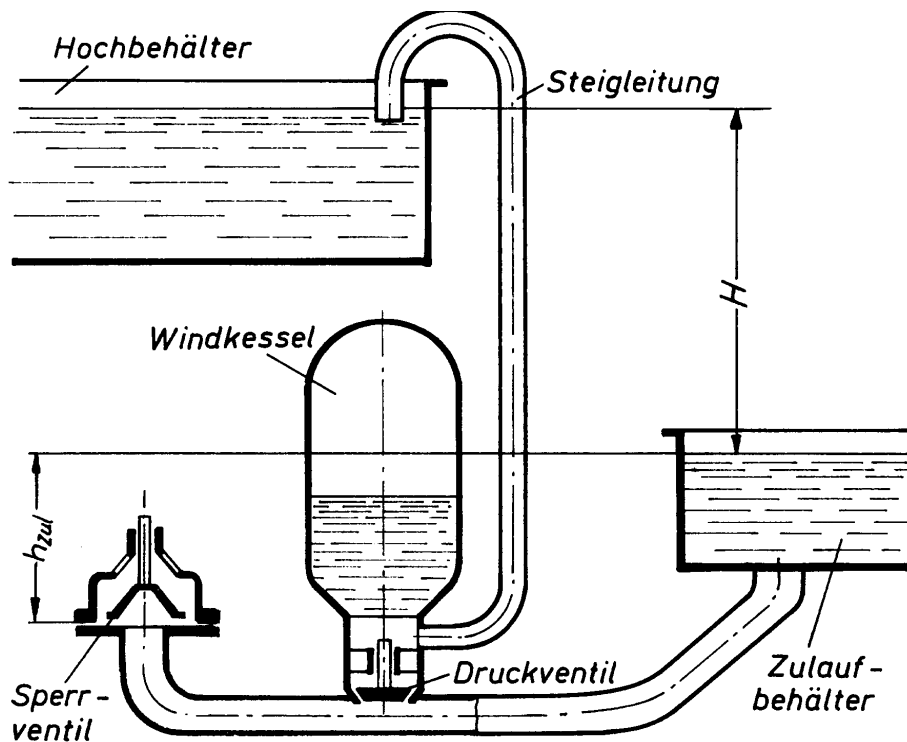


Bild 1.4: Schematische Darstellung eines hydraulischen Widders (Stossheber) (aus Raabe (1989)).

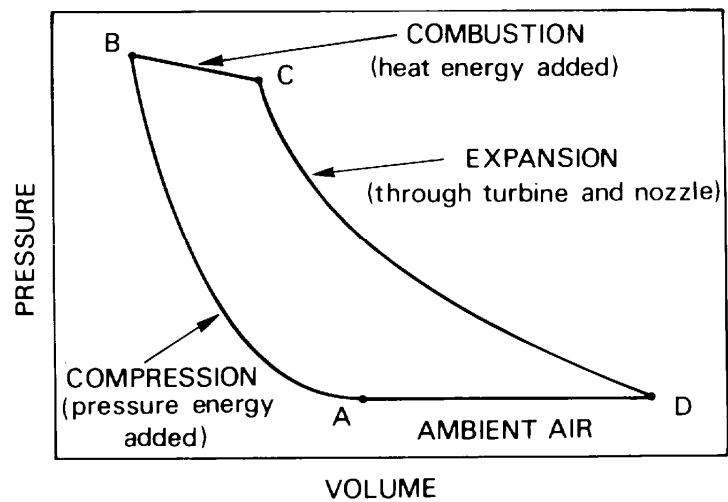
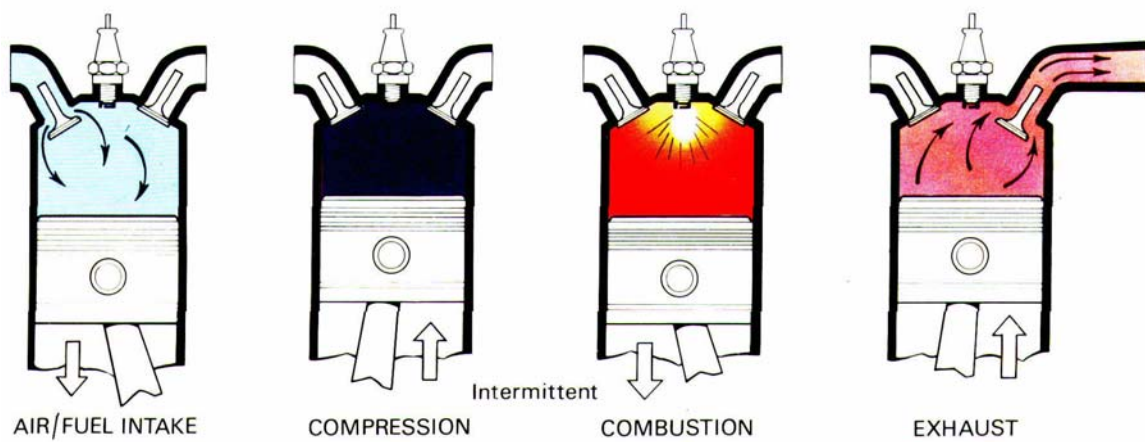
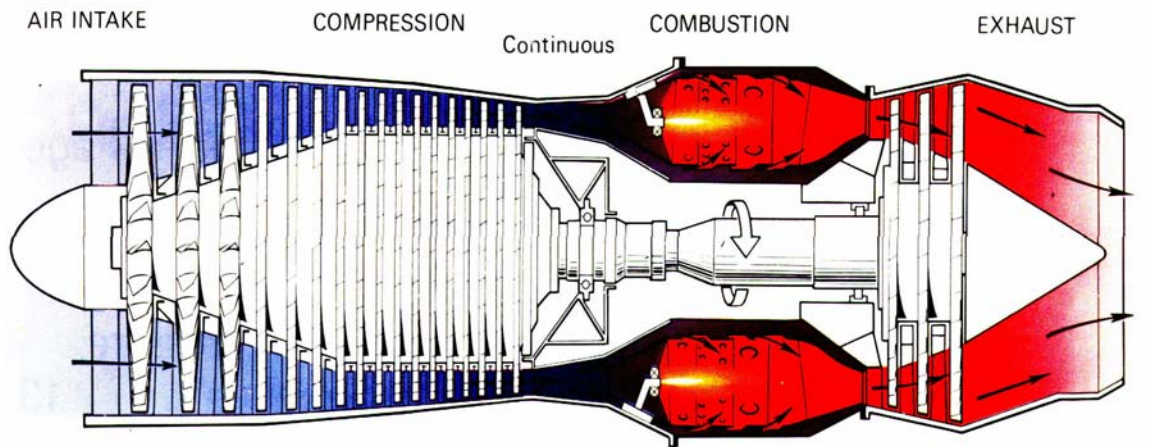


Bild 1.5: Kreisprozesse von Flugtriebwerk und Kolbenmaschine, The Jet Engine, Rolls-Royce plc. (1992).

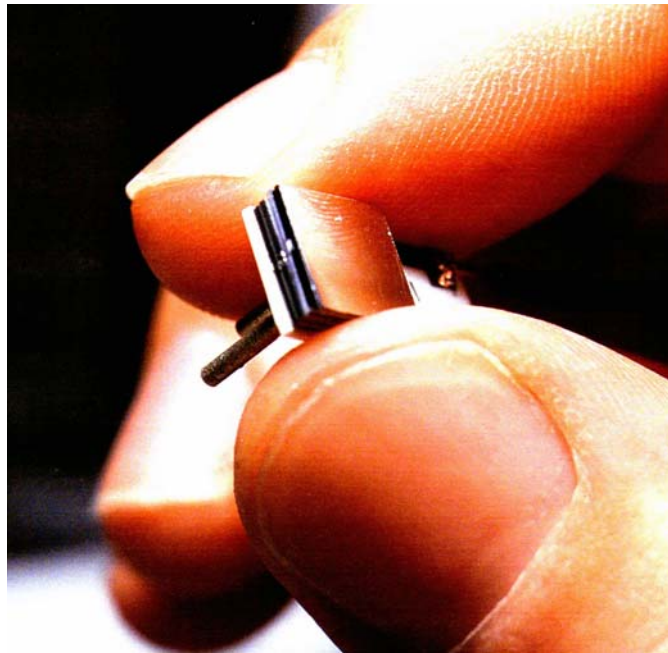


Bild 1.6: Miniatur-Pumpe zur Dosierung von Medikamenten - mit Rückwärtsgang
Fraunhofer Institut, München 1997.

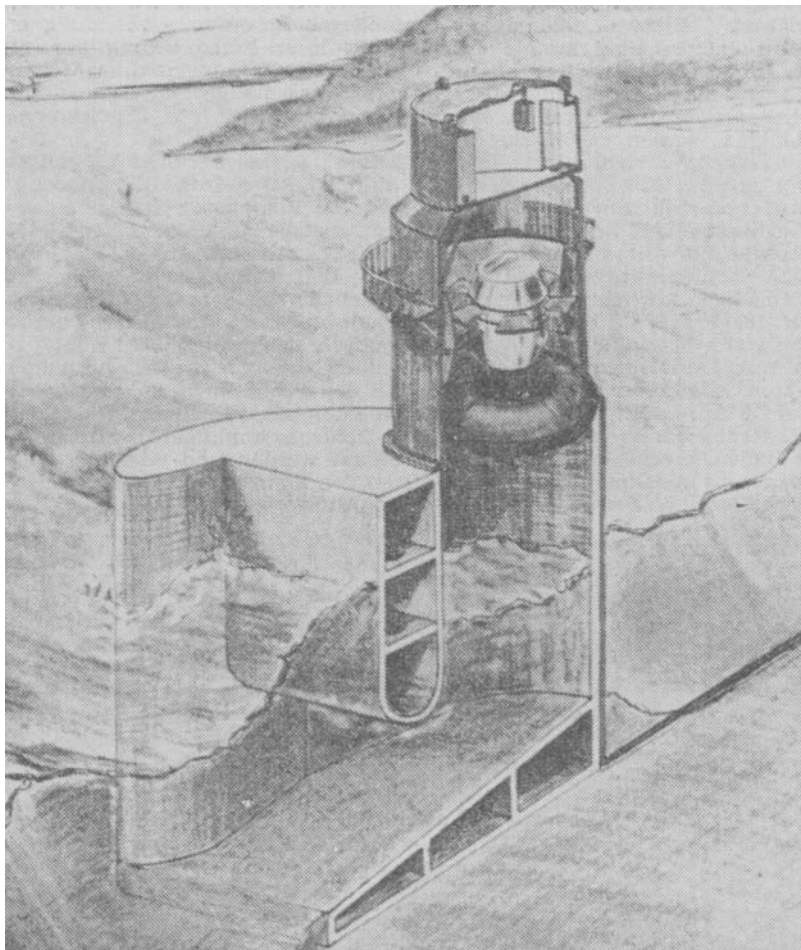


Bild 1.7: 400 kW Wellenkraftwerk, Kvaerner Brug A.S., Oslo (1985), mit Wells-Turbine, die unabhängig von der Durchströmungsrichtung in die selbe Richtung rotiert. (Quelle: VDI 1985) oder www.itpower.co.uk/itpmarin.htm.

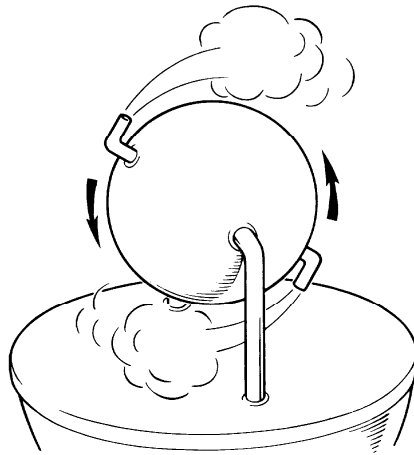


Bild 1.8: Heros Maschine, The Jet Engine, Rolls-Royce plc. (1992).

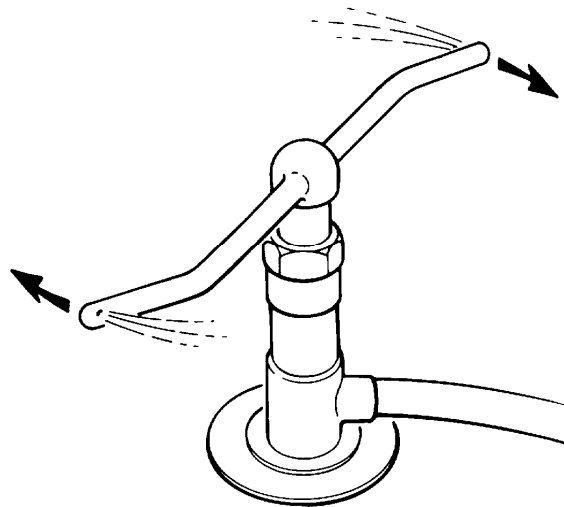


Bild 1.9: Rasensprenger, The Jet Engine, Rolls-Royce plc. (1992).

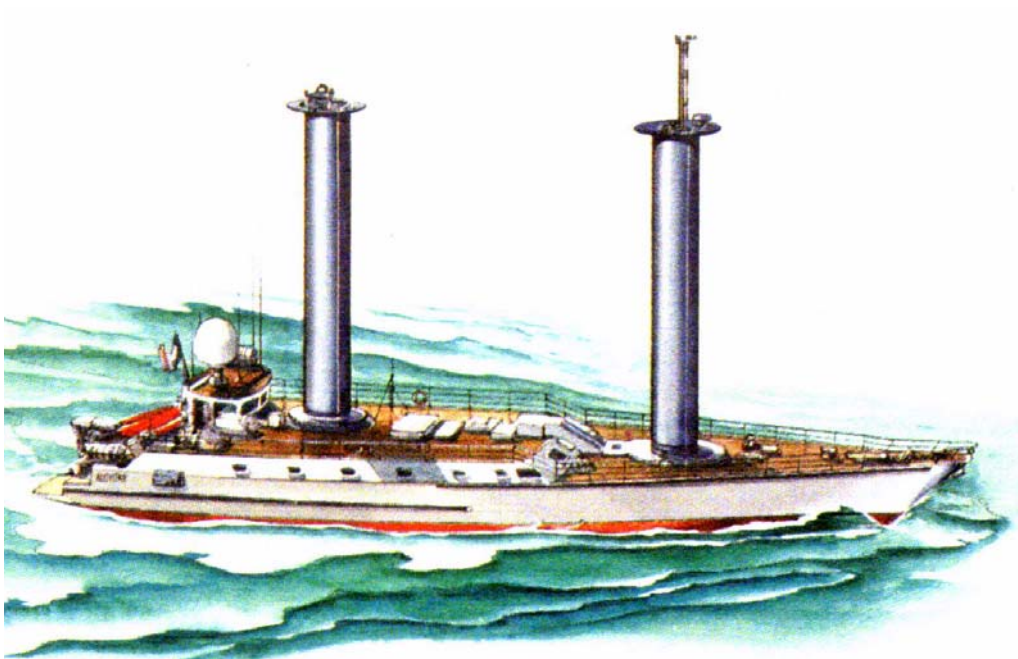


Bild 1.10: Forschungsschiff Alcyone (Jacques-Yves Cousteau 1985) mit Flettner-Rotor als Segelantrieb, Quelle: Greenpeace.

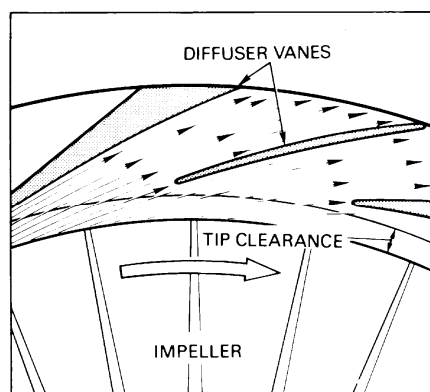
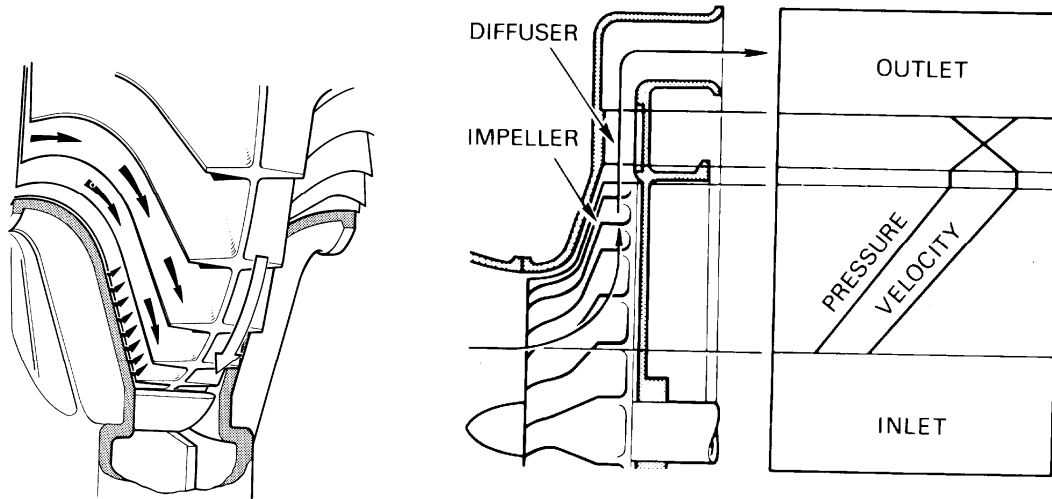


Bild 1.11: Radialer Hochdruckverdichter, Rolls-Royce plc., 1992.

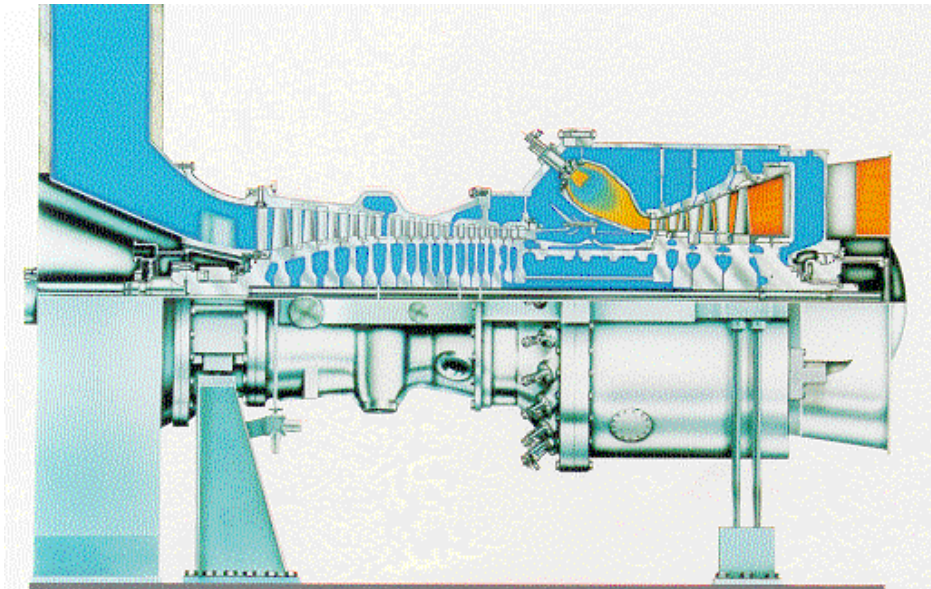


Bild 1.12: Gasturbinenanlage 190 MW, Siemens 1997.

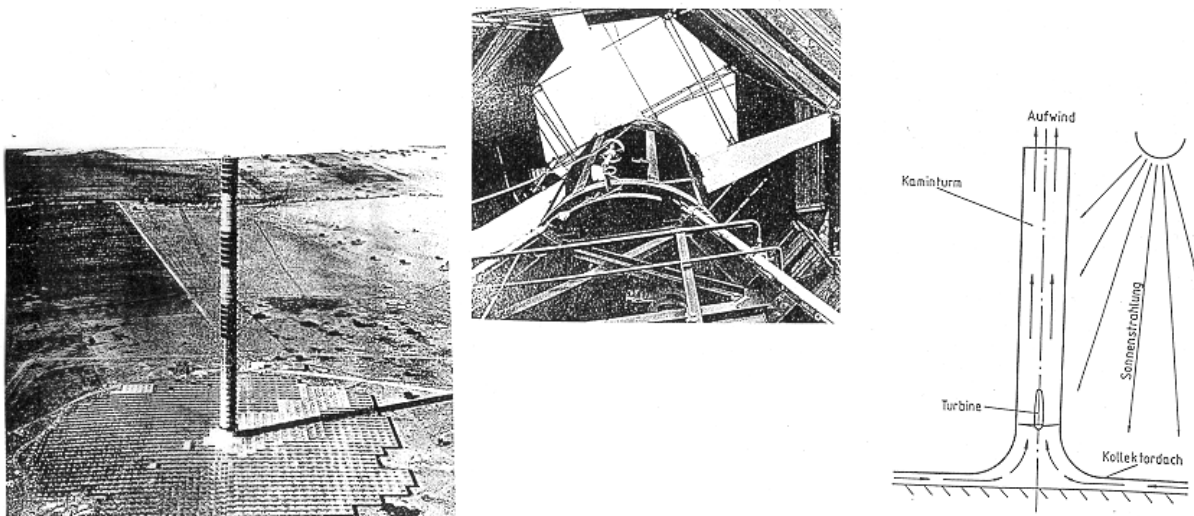


Bild 1.13: Aufwindkraftwerk in Manzanares Spanien, Turmhöhe 200m, Turm \varnothing 10 m, Kollektordach \varnothing 250 m, Leistung 50 kW, aus Hau, Windkraftanlagen 1997.

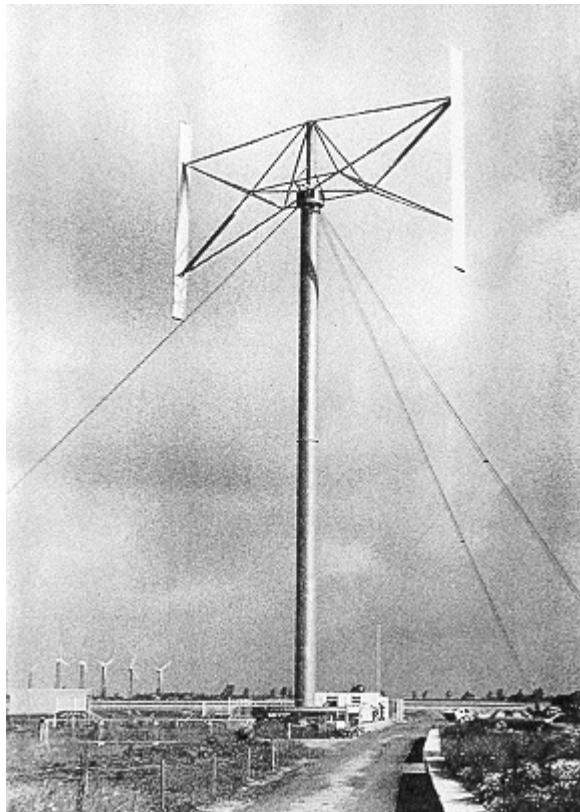


Bild 1.14: Darrieus-Windkraftanlage (H-Rotor), Ø 35 m, 300 kW, USA, aus Hau, Windkraftanlagen 1997.

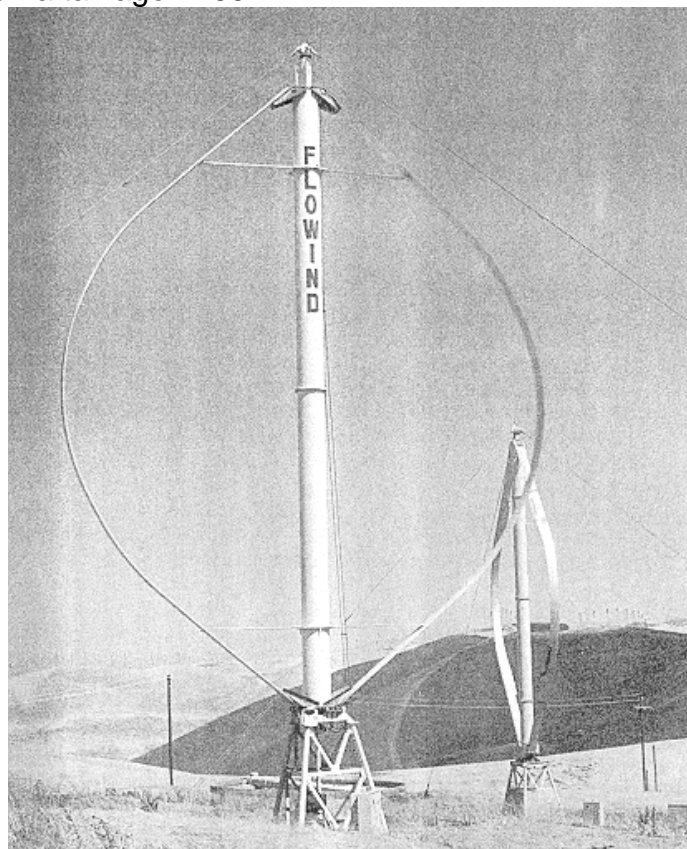


Bild 1.15: Darrieus-Windkraftanlage, Ø 19 m, 170 kW, Firma Flowind USA, aus Hau, Windkraftanlagen 1997.

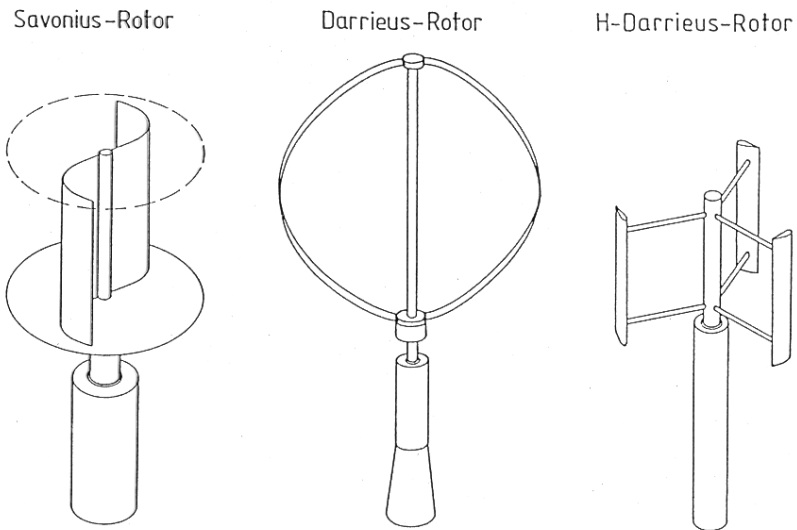


Bild 1.16: Windkraftanlagen – Rotoren mit vertikaler Drehachse, aus Hau, Windkraftanlagen 1997.

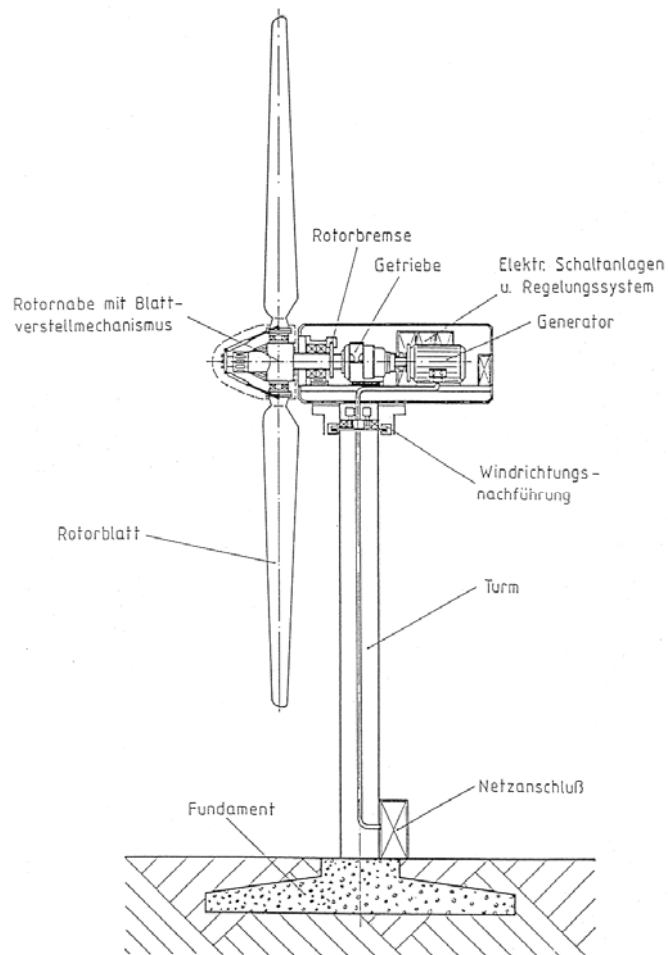


Bild 1.17: Windkraftanlage mit Getriebe, aus Hau, Windkraftanlagen 1997.

2. Einteilung von Strömungsmaschinen

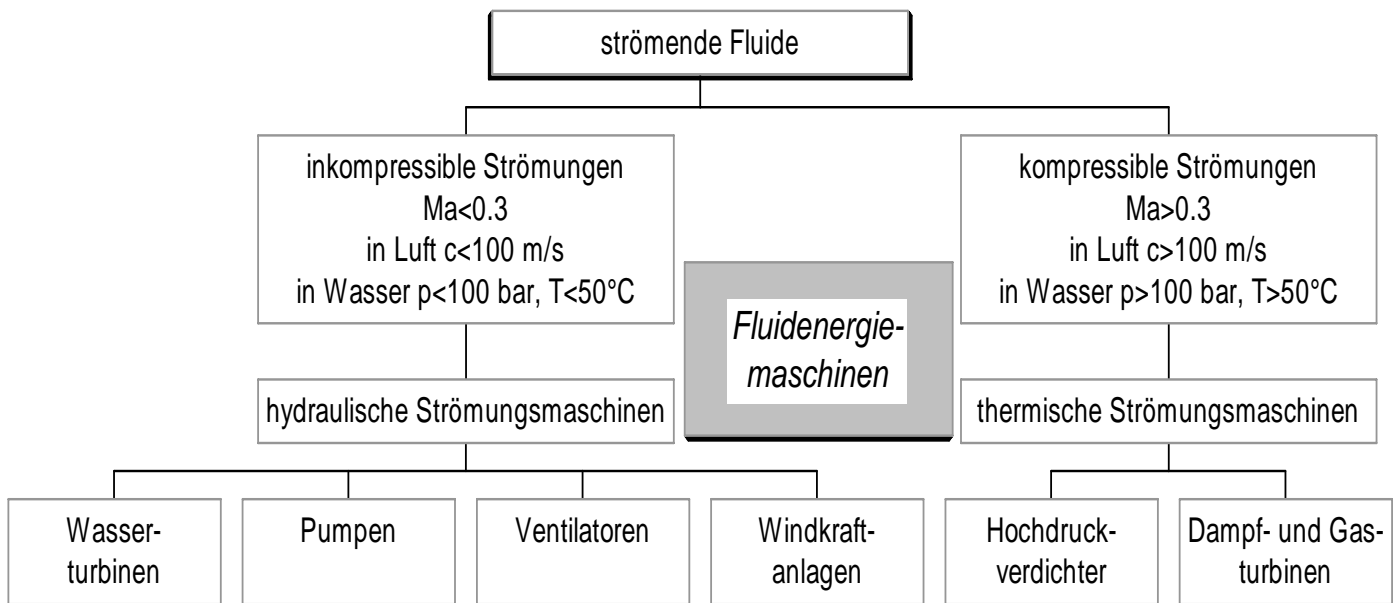
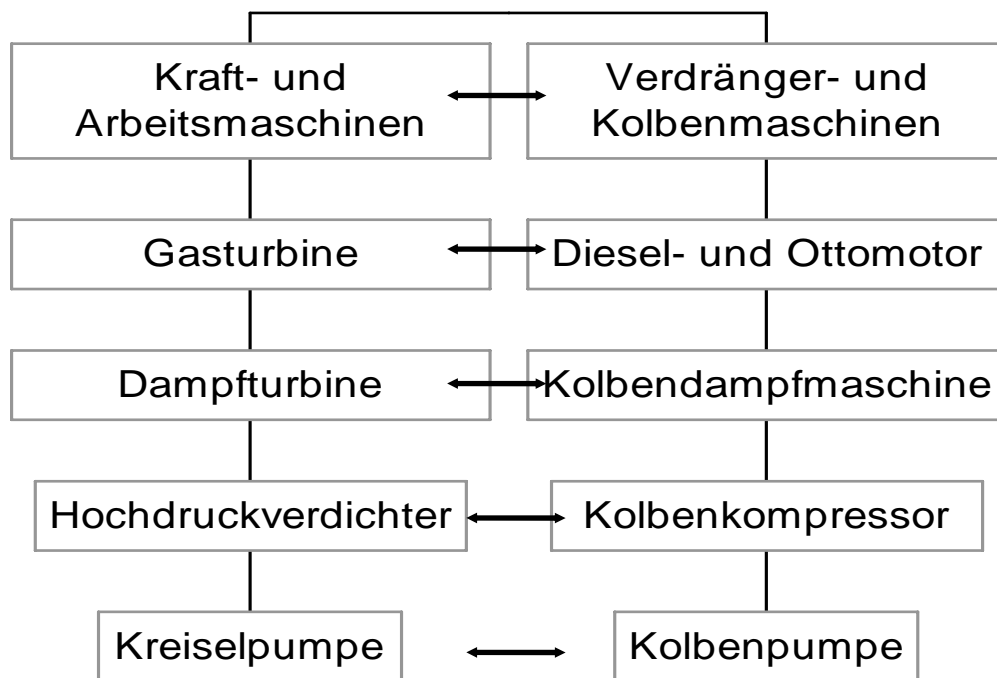


Bild 2.1: Klassifizierung von Strömungsmaschinen



Bild 2.2: Unterscheidung in Kraft- und Arbeitsmaschinen



Die Kraft und Arbeitsmaschinen zeichnen sich durch geringes Gewicht (Flugtriebwerke), große Massendurchsätze und durch hohe Gleichförmigkeit (keine Ladungswechsel) aus.

Nachteile gegenüber den Kolben- oder Verdrängergermaschinen sind hohe thermische Belastungen (Gasturbinen), schlechte Wirkungsgrade bei kleinen Konstruktionen durch große Verluste (Spalte).

Bild 2.3: Vergleich von Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolben und Verdrängergermaschinen.

3. Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Die elementaren physikalischen Axiome sind

- die Massenerhaltung,
- die Impulserhaltung
- die Erhaltung des Drehimpulses,
- und die Energieerhaltung.

Zur Berechnung von Strömungen nimmt man vereinfachend an, daß sich das strömende Medium - das Fluid - als Kontinuum beschreiben läßt. Ein Fluid unterscheidet sich von einem Festkörper derart, daß es keine Schubspannungen aufnehmen kann, eine Flüssigkeit kann in Ruhe keine Zugspannungen aufnehmen. Diese beiden Eigenschaften lassen sich folgendermaßen in Formeln fassen:

1. Ein Kontinuum besteht aus Teilchen, die wie Punkte im Raum keine Ausdehnung und keine Zwischenräume haben, jedem Teilchen X läßt sich zu jeder Zeit t ein Ort \underline{x} zuordnen:

$$X = X(\underline{x}, t)$$

2. Für die charakteristischen Größen wie Dichte ρ , Druck p , Geschwindigkeit \underline{c} , Temperatur T gilt:

$$\Psi = \Psi(X, t) = \Psi(X(\underline{x}, t), t) = \Psi(\underline{x}, t)$$

3. Die von außen auf ein Fluid wirkende Kraft läßt sich aufteilen in eine Oberflächen- und eine Volumenkraft:

$$\underline{F} = \underbrace{\int \rho \underline{f} dV}_{\underline{F}_v} + \underbrace{\oint \underline{\sigma} dA}_{\underline{F}_o} ,$$

der Spannungsvektor $\underline{\sigma}$ für ein ruhendes oder reibungsfreies Fluid lautet

$$\underline{\sigma} = -p \underline{n} .$$

Für ein reibungsbehaftetes Fluid ist der Spannungsvektor mit Hilfe des symmetrischen Spannungstensors darstellbar:

$$\underline{\sigma} = \underline{n} \cdot \underline{\pi}(\underline{x}, t)$$

3.1 Der Satz von der Erhaltung der Masse (Kontinuitätsgleichung)

Die Masse in einem materiellen Volumen ist zeitlich konstant:

$$\frac{d}{dt} \int_{\underline{v}} \rho(\underline{x}, t) dV = 0 .$$

Die Zunahme an Masse in einem raumfesten Volumen ist gleich dem Zufluß an Masse in das Volumen:

$$\frac{d}{dt} \int \rho(\underline{x}, t) dV = - \oint_A \rho \underline{c} \cdot d\underline{A}$$

Die pro Zeiteinheit durch eine Fläche hindurchtretende Masse nennt man Massenstrom:

$$\dot{m} = \int_A \rho \underline{c} \cdot d\underline{A} \quad .$$

Entsprechend nennt man das pro Zeiteinheit durch eine Fläche hindurchtretende Volumen den Volumenstrom:

$$\dot{V} = \int_A \underline{c} \cdot d\underline{A}$$

In differentieller Form erhält man

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \underline{c}) = 0$$

und für einen Stromfaden

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \rho A}{\partial t} ds + \rho_2 c_2 A_2 - \rho_1 c_1 A_1 = 0$$

Übung: Wie lautet die Kontinuitätsgleichung für eine stationäre, inkompressible Strömung entlang eines Stromfadens?

3.2 Der Satz von der Erhaltung des Impulses (Bewegungsgleichung)

Die zeitliche Änderung des Impulses in einem materiellen Volumen ist gleich der von außen angreifenden Kraft:

$$\frac{d}{dt} \int_{\underline{V}} \rho \underline{c} dV = \int \rho \underline{f} dV + \oint \underline{\sigma} dA \quad .$$

Die zeitliche Änderung des Impulses in einem raumfesten Volumen ist gleich dem Zufluß an Impuls in das Volumen plus den von außen angreifenden Kräften:

$$\frac{d}{dt} \int \rho \underline{c} dV = - \oint \rho \underline{c} \underline{c} \cdot d\underline{A} + \int \rho \underline{f} dV + \oint \underline{\sigma} dA \quad .$$

Der Impulssatz in differentieller Form lautet:

$$\rho \frac{D\underline{c}}{Dt} = \rho \underline{f} + \operatorname{div} \underline{\pi} \quad .$$

Spezialisiert auf reibungsfreie Fluide erhält man die Eulersche Bewegungsgleichung:

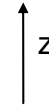
$$\rho \frac{D\underline{c}}{Dt} = \rho \underline{f} + \operatorname{grad} p \quad .$$

Die Eulersche Bewegungsgleichung in Bahn- und Stromlinienkoordinaten s, n, b ergibt die radiale Druckgleichung und die Bernoulli Gleichung:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial s} = -g \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ,$$

$$\frac{c^2}{R} = -g \frac{\partial z}{\partial n} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} ,$$

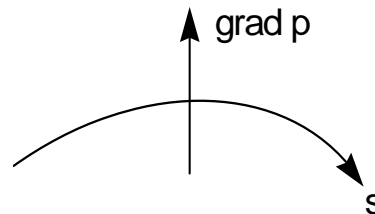
$$0 = -g \frac{\partial z}{\partial b} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial b} .$$



Übung: Wie lauten die Gültigkeitsbedingungen für die Eulersche Bewegungsgleichung in Bahnlinienkoordinaten?

Aus der r -Richtung folgt unter Vernachlässigung der Schwerkraft die radiale Druckgleichung:

$$\frac{c^2}{R} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n}$$



Quer zu einer gekrümmten Bahnlinie wirkt ein Druckgradient, die Zentripetalbeschleunigung c^2/R bewirkt diese Änderung des Druckfeldes.

Unter der Einschränkung inkompressibler Strömungen und für die Integration längs einer Stromlinie ergibt sich die Bernoulli Gleichung:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} = 0$$

Für stationäre Strömungen lassen sich die Summanden in der Bernoulli-Gleichung als spezifische Energien interpretieren. Aus diesem Grund wird häufig auch von einer Energiegleichung gesprochen, für die Herleitung ist der Satz von der Erhaltung der Energie aber nicht ausgenutzt worden, so daß die Aussage, es handle sich bei der Bernoulli-Gleichung um eine Energiebilanz, widersprüchlich ist:

$$\frac{c^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = K = \text{const.}$$

Die Bernoulli Konstante K entspricht einer spezifischen mechanischen Energie.

Es ist möglich, die Bernoullische Gleichung auf Strömungen zu erweitern, denen mechanische Energie z.B. durch Reibung (Dissipation) verlorengeht oder denen mechanische Energie von außen z.B. durch eine Strömungsmaschine (Verdichter oder Pumpe) zugeführt wird. Die Änderung der spezifischen kinetischen Energie $c^2/2$ vom Eintritt zum Austritt ist alleine durch die Kontinuitätsgleichung festgelegt, die Änderung der spezifischen potentiellen Energie $g \cdot z$ allein durch die Lage z des Stromfadens, so daß ein Verlust durch Dissipation voll zu Lasten der Druckenergie

gehen muß. Durch Einfügen eines spezifischen Druckverlusts $\Delta p_v / \rho$ auf der Austrittsseite 2 läßt sich dieser entsprechend berücksichtigen. Wird zwischen Ein- und Austritt Energie durch eine Strömungsmaschine zugefügt ist analog eine spezifische Druckenergie $\Delta p / \rho$ auf der Eintrittsseite zu ergänzen:

$$\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{c_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p_v}{\rho}$$

Übung: Wie ist eine Turbine in der obigen Gleichung zu berücksichtigen?

3.2.1 Die Schubkraft

Der Impulssatz für einen Stromfaden ist in einer weiteren Formulierung zur Berechnung der Auswirkung von Strömungen auf Bauteile wie Wände, Turbinenschaufeln oder zur Berechnung des Schubes eines Strahltriebwerks wichtig.

Ausgehend von der materiellen Formulierung des Impulssatzes läßt sich unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung und reiner mathematischer Umformungen der Impulssatz für einen Stromfaden wie folgt schreiben:

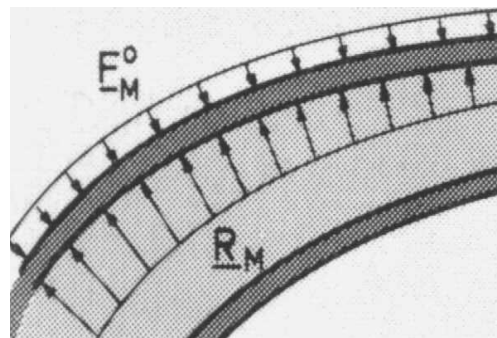
$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \underline{e} \, ds + \dot{m}_2 c_2 \underline{e}_2 - \dot{m}_1 c_1 \underline{e}_1 = \underline{F}_V + \underline{F}_M + p_1 A_1 \underline{e}_1 - p_2 A_2 \underline{e}_2$$

Bei \underline{F}_V handelt es sich um die Volumenkraft $\dot{m}g$ und bei \underline{F}_M um die Oberflächenmantelkraft. Technisch interessant ist nun die vom Fluid auf den Mantel ausgeübte Kraft

$$\underline{R}_M = -\underline{F}_M$$

Die Kraft \underline{F}_M^0 rührt dabei vom äußeren Luftdruck her, so daß sich die Reaktionswandkraft zu

$$\underline{R}_W = \underline{R}_M - \underline{F}_M^0$$



ergibt. Für eine abkürzende Schreibweise bietet es sich noch an, einen Impulstrom einzuführen:

$$\underline{J}_v = [\dot{m}_v c_v + (p_v - p_0) A_v] \underline{e}_v$$

$$\underline{R}_W = \underline{F}_V + \underline{J}_1 - \underline{J}_2 - \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \dot{m} \underline{e}}{\partial t} \, ds$$

3.3 Der Satz von der Erhaltung des Drehimpulses (Eulerscher Momentensatz)

Die Änderung des Drehimpulses in einem materiellen Volumen ist gleich dem von außen angreifenden Drehmoment:

$$\frac{d}{dt} \int_{\tilde{V}} \underline{r} \times \rho \underline{c} dV = \int \underline{r} \times \rho \underline{f} dV + \oint \underline{r} \times \underline{\sigma} dA \quad .$$

Für einen Stromfaden folgt nach rein mathematischer Umformung:

$$\frac{d}{dt} \int_{\tilde{V}} \underline{r} \times \rho \underline{c} A ds = \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \underline{r} \times \rho \underline{c} A}{\partial t} ds + \underline{r}_2 \times \rho_2 \underline{c}_2 A_2 \frac{ds_2}{dt} - \underline{r}_1 \times \rho_1 \underline{c}_1 A_1 \frac{ds_1}{dt}$$

mit $ds/dt=c$ der Kontinuitätsgleichung und dem Moment in den Endflächen \underline{M}_E

$$\underline{M}_E = \underline{r}_1 \times \rho_1 \underline{p}_1 A_1 \underline{e}_1 - \underline{r}_2 \times \rho_2 \underline{p}_2 A_2 \underline{e}_2 \quad \text{folgt}$$

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \dot{m} \underline{r} \times \underline{e}}{\partial t} ds + \dot{m}_2 \underline{c}_2 \underline{r}_2 \times \underline{e}_2 - \dot{m}_1 \underline{c}_1 \underline{r}_1 \times \underline{e}_1 = \underline{M}_V + \underline{M}_M + \underline{M}_E$$

und für stationäre Strömungen folgt der Eulersche Momentensatz

$$\dot{m}_2 \underline{c}_2 \underline{r}_2 \times \underline{e}_2 - \dot{m}_1 \underline{c}_1 \underline{r}_1 \times \underline{e}_1 = \underline{M}_V + \underline{M}_M + \underline{M}_E$$

Übung: Wie lauten die Gültigkeitsbedingungen für den Eulerschen Momentensatz?

3.4 Der Satz von der Erhaltung der Energie

Die Änderung an innerer und kinetischer Energie in einem materiellen Volumen ist gleich der durch die äußeren Kräfte zugeführten Leistung und der Wärmezufuhr:

$$\frac{d}{dt} \int_{\tilde{V}} \rho \left(u + \frac{c^2}{2} \right) dV = \int \underline{c} \cdot \rho \underline{f} dV + \oint \underline{c} \cdot \underline{\sigma} dA + \int \rho w dV - \oint \underline{q} \cdot d\underline{A} \quad .$$

Das Schwerfeld der Erde ist rotorfrei, so daß die Kraftdichte \underline{f} ein Potential besitzt:

$$\underline{f} = -\text{grad } U \quad \text{und} \quad \int \underline{c} \cdot \rho \underline{f} dV = -\frac{d}{dt} \int_{\tilde{V}} \rho U dV \quad .$$

Der Energiesatz läßt sich umschreiben zu

$$\frac{d}{dt} \int_{\tilde{V}} \rho \left(u + \frac{c^2}{2} + U \right) dV = \oint \underline{c} \cdot \underline{\sigma} dA + \int \rho w dV - \oint \underline{q} \cdot d\underline{A}$$

Übung: Wie lauten die Gültigkeitsbedingungen für den Energiesatz in materieller Form?

Für einen Stromfaden folgt

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \left(u + \frac{c^2}{2} + gz \right) dV = \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(u + \frac{c^2}{2} + gz \right) A \right] ds + \dot{m}_2 \left(u_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m}_1 \left(u_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right)$$

die Leistung in den Endflächen sei

$$P_E = p_1 c_1 A_1 - p_2 c_2 A_2 \quad .$$

Der Energiesatz lautet für einen Stromfaden:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(u + \frac{c^2}{2} + gz \right) A \right] ds + \dot{m}_2 \left(u_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m}_1 \left(u_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = P_{V\ddot{A}} + P_T + P_D + Q_V + Q_M + Q_E$$

Für Strömungsmaschinen ist dabei die technische Leistung P_T von besonderer Bedeutung.

3.4.1 Die Bernoullische Gleichung der Gasdynamik

Wichtige Einschränkungen für die Herleitung sind:

- stationäre Strömung $\partial/\partial t = 0 \Rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2$, der Mantel des Stromfadens ist in Ruhe, die Volumenänderungsleistung, die technische Leistung und die Dissipationsleistung auf dem Mantel verschwinden,
- die Dissipationsleistung in den Endflächen sei vernachlässigbar klein,
- Wärmeaustausch mit der Umgebung spielt keine Rolle, die Strömung ist adiabat.

Der Energiesatz lautet dann

$$u_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho_2} = u_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \quad .$$

Mit der spezifischen Enthalpie

$$h := u + pv = u + \frac{p}{\rho}$$

folgt

$$h + \frac{c^2}{2} + gz = \text{const.}$$

Übung: Wie lauten die Gültigkeitsbedingungen für die Bernoulli Gleichung der Gasdynamik.?

3.5 Betrachtungsweise von Bewegungen

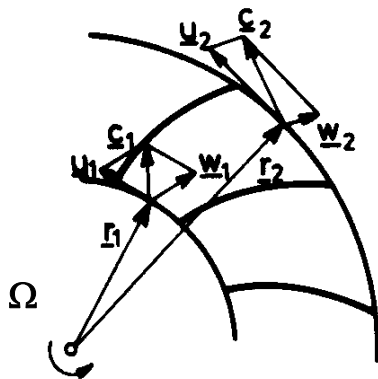
Bewegungen lassen sich grundsätzlich aus einem ruhenden und einem mitbewegten Bezugssystem betrachten:

ruhendes System
Absolutsystem
Inertialsystem
keine Scheinkräfte

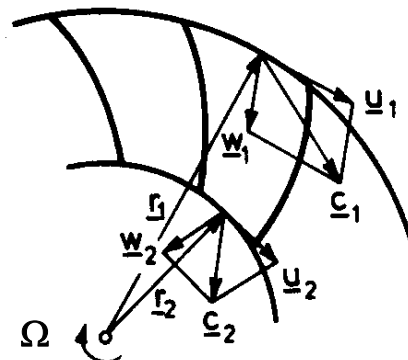
inertial (fixed) frame of reference

mitbewegtes System
Relativsystem
Nicht-Inertialsystem
Coriolis- und Zentripetal-
kraft als Scheinkräfte

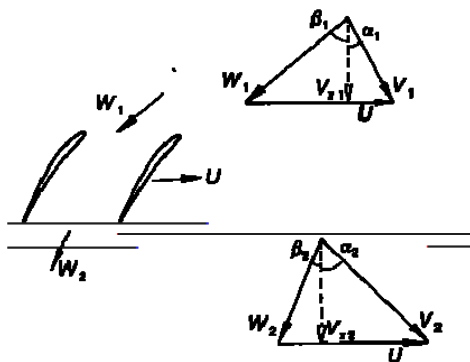
rotating frame (of reference)



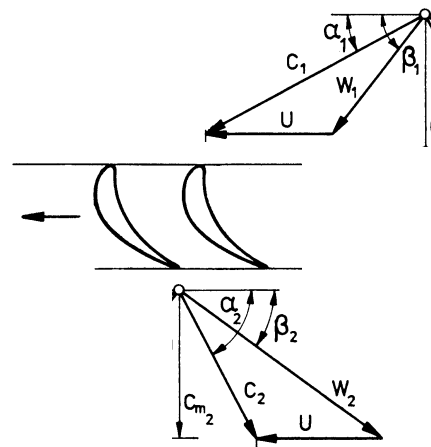
Pumpenlaufrad



Turbinenlaufrad (Schade/Kunz 1989)



Axialverdichter (Cumpsty (1989))



Axialturbine (Käppeli (1994))

Die Geschwindigkeit im Absolutsystem ist gleich der Umfangsgeschwindigkeit plus der Geschwindigkeit im Relativsystem.

$$\underline{c} = \underline{u} + \underline{w} \quad .$$

Die Umfangsgeschwindigkeit ist das Kreuzprodukt aus Winkelgeschwindigkeit $\underline{\Omega}$ und Radiusvektor \underline{r}

$$\underline{u} = \underline{\Omega} \times \underline{r} \quad ,$$

mit der Winkelgeschwindigkeit

$$|\underline{\Omega}| = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad .$$

3.6 Die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung

Zur Berechnung der Strömung in Strömungsmaschinen ist neben der Betrachtung aus dem raumfesten Absolutsystem die Betrachtung aus dem mit dem Laufrad rotierenden Relativsystem notwendig. Die in dem rotierenden Bezugssystem gemessene Relativgeschwindigkeit \underline{w} läßt sich mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeit \underline{u} in die Absolutgeschwindigkeit \underline{c} gemäß

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

transformieren.

Die Strömungsmaschinenhauptgleichung wird für stationäre Strömungen hergeleitet, was dem Vorbeistreichen der rotierenden Schaufeln an feststehenden Bauteilen wie den Statorschaufeln oder der Gehäusezunge nicht ganz gerecht wird. Dennoch stehen die gut mit der Praxis übereinstimmenden Ergebnisse für die Berechtigung der Einschränkung. Die Strömung soll exakt der Schaufelkontur folgen, wobei die Schaufeln unendlich dünn und in unendlicher Zahl vorhanden sein sollen. Man nennt eine solche Strömung schaufelkongruent. Sämtliche Momente werden auf die Drehachse bezogen, so daß aus Symmetriegründen $\underline{M}_V=0$ ist, außerdem verschwindet das Moment in den Endflächen aufgrund der Orientierung der Normalenvektoren. Verluste durch Spaltströmungen bleiben ebenso unberücksichtigt wie Reibungseinflüsse. Der Drehimpulssatz lautet somit

$$\dot{m}(\underline{r}_2 \times \underline{c}_2 - \underline{r}_1 \times \underline{c}_1) = \underline{M}_M \quad .$$

Dem Betrage nach folgt

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

Exkurs zum Zusammenhang von Drehimpuls, Arbeit und Leistung

In Strömungsmaschinen werden Leistungen umgesetzt, die innere Leistung des strömenden Mediums bewirkt eine mechanische Wellenleistung oder eine mechanische Wellenleistung bewirkt eine innere Leistung am strömenden Fluid.

Die Leistung setzt sich aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit zusammen, dies läßt sich mit Hilfe der Definition für die Arbeit einsehen:

Eine Kraft, die über einen Weg verrichtet wird, nennt man Arbeit

$$W = F \cdot \Delta s$$

Der überstrichene Weg bei einer rotatorischen Bewegung ist

$$\Delta s = r \cdot \Delta \varphi \quad ,$$

mit dem Betrag des Radiusvektors r und dem Winkel φ , so daß für die Arbeit folgt

$$W = F \cdot \Delta s = F \cdot r \cdot \Delta \varphi \quad .$$

Der Kraft äquivalent ist das Drehmoment

$$\underline{M} = \underline{r} \times \underline{F} \quad ,$$

so daß für die Arbeit folgt

$$W = F \cdot \Delta s = M \cdot \Delta \varphi \quad .$$

Die in der Zeit Δt geleistete Arbeit führt zu der Leistung

$$P = F \frac{\Delta s}{\Delta t} = M \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \quad .$$

Die zurückgelegte Wegstrecke pro Zeit wird Geschwindigkeit genannt

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad .$$

Der überstrichene Winkel pro Zeit wird Winkelgeschwindigkeit genannt

$$\Omega = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \quad .$$

Auf ganze Umdrehungen 2π bezogen gilt mit der Drehzahl n

$$\Omega = 2\pi n \quad .$$

Für die Leistung an der Welle einer Strömungsmaschine folgt somit

$$P = M \cdot \Omega \quad .$$

Mit dem Betrag des Drehimpulses

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

folgt also

$$P = \dot{m}(\Omega r_2 c_{2u} - \Omega r_1 c_{1u})$$

oder

$$P = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad ,$$

wobei unabhängig von der Strömungsmaschine (Turbine oder Pumpe) gilt

1 = Laufradeintritt,
2 = Laufradaustritt.

Die spezifische Stufenarbeit $Y = P/\dot{m}$ sei stets positiv definiert, dann gilt

$$\text{für Turbinen} \quad Y = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad ,$$

$$\text{für Pumpen} \quad Y = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

als Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung. Diese Gleichungen sind gültig für

- kompressible und inkompressible Strömungen
- mit und ohne Reibung der Strömung im Schaufelgitter.

Die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung gilt somit für hydraulische und thermische Strömungsmaschinen.

(Verschiedene Lehrbücher geben hierzu unterschiedliche Gültigkeiten an, Vorsicht ist geboten! Stets sollten die Gültigkeitsvoraussetzungen vom Verständnis her geprüft werden.)

Mit Hilfe folgender Umformung ist eine anschauliche Interpretation möglich, verschiedentlich wird auch von der Anwendung des Cosinus-Satzes gesprochen:

$$\underline{c} = \underline{u} + \underline{w} \quad | \cdot \underline{u}$$

$$\underline{u} \cdot \underline{c} = u c_u = \underline{u} \cdot \underline{w} + u^2 \quad (*)$$

Quadrieren des Geschwindigkeitsdreiecks ergibt

$$c^2 = w^2 + 2\underline{w} \cdot \underline{u} + u^2$$

$$\Leftrightarrow \underline{w} \cdot \underline{u} = \frac{1}{2}(c^2 - u^2 - w^2)$$

in (*) eingesetzt folgt

$$u c_u = \frac{1}{2}(c^2 - u^2 - w^2) + u^2$$

$$\Leftrightarrow u c_u = \frac{c^2}{2} + \frac{u^2}{2} - \frac{w^2}{2}$$

In die Eulersche Strömungsmaschinenhauptgleichung eingesetzt folgt

für Turbinen $Y = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ und

für Pumpen $Y = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$,

① ② ③

interpretieren lassen sich die Anteile nun folgendermaßen

- ① Änderung der spezifischen kinetischen Energie im Absolutsystem (z.B. durch Beschleunigung der Strömung bei Pumpen oder durch Verzögerung der Strömung bei Turbinen),
- ② Differenz der spezifischen kinetischen Energie durch Änderung der Fliehkräfte am Ein- und Austritt,
- ③ Änderung der spezifischen kinetischen Energie im Relativsystem (z.B. die spezifische Verzögerungsarbeit der Strömung bei einer Pumpe und die spezifische Beschleunigungsarbeit der Strömung bei einer Turbine).

Für die spezifische Stufenarbeit bei inkompressibler Strömung folgt aus der Bernoullischen Gleichung mit Energiezufuhr und Verlusten

$$\frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{c_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p_v}{\rho}$$

mit $z_1 = z_2$, d.h. Ein- und Austritt der Strömungsmaschine befinden sich auf gleicher geodätischer Höhe,

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}_{\text{totale Druckänderung}} + \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}_{\text{statische Druckänderung}} + \frac{\Delta p_v}{\rho} \equiv Y$$

Für die spezifische Stufenarbeit bei kompressibler Strömung folgt aus der Energiegleichung für einen Stromfaden

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 + \underbrace{\frac{P_T}{\dot{m}}}_{Y}$$

mit $z_1 = z_2$, d.h. Ein- und Austritt der Strömungsmaschine befinden sich auf gleicher geodätischer Höhe,

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \underbrace{h_2 - h_1}_{\text{statische Enthalpieänderung}} = Y \equiv \Delta h_t$$

totale Enthalpieänderung

Üblich ist in der Literatur die Unterscheidung von dynamischen, statischen und totalen oder Gesamtgrößen:

„Gesamt“ = „total“ = „dynamisch“ + „statisch“

Übung: Wie verhalten sich die Drücke einer hydraulischen Strömungsmaschine bei Fördermedien verschiedener Dichte aber sonst gleichen Strömungsbedingungen?

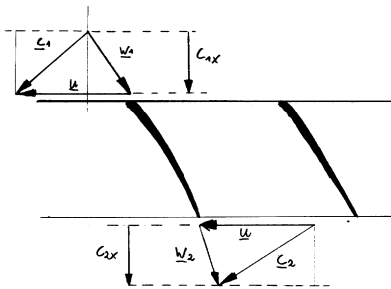
Übung: Wie läßt sich die Gleichung der Stufenarbeit für thermische Strömungsmaschinen in die für hydraulische Strömungsmaschinen überführen?

Übung: Wie lautet die Beziehung zwischen Förderleistung, Volumenstrom und Druckerhöhung einer Pumpe?

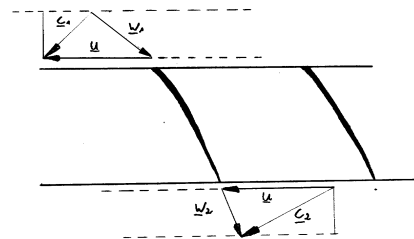
Ausgehend von der sowohl für kompressible wie für inkompressible Strömungen gültigen Formulierung der spezifischen Stufenarbeit

$$Y = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

für Pumpen oder Verdichter und der Kenntnis der Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke beim Androsseln, d.h. bei Erhöhung des druckseitigen Strömungswiderstands, läßt sich eine sogenannte Kennlinie konstruieren. Eine verständliche Veranschaulichung der Geschwindigkeitsdreiecke im gedrosselten sowie im ungedrosselten Betriebszustand ist nur unter der Einschränkung einer inkompressibel Strömung möglich, obwohl die Interpretationen in ihrer grundsätzlichen Aussage auch für thermische Strömungsmaschinen gelten:



ungedrosselter Strömungszustand im Axialgitter



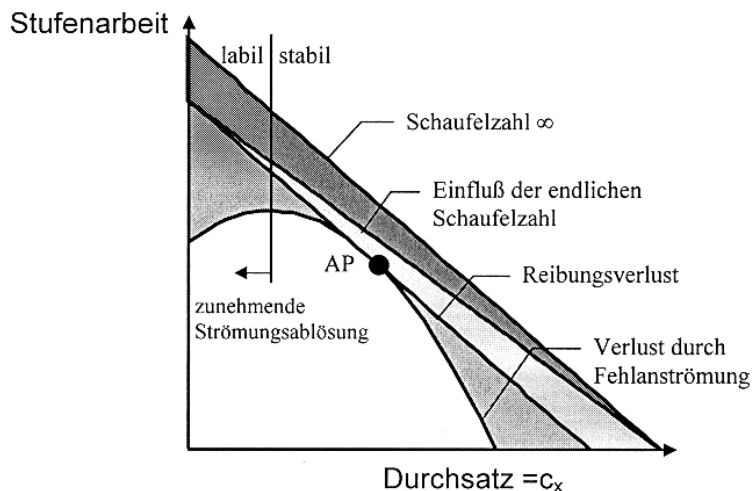
gedrosselter Strömungszustand im Axialgitter

$$u_1 = u_2 = u$$

$$Y = u(c_{2u} - c_{1u})$$

$$c_{2x} = c_{1x} = c_x \quad (\text{bei inkompressibler Strömung})$$

$$c_x^{\text{unged.}} > c_x^{\text{ged.}}$$



Das Androsseln bewirkt eine Reduzierung des Durchsatzes, d.h. der Strömungsgeschwindigkeitskomponente c_x , bei gleichzeitiger Verringerung des Eintrittsdralls c_{1u} . Die Folge des reduzierten Eintrittsdralls ist eine Vergrößerung der Stufenarbeit.

4. Der Kreisprozeß thermischer Strömungsmaschinen

4.1 Zustandsänderungen

Die grafische Veranschaulichung thermodynamischer Prozesse ist zum Verständnis von Kreisprozessen besonders hilfreich. Wesentlich ist auch das Verständnis, welche Axiome und welche Prozeßführungsbedingungen

isobar	⇔	konstanter Druck,
isochor	⇔	konstantes Volumen,
isotherm	⇔	konstante Temperatur,
isentrop	⇔	konstante Entropie (verlustfrei),
isenthalp	⇔	konstante Enthalpie,

ausgenutzt werden. Jede Zustandsänderung wird durch die drei Zustandsgrößen Druck p , Volumen V und Temperatur T bestimmt, von denen für einfach nachvollziehbare Prozesse eine jeweils konstant zu halten ist. Die zugehörige Gleichung ist die thermische Zustandsgleichung für ein ideales Gas, auch ideale Gasgleichung genannt:

$$\frac{p}{\rho} = R T$$
$$\frac{dp}{p} - \frac{d\rho}{\rho} - \frac{dT}{T} = 0$$

Die Dichte ρ läßt sich auch durch das spezifische Volumen v ausdrücken:

$$\rho = \frac{dm}{dV} = \frac{1}{v}$$

Durch die thermische Zustandsgleichung alleine ist ein Medium in der Thermodynamik nicht eindeutig beschrieben. Man benötigt noch eine weitere Gleichung, die man als kalorische Zustandsgleichung bezeichnet. Die kalorische Zustandsgleichung läßt sich in Form der inneren Energie u oder Enthalpie h ausdrücken:

$$u = u(T, v) \quad \text{oder} \quad h = h(T, p)$$

Thermische und kalorische Zustandsgleichung sind unabhängig voneinander und nur über Nebenbedingungen miteinander verknüpft.

Für die Anwendung auf Strömungsmaschinen stellt sich die Frage, nach der verrichteten Arbeit und der hineingesteckten Strömungsenergie bei einer Kraftmaschine oder der herausgeholtene Strömungsleistung und der hineingesteckten Arbeit bei einer Arbeitsmaschine. Die Zunahme an innerer und kinetischer Energie in einem materiellen Volumen ist gleich der durch die äußeren Kräfte zugeführten Leistung und der Wärmezufuhr.

$$\frac{d}{dt}(E_I + E_K) = P + Q$$

mit $E_I = \int \rho u \, dV$,

$$E_K = \int \rho \frac{c^2}{2} \, dV \quad ,$$

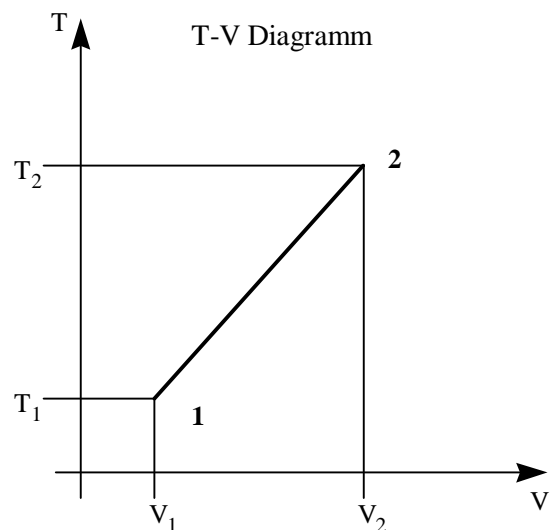
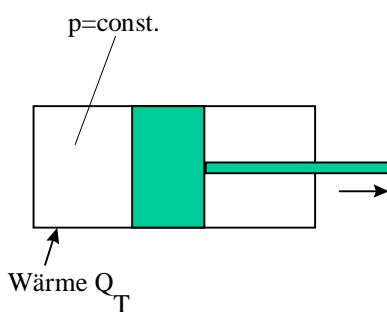
$$P = \underbrace{\int \underline{c} \cdot \rho \underline{f} \, dV}_{P_V} + \underbrace{\oint \underline{c} \cdot \underline{\sigma} \, dA}_{P_O}$$

und

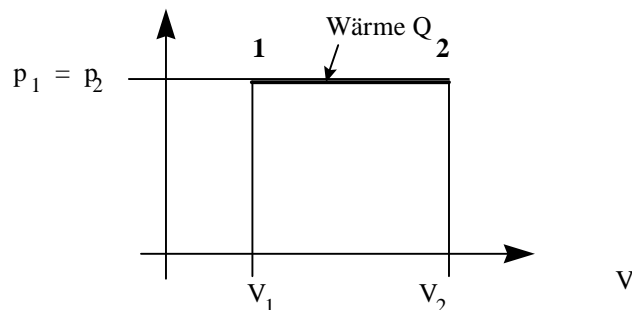
$$Q = \underbrace{\int \rho \underline{w} \, dV}_{Q_V} - \underbrace{\oint \underline{q} \cdot \underline{dA}}_{Q_O} \quad .$$

Zur Untersuchung der Prozesse in thermischen Strömungsmaschinen ist zunächst die rechte Seite der Gleichung von Interesse, z.B. wird Wärme Q in den Prozeß hineingesteckt und Leistung P dadurch erzielt. Anhand einfachster Zustandsänderungen wird dies im folgenden genauer untersucht:

Isobare Zustandsänderung



p-V Diagramm



Die Leistung P setzt sich aus der Leistung der Volumenkräfte, in der Regel der Schwerkraft, und der Leistung der Oberflächenkräfte, z.B. dem Druck, zusammen. Der im wesentlichen relevante Anteil der Leistung der Oberflächenkräfte läßt sich mathematisch umformen zu

$$P_O = \oint \underline{c} \cdot \underline{\sigma} \, dA = \oint \underline{c} \cdot \underline{\pi} \cdot \underline{dA} \quad (\text{Spannungstensor } \underline{\pi}),$$

$$P_O = \oint \underline{c} \cdot \underline{\pi} \cdot d\underline{A} = \oint \frac{\partial \underline{x}}{\partial t} \underline{\pi} \cdot d\underline{A} \quad ,$$

$$P_O = \oint \frac{\partial \underline{x}}{\partial t} \underline{\pi} \cdot d\underline{A} = - \oint \frac{\partial \underline{x}}{\partial t} p \underline{\delta} \cdot d\underline{A} \quad (\text{reibungsfreie Zustandsänderung}),$$

$$P_O = - \oint \frac{\partial \underline{x}}{\partial t} p \underline{\delta} \cdot d\underline{A} = - \int p \frac{\partial \underline{x}}{\partial t} \cdot d\underline{A} = -p \frac{dV}{dt}$$

Diese mechanische Arbeit der Oberflächenkräfte wird auch Verzerrungsleistung oder Volumenänderungsarbeit genannt.

Führt man einem Medium Wärme so langsam zu, daß sich Dichte und Temperatur über das ganze Volumen praktisch nicht ändern und das Medium ruht, so folgt aus dem Energiesatz:

$$\begin{aligned} \frac{dE_I}{dt} &= Q - p \frac{dV}{dt} \\ \Leftrightarrow Q &= \frac{dE_I}{dt} + p \frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad .$$

Durch Integration über die Dauer der Wärmezufuhr folgt

$$\begin{aligned} Q &= E_I^E - E_I^A + \int_{t_A}^{t_E} p \frac{dV}{dt} dt \\ \Rightarrow Q &= E_I^E - E_I^A + \int_{V_A}^{V_E} p dV \end{aligned} \quad .$$

Unter der Annahme kleiner Änderungen während des Prozesses folgt

$$Q = \Delta E_I + p \Delta V \quad .$$

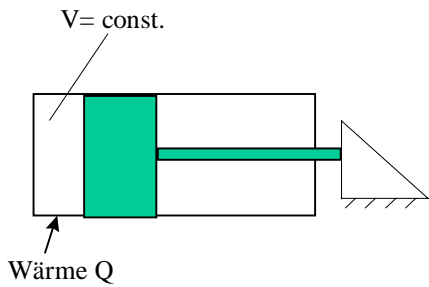
Die zugeführte Wärme kann also in innere Energie oder in mechanische Arbeit verwandelt werden. Das p-V Diagramm zeigt unter der Prozeßkurve von 1 nach 2 die verrichtete mechanische Arbeit als Fläche, bei der isobaren Expansion ergibt sich also

$$P_{12} = p_1(V_2 - V_1) \quad .$$

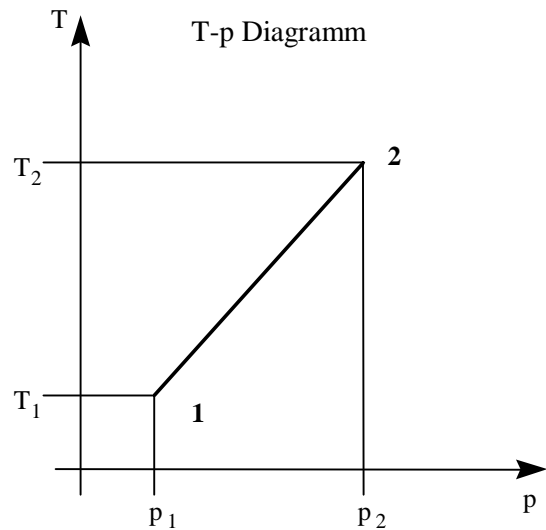
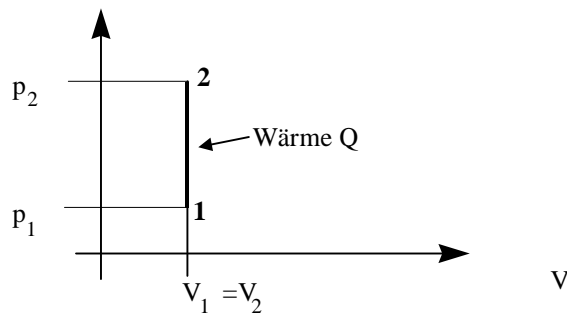
Je nach Prozessführung wechselt das Vorzeichen der Fläche im p-V Diagramm gemäß zugeführter oder abgeführter Arbeit. Aus der thermischen Zustandsgleichung folgt für die isobare Zustandsänderung

$$\frac{V}{T} = \text{const.} \quad .$$

Isochore Zustandsänderung



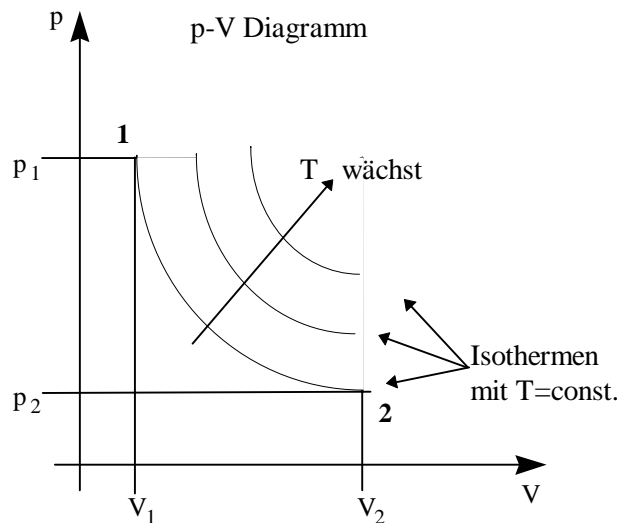
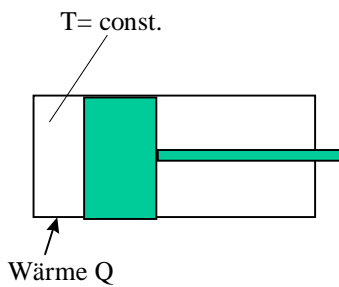
p-V Diagramm



Bei der isochoren Zustandsänderung wird keine Arbeit verrichtet, aus der thermischen Zustandsgleichung folgt

$$\frac{p}{T} = \text{const.}$$

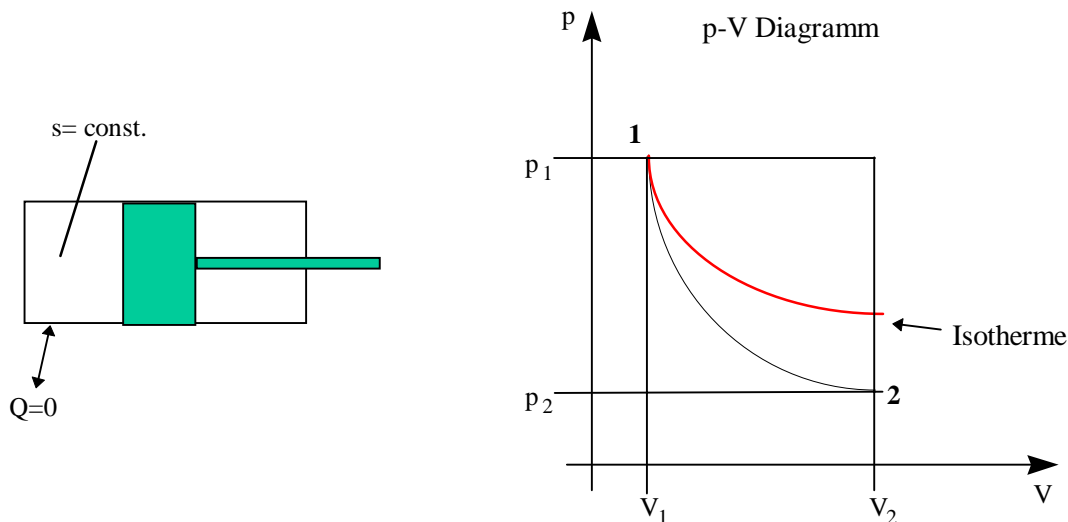
Isotherme Zustandsänderung



Die dem Volumen zugeführte Wärmemenge Q wird bei der isothermen Zustandsänderung ausschließlich zur Vergrößerung des Volumens verwendet. Die zugeführte Energie müßte sofort umgesetzt werden, damit sich die Temperatur nicht verändert, daher ist eine isotherme Prozeßführung praktisch nicht möglich, sie läßt sich nur als Gedankenexperiment durchführen. Aus der thermischen Zustandsgleichung folgt

$$p V = \text{const.}$$

Isentrope oder adiabate Zustandsänderung



Zur Beschreibung thermodynamischer Prozesse wird als weitere Gleichung die sogenannte Gibbssche Fundamentalgleichung, auch 2. Hauptsatz der Thermodynamik genannt, verwendet. Diese Gleichung steht als Definition für die Entropie, die bei isentropen Zustandsänderungen konstant gehalten wird:

$$du = T ds - \frac{p}{\rho^2} d\rho \quad \text{oder} \quad du = T ds - p dv$$

mit der spezifischen inneren Energie u und der spezifischen Entropie s sowie dem spezifischem Volumen v . Folgende Voraussetzungen sind an die Gültigkeit der Gibbsschen Gleichung geknüpft:

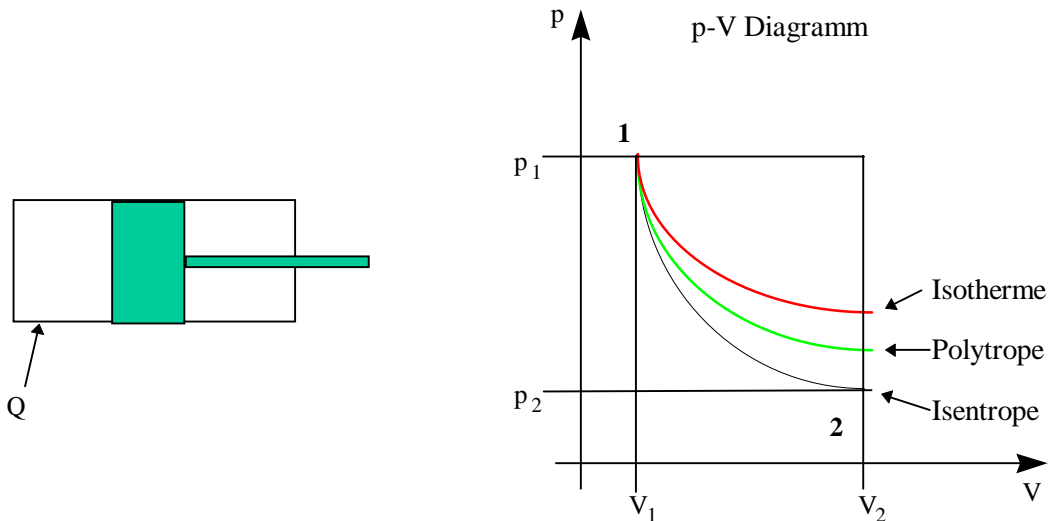
- lokales thermodynamische Gleichgewicht (keine räumliche und zeitliche Änderung der Zustandsgrößen),
- keine Stoffumwandlung (keine chemische Prozesse),
- keine Phasenumwandlungen,
- keine Änderung von Mischungsverhältnissen (z.B. bei Luft),
- keine elektromagnetischen Effekte.

Die adiabate Zustandsänderung verläuft im p - V Diagramm ähnlich der isothermen, jedoch wird bei einem isentropen Prozeß keine Wärme ausgetauscht. Die geleistete Arbeit resultiert einzig aus der inneren Energie, d.h., die Temperatur nimmt bei der adiabaten Expansion ab und bei der adiabaten Kompression nimmt die Temperatur zu.

Während isochore und isobare Zustandsänderungen technisch realisierbar sind, ist dies für die isotherme und die isentrope Zustandsänderung nicht möglich. Bei einer

Kompression läßt sich weder die Temperatur exakt konstant halten, wie es ein isothermer Vorgang erfordert, noch läßt sich ein Wärmeaustausch mit der Umgebung vollkommen unterbinden, wie es bei der isentropen Zustandsänderung notwendig ist. Die technisch realisierbare Zustandsänderung liegt zwischen den beiden Grenzfällen und wird polytrope Zustandsänderung genannt:

Polytrope Zustandsänderung



Zwischen den Zustandsgrößen gelten folgende Beziehungen:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa}$$

für die technisch wichtigen zweiatomigen Gase wie z.B. Luft ist $\kappa=1.4$ für die isentrope und liegt zwischen 1 und 1.3 für die polytrope Zustandsänderung. Der Polytropenexponent muß jeweils experimentell ermittelt werden.

4.2 Die anschauliche Interpretation der Entropie

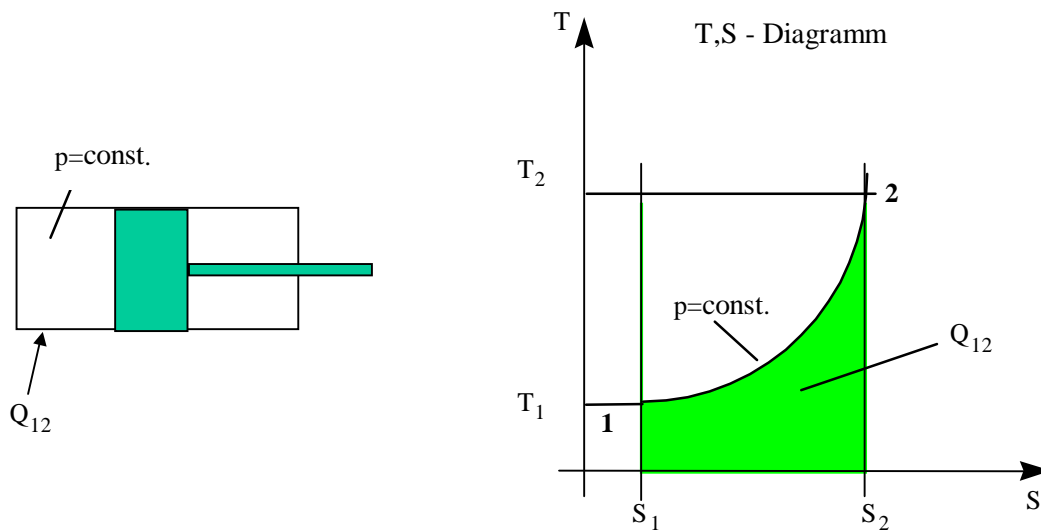
Um die Frage nach der zugeführten Wärmemenge bei einer Zustandsänderung zu beantworten, ist die Darstellung im T-s Diagramm sinnvoll, da aus der Energiegleichung und der Gibbsschen Gleichung (1. und 2. Hauptsatz der Thermodynamik

$$Q = T \Delta S$$

folgt.

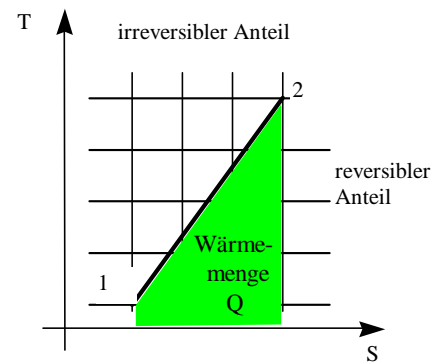
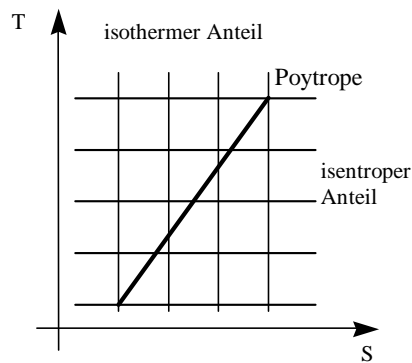
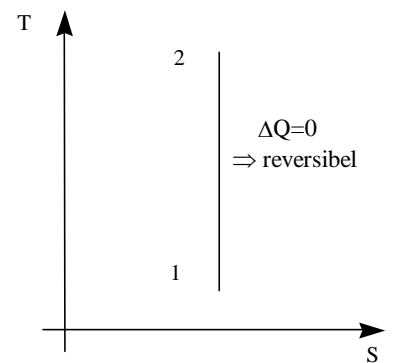
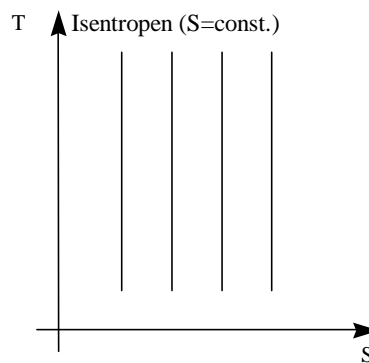
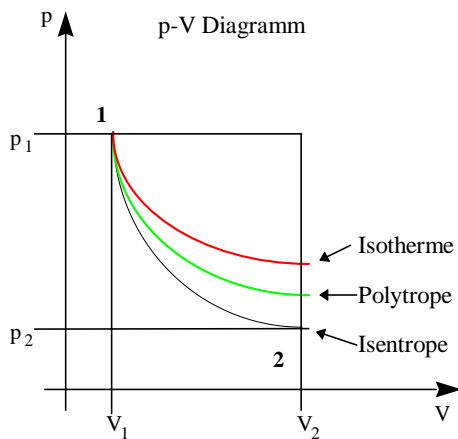
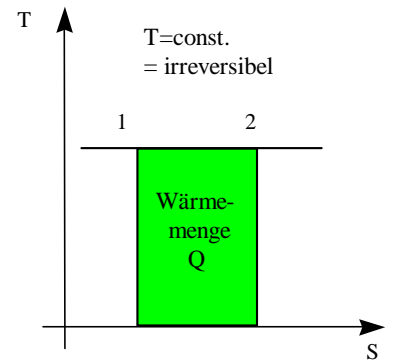
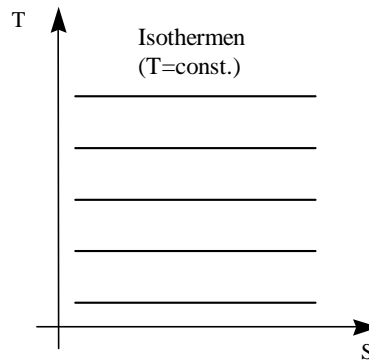
Mit Hilfe der Entropie ist es möglich, die Umkehrbarkeit von Prozessen zu quantifizieren: Bleibt die Entropie konstant, so ist die Zustandsänderung verlustfrei und reversibel. Steigt die Entropie während der Zustandsänderung handelt es sich um einen verlustbehafteten irreversiblen Prozeß (z.B. durch Reibung).

T,S - Diagramm zur Ermittlung der Wärmezufuhr



Übung: Ist es unter dem Gesichtspunkt einer Prozessführung mit möglichst geringen Verlusten günstiger, eine Turbinenstufe bei möglichst hohen oder möglichst niedrigen Temperaturen zu betreiben? Zur Beantwortung soll zunächst die Erwärmung von 1 kg Wasser von 20°C auf 70°C in fünf gleichmäßigen Teilschritten betrachtet werden. Wie verhält sich die Entropie dabei, trage die Zustandsänderung im T-S Diagramm ein?

Aufteilung von Zustandsänderungen in reversible und irreversible (verlustbehaftete und verlustfreie) Anteile



5. Kennzahlen von Strömungsmaschinen

5.1 Definition des Wirkungsgrads

Der Wirkungsgrad ist definiert als Verhältnis der resultierenden Leistung zur hineingesteckten Leistung:

$$\eta = \frac{\text{resultierende Leistung}}{\text{hineingesteckte Leistung}} \quad .$$

Der aerodynamische Wirkungsgrad einer Strömungsmaschinen wird aus der strömungsmechanischen Leistung und der mechanischen Leistung berechnet. Bei Kraftmaschinen (Turbinen) ist der Wirkungsgrad definiert als

$$\eta = \frac{\text{mechanische Leistung}}{\text{strömungsmechanische Leistung}} \quad .$$

Bei Arbeitsmaschinen (Pumpen und Verdichter) ist der Wirkungsgrad definiert als

$$\eta = \frac{\text{strömungsmechanische Leistung}}{\text{mechanische Leistung}} \quad .$$

Ein Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt alle mechanischen und strömungsmechanischen Verluste. Aufspalten läßt er sich zum Beispiel wie folgt in bestimmte Teilwirkungsgrade (nach Bohl (1994):

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_l \cdot \eta_m \quad (5.1)$$

mit

η_i = innerer Wirkungsgrad zur Berücksichtigung von Strömungs- und Reibungsverlusten,

η_l = volumetrischer Wirkungsgrad zur Berücksichtigung von Spaltverlusten,

η_m = mechanischer Wirkungsgrad zur Berücksichtigung von Lagerreibung, Verlusten im Getriebe oder des Antriebs.

Wichtig für das Verständnis ist, dass sich die Teilwirkungsgrade multiplikativ zum Gesamtwirkungsgrad zusammensetzen lassen. Der von Bohl als innerer Wirkungsgrad bezeichnete Teilwirkungsgrad wird im Rahmen dieser Lehrveranstaltung mit den Praktikas als strömungsmechanischer Wirkungsgrad bezeichnet.

Die strömungsmechanische Leistung bei hydraulischen Strömungsmaschinen berechnet sich aus:

$$P_{\text{Strömung}} = \Delta p \cdot \dot{V} \quad . \quad (5.2)$$

Zur Berechnung des Wirkungsgrads einer hydraulischen Strömungsmaschine wird diese Leistung ins Verhältnis zur mechanischen Leistung gesetzt.

Bei thermischen Strömungsmaschinen läßt sich die strömungsmechanische Leistung aus den h-s Prozessdiagrammen ablesen, vgl. Bild 5.1. Zur Berechnung des

isentropen Wirkungsgrads einer thermischen Strömungsmaschine wird diese Leistung ins Verhältnis zur theoretisch möglichen isentropen Leistung gesetzt, vgl. Gleichung 5.3. Häufig wird auch ein polytroper Wirkungsgrad verwendet, als Vergleichsprozess dient dann der polytrope im Vergleich zum realen.

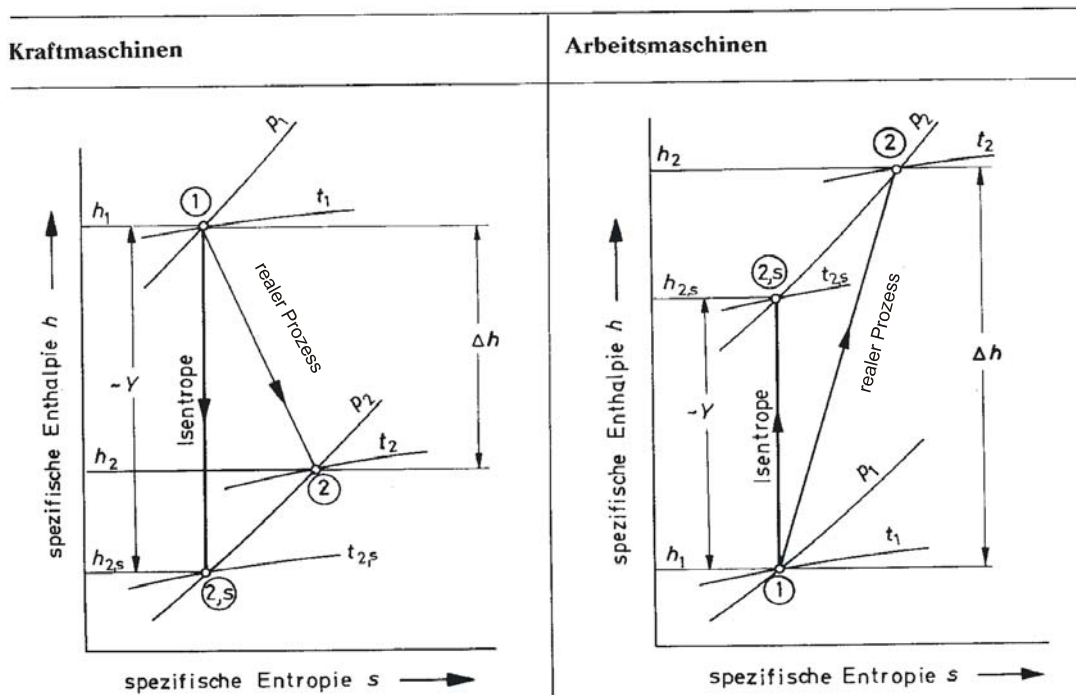


Bild 5.1: h-s Prozessdiagramme für Turbine und Verdichter, nach Bohl (1994).

$$\eta_{\text{isentrop, Turbine}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,s}} \quad \eta_{\text{isentrop, Verdichter}} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5.3)$$

Die Berechnung und der Text des folgenden Abschnitts über den polytrophen Wirkungsgrad η_{poly} ist der Diplomarbeit von W. Hofmann, TU Berlin (1998) entnommen, als Quelle diente dabei eine Vorlage von Th. Gietl, BMW Rolls-Royce GmbH Dahlewitz.

- Definition nach Cumpsty (1989)

$$\eta_{\text{poly}} = \frac{dp}{\rho \cdot dh} \Rightarrow 1 - \eta_{\text{poly}} = \frac{dh - \frac{dp}{\rho}}{dh} = \frac{T ds}{dh} \quad (5.4 \text{ a, b})$$

- für konstanten Druck: $p = \text{konst.} \Rightarrow dh = T(ds)_p$

$$\Rightarrow 1 - \eta_{\text{poly}} = \frac{ds}{(ds)_p} = \frac{\Delta s}{(\Delta s)_p} \quad (5.5)$$

$$\Rightarrow 1 - \eta_{\text{poly}} = \frac{s_2 - s_1}{s_3 - s_1} \quad (5.6)$$

$$\Rightarrow \eta_{\text{poly}} = \frac{s_3 - s_2}{s_3 - s_1} \quad (5.7)$$

- für ideales Gas

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (5.8)$$

- Integration 2 → 3: $0=dh=c_p dT$

$$\Rightarrow \int_2^3 ds = - \int_2^3 R \frac{dp}{p} \Leftrightarrow s_3 - s_2 = -R \ln\left(\frac{p_3}{p_2}\right) \quad (5.9 \text{ a, b})$$

- $p_3=p_1$

$$\Rightarrow s_3 - s_2 = R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (5.10)$$

- Integration 1 → 3: $dp=0$ und $T_3=T_2$

$$\Rightarrow \int_1^3 ds = \int_1^3 c_p \frac{dT}{T} \Rightarrow \eta_{\text{poly}} = \frac{R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\int_1^3 c_p(T) \frac{dT}{T}} \quad (5.11 \text{ a, b})$$

- für $c_p=\text{konst.}$

$$\Rightarrow \eta_{\text{poly}} = \frac{R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (5.12)$$

In die Gleichung für den polytropen Wirkungsgrad können statische oder totale Größen eingesetzt werden. Da die spezifische Wärmekapazität über die Stufen hinweg nicht konstant bleibt, aber nahezu linear von der Temperatur abhängig ist, wird eine mittlere Temperatur zwischen Ein- und Austritt bestimmt, die in eine Polynomapproximation für c_p eingeht. Dieses mittlere c_p wird dann als konstant angesehen.

Beispielaufgabe einer thermischen Strömungsmaschine:

Dampfturbine (nach Bohl: Strömungsmaschinen I, 1994, S.26)

Eine Dampfturbine hat folgende Betriebsdaten:

Eintritt: $p=40 \text{ bar}$,
 $t=400^\circ\text{C}$,
 Austritt: $p=4 \text{ bar}$,
 $t=180^\circ\text{C}$.

Berechne

- die spezifische Stufenarbeit.
- den inneren Wirkungsgrad.
- den Dampfverbrauch \dot{m} .

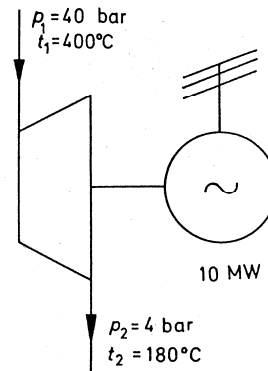


Bild 5.2: Schematische Darstellung gemäß DIN 2481

Gegeben ist der mechanische Wirkungsgrad der Turbine von 99%, der volumetrische Wirkungsgrad der Turbine von 99,5 % und der Gesamtwirkungsgrad des Generators von 98 %. Die Leistung des Generators beträgt 10 MW.

Hinweis: Der Entspannungsprozeß ist in ein h,s - Diagramm einzutragen.

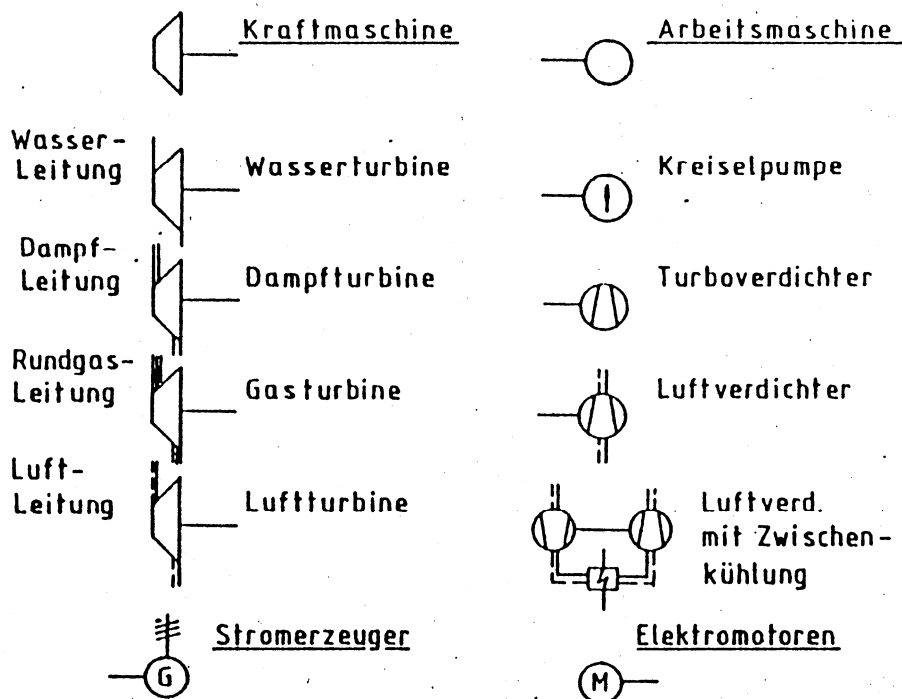


Bild 5.3: Sinnbilder für Strömungsmaschinen nach DIN 2481.

5.2 Dimensionsanalyse

Mit Kenntnissen der Dimensionsanalyse sind prinzipiell zwei Dinge möglich:

- a) Die Übertragung bestimmter Größen zwischen physikalisch ähnlichen Objekten. Bei der Auslegung und Berechnung von Strömungsmaschinen ist dies von Nutzen, da sich Erkenntnisse aus Modellexperimenten unmittelbar verrechnen lassen.
- b) Die Anzahl der Variablen läßt sich bei mehrparametrischen Problemen durch die Verwendung dimensionsloser Kennzahlen reduzieren.

Bekannt ist die Übertragung von Maßstäben aus Zeichnungen oder Landkarten, das ist eine Aufgabe der Ähnlichkeitslehre. Bei der Übertragung von Meßergebnissen von einem Aufbau auf einen anderen mit unterschiedlicher Skalierung, wird man feststellen, daß die Übertragung nicht ganz so einfach ist wie bei der Landkarte. Dieser Unterschied wird mit den Vokabeln geometrisch ähnlich und physikalisch ähnlich beschrieben.

Häufig sind die dimensionellen Zusammenhänge bei Experimenten bekannt und einfach durchschaubar. Dies muß aber nicht grundsätzlich der Fall sein. Mit Hilfe einer Rechenvorschrift läßt sich die Dimensionsanalyse allgemein verwenden. Eine genaue Beschreibung findet sich dazu in Schade/Kunz (1989). Anhand des Beispiels einer Strömungsmaschine soll der Algorithmus und die Nomenklatur hier eingeführt und erläutert werden:

Die Druckerhöhung Δp einer Pumpe oder eines Verdichters hängt ab von folgenden Parametern:

- Volumenstrom \dot{V} ,
- Durchmesser D des Laufrades,
- Dichte ρ des Fördermediums,
- Zähigkeit des Fördermediums, die kinematische Zähigkeit ν wird gewählt,
- Drehzahl n der Maschine,

$$\Delta p = f(\dot{V}, D, \rho, \eta, n) .$$

Wir haben somit eine Relevanzliste des Problems und bestimmen nun die Dimension aller vorkommenden Größen:

$$\begin{aligned} [\Delta p] &= M^1 L^{-1} T^{-2} & M &\hat{=} [kg] & L &\hat{=} [m] & T &\hat{=} [s] \\ [\dot{V}] &= L^3 T^{-1} \\ [D] &= L \\ [\rho] &= M^1 L^{-3} \\ [\nu] &= L^2 T^{-1} \\ [n] &= T^{-1} \end{aligned}$$

Mit der Beschränkung auf hydraulische Strömungsmaschinen ($\rho = \text{const.}$) läßt sich über den Quotienten aus Druck und Dichte die Masse eliminieren, so daß die Dimensionsmatrix

$$\underline{\underline{[L[m] \quad T[s] \quad M[kg]}}}$$

n		0	-1	0
D		1	0	0
\dot{V}		3	-1	0
v		2	-1	0
$\Delta p/\rho$		2	-2	0

den Rang 2 hat, d.h., mit 2 Größen lassen sich alle Zeilen per Linearkombination ausdrücken. Zwei Größen sind nun zu sogenannten natürlichen Grundgrößen, zu problembezogenen Einheiten, zu wählen.

- a) Aus reiner Sicht der Dimensionsanalyse wäre es sinnvoll, D und v zu wählen. \dot{V} und n blieben dann sogenannte Einstellgrößen, die sich im Experiment auch tatsächlich variieren ließen. Ziel ist die Auftragung $\Delta p/\rho$ über \dot{V} in Abhängigkeit des Scharparameters n. D und v sind durch die Geometrie eines Laufrades, das für ein Fördermedium bestimmt ist, bereits festgelegt. Die Dimensionsmatrix verändert sich somit zu

		D	v
$\Delta p/\rho$		-2	2
\dot{V}		1	1
n		-2	1

und der funktionale Zusammenhang läßt sich dann schreiben als

$$\frac{\Delta p}{\rho} \frac{D^2}{v^2} = f\left(\frac{\dot{V}}{vD}, \frac{n D^2}{v}\right) .$$

- b) Historisch gewachsen ist eine Normierung mittels n und D als natürliche Grundgrößen. Der Grund dafür ist, daß v für einen Ventilator typ festgelegt ist, beispielsweise für Wasser oder Luft als Fördermedium. Ähnliche Versuche lassen sich somit bei Variation von n und D durchführen. Variiert man v, gelten schon alleine aus Festigkeitsgründen ganz andere Auslegungskriterien. Zudem läßt sich experimentell bestimmen, daß das Problem unabhängig von der Reynoldzahl ist, so daß v als natürliche Grundgröße ungeeignet ist. Als Dimensionsmatrix ergibt sich also

		n	D
$\Delta p/\rho$		2	2
\dot{V}		1	3
v		1	2

oder als funktionaler Zusammenhang geschrieben:

$$\frac{\Delta p}{\rho n^2 D^2} = f\left(\frac{\dot{V}}{n D^3}, \frac{v}{n D^2}\right)$$

① ② ③

Für die drei normierten Parameter sind nun in der Praxis folgende Skalierungen üblich:

Für 3:

$$U = \omega \cdot r = \omega \frac{D}{2} = 2\pi n \frac{D}{2} = \pi D n$$

woraus folgt

$$\frac{v}{n D^2} \sim \frac{1}{\text{Re}} \quad .$$

Für 2:

$$\frac{\dot{V}}{n D^3} \sim \frac{\dot{V}}{U \cdot A} = \varphi \quad ,$$

diese Größe wird Lieferzahl genannt.

Für 1:

$$\frac{\Delta p}{\rho n^2 D^2} \sim \frac{\Delta p}{\rho U^2} \sim \frac{\Delta p}{\rho \frac{U^2}{2}} = \psi$$

diese Größe wird Druckzahl genannt. Zusammengefaßt gilt

$$\psi = f\left(\varphi, \frac{1}{\text{Re}}\right).$$

Für den dimensionslos gemachten Druck verwendet man in der Praxis also die Druckzahl ψ und für den dimensionslos gemachten Volumenstrom die Lieferzahl φ . Zu berücksichtigen sind stets Skalierungsfaktoren, die die Dimension nicht verändern, jedoch den absoluten Wertebereich beeinflussen. Diese Faktoren sind branchenabhängig und unterscheiden sich für radiale und axiale Maschinen.

$$\psi = \frac{\Delta p / \rho}{U^2 / 2} = \frac{\Delta p \cdot 2}{\rho \pi^2 n^2 D^2} = \frac{Y \cdot 2}{U^2} = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 n^2 D^2} \quad \text{Druckzahl}$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{U A} = \frac{\dot{V}}{\pi D n \frac{D^2}{4} \pi} = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 n} = \frac{c_{ax} A}{U \pi D b} = \frac{c_{ax} A}{U A} = \frac{c_{ax}}{U} \quad \text{Lieferzahl}$$

Achtung: $U \hat{=}$ Blattspitzengeschwindigkeit oder Umfangsgeschwindigkeit im Mittelschnitt,
 $A \hat{=}$ durchströmte Laufradfläche (für Radialmaschine $\pi D b$, mit der Breite b des Laufrads) oder Rohrkreisfläche.

5.3 Allgemein gültige Kennzahlen

Weitere Kennzahlen lassen sich nun aus der Kombination von Druck- ψ und Lieferzahl φ formulieren.

Leistungszahl:

Die aerodynamische Leistung einer Strömungsmaschine ist

$$P_{\text{aero}} = \Delta p \cdot \dot{V}$$

Bei der mechanischen Leistung ist zwischen Verdichter (Arbeitsmaschine) und Turbine (Kraftmaschine) zu unterscheiden, entsprechend werden zwei unterschiedliche Leistungszahlen eingeführt, die sich aber nur durch die unterschiedliche Multiplikation mit dem Gesamtwirkungsgrad unterscheiden:

$$P_{\text{mech,V}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \quad \text{Verdichter} \rightarrow \text{Leistungszahl} \quad \lambda = \varphi \cdot \psi / \eta$$

$$P_{\text{mech,T}} = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot \eta \quad \text{Turbine} \rightarrow \text{Leistungszahl} \quad \lambda = \varphi \cdot \psi \cdot \eta$$

Mit den Definitionen für Druck- ψ und Lieferzahl φ folgt für den Verdichter

$$\lambda = \frac{\dot{V} \cdot 4}{D^3 n \pi^2} \frac{\Delta p \cdot 2}{\rho \pi^2 n^2 D^2} \frac{1}{\eta} = \frac{P_{\text{mech}} \cdot 8}{D^5 n^3 \pi^4 \rho \eta}$$

Laufzahl:

Durch Eliminieren des Durchmessers D aus der Kombination von Druck- ψ und Lieferzahl φ ergibt sich die Laufzahl σ :

$$\psi = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 n^2 D^2} \Leftrightarrow D = \frac{(Y \cdot 2)^{1/2}}{\pi n \psi^{1/2}}$$

$$\varphi = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 n} \Leftrightarrow D = \frac{(\dot{V} \cdot 4)^{1/3}}{\pi^{2/3} n^{1/3} \varphi^{1/3}}$$

$$\Leftrightarrow \frac{(Y \cdot 2)^{1/2}}{\pi n \psi^{1/2}} D = \frac{(\dot{V} \cdot 4)^{1/3}}{\pi^{2/3} n^{1/3} \varphi^{1/3}}$$

$$\Leftrightarrow n^{2/3} = \frac{(Y \cdot 2)^{1/2} \varphi^{1/3}}{(\dot{V} \cdot 4)^{1/3} \psi^{1/2} \pi^{1/3}}$$

$$\Leftrightarrow n = \frac{(Y \cdot 2)^{3/4} \varphi^{1/2}}{(\dot{V} \cdot 4)^{1/2} \psi^{3/4} \pi^{1/2}}$$

Für den Quotienten aus Liefer- und Druckzahl wird nun die Laufzahl σ eingeführt:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \frac{(\dot{V} \cdot 4)^{1/2} \pi^{1/2}}{(Y \cdot 2)^{3/4}} = n \frac{\sqrt{\dot{V}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}}{(Y \cdot 2)^{3/4}}$$

Diesen Proportionalitäten entspricht auch die spezifische Drehzahl

$$n_Y = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{Y^{3/4}}$$

Die spezifische Drehzahl n_Y ist die Vergleichsdrehzahl einer geometrisch ähnlichen Strömungsmaschine, die $1 \text{ m}^3/\text{s}$ Fördervolumenstrom bei einer spezifischen Arbeit von $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ leistet. Zwischen Laufzahl σ und spezifischer Drehzahl n_Y besteht nach Ausmultiplizieren folgender Zusammenhang:

$$\sigma = 2.1 \cdot n_Y \quad .$$

Gemäß Sigloch (1993) läßt sich mit Einschränkung folgender Zusammenhang zwischen Radform und Laufzahl formulieren:

Lauftradform	Laufzahl σ	Spezifische Drehzahl n_Y	Tendenz $\dot{V} [\text{m}^3/\text{s}]$	Tendenz $Y [\text{m}^2/\text{s}^2]$
radial	0.06 - 0.26	0.03 - 0.12	↓	↑
halbaxial	0.26 - 0.52	0.12 - 0.24	↓	↑
diagonal	0.52 - 1.04	0.24 - 0.48	↓	↑
axial	0.64 - 3.2	0.3 - 1.5	↓	↑

Durchmesserzahl:

Durch Eliminieren der Drehzahl n aus der Kombination von Druck- ψ und Lieferzahl φ ergibt sich die Durchmesserzahl δ :

$$\psi = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 n^2 D^2} \Leftrightarrow n = \frac{(Y \cdot 2)^{1/2}}{\pi D \psi^{1/2}}$$

$$\varphi = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 n} \Leftrightarrow n = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 \varphi}$$

$$\Leftrightarrow \frac{(Y \cdot 2)^{1/2}}{\pi D \psi^{1/2}} = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 \varphi}$$

$$\Leftrightarrow D^2 = \frac{\dot{V} \cdot 4}{(Y \cdot 2)^{1/2}} \frac{\psi^{1/2}}{\varphi \pi}$$

$$\Leftrightarrow D = \frac{\sqrt{\dot{V}} \cdot 2}{\sqrt{\pi} (Y \cdot 2)^{1/4}} \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$$

Für den Quotienten aus Liefer- und Druckzahl wird nun die Durchmesserzahl δ eingeführt:

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = D \frac{\sqrt{\pi} (Y \cdot 2)^{1/4}}{2 \sqrt{\dot{V}}} = D \sqrt[4]{\frac{Y \cdot 2}{\dot{V}^2}} \frac{\sqrt{\pi}}{2}$$

Die wichtigsten Kennzahlen lassen sich zu folgender Tabelle zusammenfassen, wobei etwaige Skalierungsfaktoren (z.B. π) und die jeweiligen Bezugsdurchmesser keine universelle Gültigkeit haben:

Kennzahl	Formelzeichen	Berechnungsformel
Druckzahl	ψ	$\psi = \frac{\Delta p / \rho}{U^2 / 2} = \frac{\Delta p \cdot 2}{\rho \pi^2 n^2 D^2} = \frac{Y \cdot 2}{U^2} = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 n^2 D^2}$
Lieferzahl	φ	$\varphi = \frac{\dot{V}}{UA} = \frac{\dot{V}}{\pi D n \frac{D^2}{4} \pi} = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 n} = \frac{c_{ax} A}{U \pi D b} = \frac{c_{ax} A}{UA} = \frac{c_{ax}}{U}$
Leistungszahl (Verdichter)	λ	$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \left. \vphantom{\frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}} \right\} = \frac{P_{mech} \cdot 8}{D^5 n^3 \pi^4 \rho} \cdot \frac{1}{\eta} \text{ oder } \cdot \eta$ $\lambda = \varphi \cdot \psi \cdot \eta$
Leistungszahl (Turbine)		
Laufzahl	σ	$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \frac{(\dot{V} \cdot 4)^{1/2} \pi^{1/2}}{(Y \cdot 2)^{3/4}} = n \frac{\sqrt{\dot{V}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}}{(Y \cdot 2)^{3/4}}$
Durchmesserzahl	δ	$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = D \frac{\sqrt{\pi} (Y \cdot 2)^{1/4}}{2 \sqrt{\dot{V}}} = D \sqrt[4]{\frac{Y \cdot 2}{\dot{V}^2}} \frac{\sqrt{\pi}}{2}$

Mit Hilfe des Cordier-Diagramms läßt sich nun eine erste Abschätzung durchführen, welche Bauform einer Strömungsmaschine bei gegebenem Durchsatz und verlangter Förder- oder Fallarbeit am besten geeignet ist.

Beispiel:

Es soll eine geeignete Strömungsmaschine für den Abgasstrom einer Müllverbrennungsanlage mit den Anforderungen $\dot{V} = 90 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\Delta p = 2500 \text{ Pa}$ ausgewählt werden. Für die einfache Überschlagsbetrachtung soll die Dichte des Fördermediums Luft mit $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ als konstant angesehen werden. Die Drehzahl wird mit 900 U/min vorgegeben. Der Gesamtwirkungsgrad der Strömungsmaschine betrage 85%.

Die aufzubringende Leistung gemäß $P = \dot{V} \cdot \Delta p / \eta$ beträgt 264,7 kW.

Mit $\sigma=0.97$ folgt aus dem Cordier-Diagramm $\delta \approx 1.6$, damit lassen sich Durchmesser, Lieferzahl, Druckzahl und spezifische Drehzahl bestimmen:

$$D=2.037 \text{ m}, \varphi=0.2878, \psi=0.4566, \eta_v=0.46$$

Cordier-Diagramm, sowie die Tabelle der spezifischen Drehzahl, zeigen die diagonale oder Axialmaschine mit großem Nabenverhältnis (kurze Schaufeln), auch Hochdruckaxialventilator genannt, als geeignet.

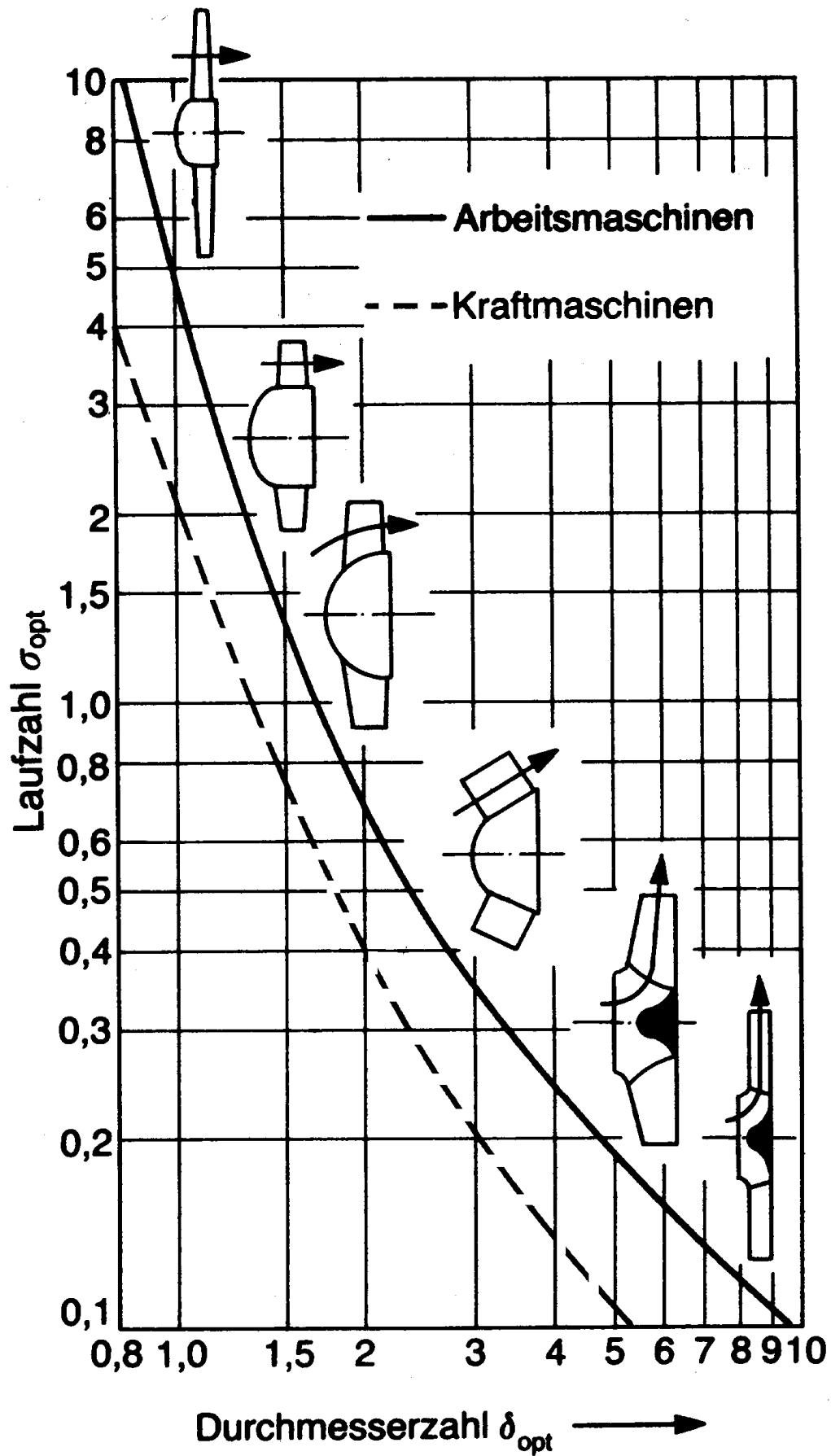


Bild 5.4: Cordier Diagramm (aus Bohl (1994)).

5.4 Ähnlichkeitsbeziehungen

Mit Hilfe der dimensionslosen Kennzahlen lassen sich nun Proportionalitäten zwischen den dimensionsbehafteten Einstellgrößen herleiten.

Für geometrisch ähnliche Radialpumpen (römisch I und II) folgt zum Beispiel aus der Lieferzahl für den Volumenstrom

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{UA} = \text{const.}$$

$$\frac{V_I}{V_{II}} = \frac{u_I \cdot A_I}{u_{II} \cdot A_{II}} = \frac{D_I^2 \cdot b_I \cdot n_I}{D_{II}^2 \cdot b_{II} \cdot n_{II}} \quad .$$

Für die spezifische Arbeit folgt aus der Druckzahl

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2} = \text{const.}$$

$$\frac{Y_I}{Y_{II}} = \frac{u_I^2}{u_{II}^2} = \frac{D_I^2 \cdot n_I^2}{D_{II}^2 \cdot n_{II}^2} \quad .$$

Aus der Leistungszahl folgt schließlich für die mechanische Leistung

$$\lambda = \frac{P_{\text{mech}} \cdot 8}{D^5 n^3 \pi^4 \rho}$$

$$\frac{P_{\text{mech},I}}{P_{\text{mech},II}} = \frac{D_I^5 n_I^3}{D_{II}^5 n_{II}^3} \quad .$$

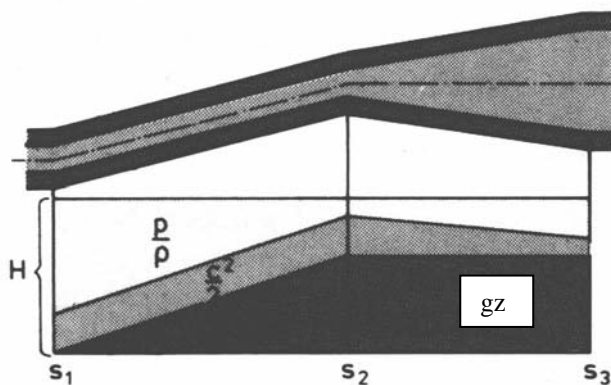
6. Kavitation

Kavitation tritt nur bei Flüssigkeiten auf. Sinkt der Druck in der Flüssigkeit unterhalb des Dampfdruckes, so bilden sich Gasblasen in der Flüssigkeit aus. Dieser physikalische Vorgang wird als Kavitation bezeichnet. Es handelt sich um eine lokale Verdampfung innerhalb der Flüssigkeit. Unter technischen Gesichtspunkten verursacht Kavitation mechanische Schäden und Lärm, sobald der Druck wieder oberhalb des Dampfdruckes angestiegen ist. Da die Gasblasen implosionsartig zusammenfallen, werden große instationäre Kräfte frei.

Bei einer Kavitationsströmung handelt es sich um eine sogenannte Zweiphasenströmung, die nicht mehr mit einfachen strömungsmechanischen Gleichungen (z.B. Bernoulli-Gleichung) berechnet werden kann. Bei hydraulischen Strömungsmaschinen interessiert insbesondere die Grenze, bei der Kavitation auftreten kann. Die Strömung mit Kavitation liegt jenseits des technisch interessanten Bereichs.

6.1 Bernoulli-Diagramm

Mit Hilfe des Bernoulli-Diagramms läßt sich der Ort möglicher Kavitation in einem Rohrleitungssystem grafisch darstellen. Für eine Stromlinie werden die spezifischen Energieanteile (kinetische, potentielle und Druckenergie) übereinander aufgetragen:



$$\frac{c^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = H = \text{const.}$$

Bild 6.1: Bernoulli-Diagramm, aus Schade/Kunz (1989).

p/ρ ist für den Ort s_2 am kleinsten, dort ist zu prüfen, ob der Druck p unter den Dampfdruck sinkt.

6.2 Blasenimplosion

Der Druckverlauf durch eine Querschnittsverengung kann wie folgt aussehen:

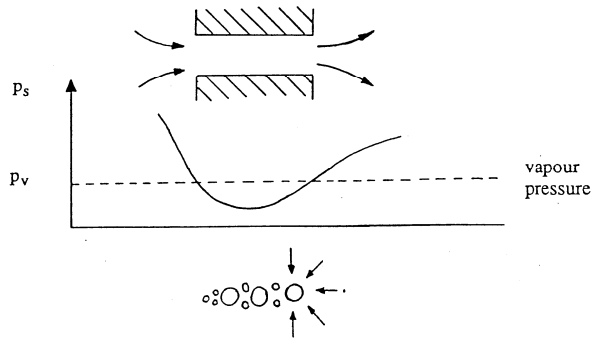


Bild 6.2: Druckverlauf durch eine Querschnittsverengung.

In der Nähe einer Wand fallen die Blasen asymmetrisch zusammen. Auf die Wand entsteht ein mit großer Geschwindigkeit schießender sogenannter Microjet:

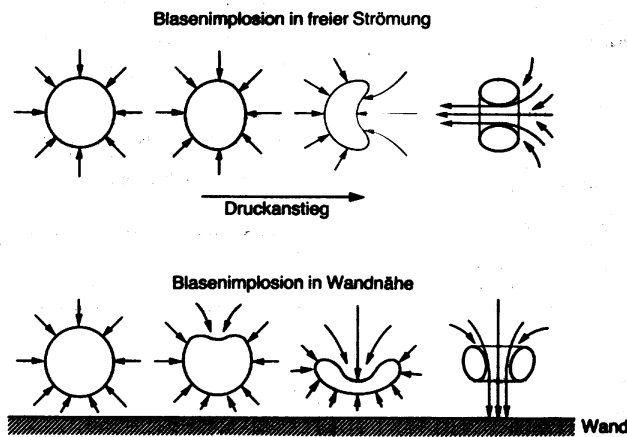


Bild 6.3: Formen von Blasenimplosionen in freier Strömung und in Wandnähe (Bohl(1994))

Durch den schlagartigen Blasen kollaps entstehen Werkstoffzerstörungen, die auch als Kavitationserosion bezeichnet wird, schematisch ist dies im folgenden Bild dargestellt.

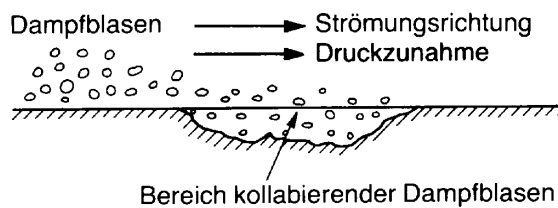
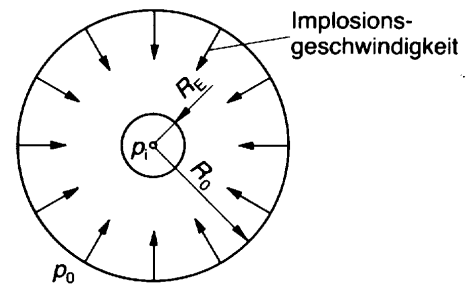


Bild 6.4: Entwicklung von Kavitationserosion (Bohl(1994))

Bohl (1994) gibt nach einer Formel von Cook die Implosionsenddrücke an, die beim kugelsymmetrischen Zusammenbruch der Blasen auftreten können:

R_0/R_E	6	10	20	30
p_i [bar]	1800	3900	11100	20300

Für kaltes Wasser, $p_0=1\text{bar}$, p_i =Druck in der kollabierten Restblase, R_0 =maximaler Radius der Dampfblase, R_E =Endradius der kollabierten Blase.



6.3 Spezifische Halteenergie oder Haltedruckhöhe und NPSH-Wert

Zunächst sollen die Begriffe spezifische Halteenergie, Haltedruckhöhe und NPSH-Wert am Beispiel von Pumpen erläutert werden, im Abschnitt 6.6 findet die Übertragung der Überlegungen auf Turbinen statt.

Das Saugverhalten einer Pumpe kann mit Hilfe der Haltedruckhöhe, Dimension [m], oder dem NPSH-Wert (Net Positive Suction Head), Dimension [m], beurteilt werden. Gemäß ISO2548 und DIN24260 sind beide Begriffe gleichberechtigt anzuwenden, sie unterscheiden sich in ihrer Definition lediglich durch eine unterschiedliche Bezugshöhe.

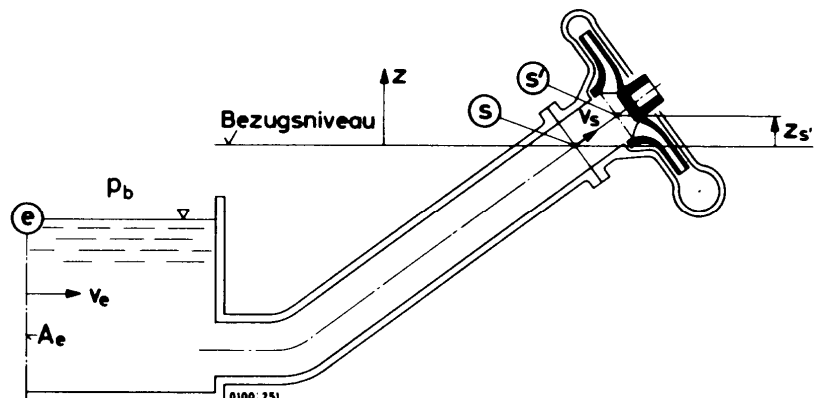


Bild 6.5: Bezugspunkt s für die Haltedruckhöhe und Bezugspunkt s' für den NPSH-Wert (aus KSB: Kreiselumpenlexikon, 1974)

Zu Unterscheiden ist zwischen den Werten der Anlage und den Werten der Pumpe. Spezifische Halteenergie, Haltedruckhöhe und NPSH-Wert der Anlage sind Meß- oder Berechnungsgrößen, die Angaben für die Pumpe selber sind Grenzwerte für eintretende Kavitation, die vom Pumpenhersteller angegeben werden.

Die spezifische Halteenergie der Anlage ermittelt man aus der Summe von spezifischer Druck- und spezifischer Geschwindigkeitsenergie auf der Saugseite minus dem spezifischen Dampfdruck p_D der Förderflüssigkeit:

$$Y_{HA} = \frac{p_S - p_D}{\rho} + \frac{c_S^2}{2} .$$

Die durch die Erdbeschleunigung dividierte spezifische Halteenergie ergibt die gemessene Haltedruckhöhe der Anlage:

$$H_{HA} = \frac{p_S - p_D}{g \rho} + \frac{c_S^2}{2g}$$

Gerne wird auch der NPSH-Wert (Net Positiv Suction Head) als Größe zur Beurteilung der Sicherheit gegen Kavitation verwendet, der sich lediglich durch die Bezugshöhe von der Haltedruckhöhe unterscheidet:

$$NPSH_A = \frac{p_{S'} - p_D}{g \rho} + \frac{c_{S'}^2}{2g} .$$

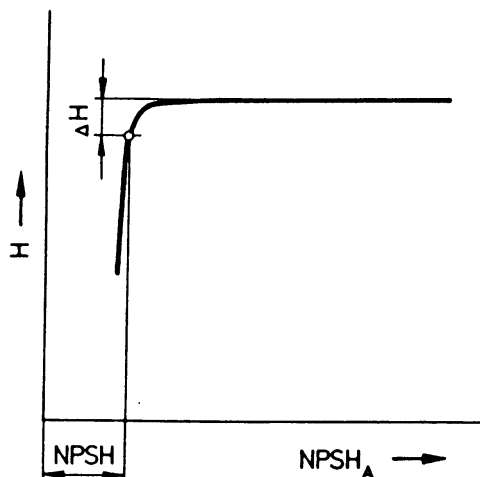
Der NPSH-Wert ist die Differenz der Höhe des Gesamtdrucks im Saugstutzen der Pumpe auf Wellenhöhe und der Höhe des Dampfdrucks der Förderflüssigkeit.

Um Kavitation in einer Anlage auszuschließen, müssen die Werte der Anlage größer sein, als die Werte der Pumpe:

$$NPSH_A > NPSH .$$

Je kleiner der NPSH-Wert einer bestimmten Pumpenart ist, desto besser ist also ihre Saugfähigkeit. Der die Kavitation begrenzende Druck im Saugstutzen der Pumpe wird von den Verhältnissen der gesamten Anlage, wie den angeschlossenen Rohrleitungen beeinflusst. Ggfs. sind daher Druckverluste durch Reibung und Einbauten, die zu einem Absinken des Druckes führen entsprechend zu berücksichtigen.

Die Ermittlung des NPSH-Wertes einer Pumpe für einen bestimmten Betriebspunkt erfolgt, indem bei konstanter Drehzahl und konstantem Volumenstrom durch saugseitige Drosselung der Eintrittsdruck abgesenkt wird. Die Förderhöhe und der kavitationsbedingte Förderhöhenabfall wird gemessen:



(aus Käppeli (1987))

Bild 6.6: NPSH-Verlauf beim Absenken des Eintrittsdrucks und konstantem Durchsatz sowie konstanter Drehzahl.

Dieser Verlauf ist maßgebend für den angegebenen NPSH-Wert der Pumpe, der zu dem Förderhöhenabfall von 3% gehört. Der NPSH-Wert ist vom Betriebspunkt abhängig, so daß erst folgende Pumpencharakteristik eine vollständige Beschreibung enthält:

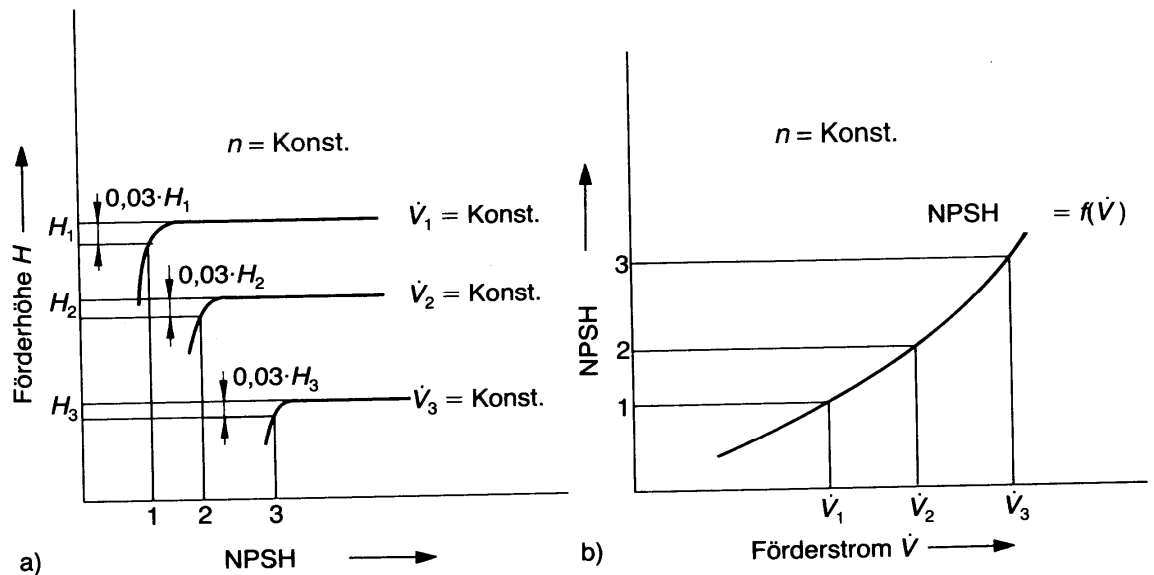
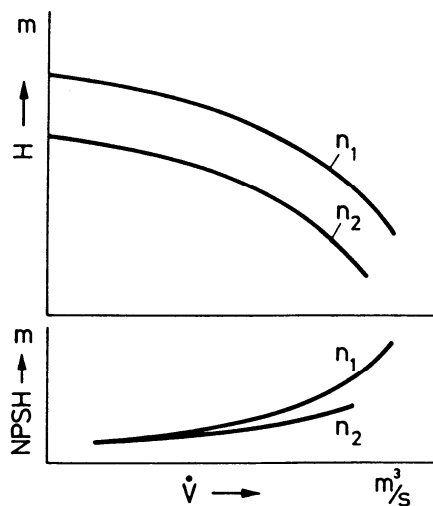


Bild 6.7: NPSH-Werte für verschiedene Volumenströme (aus Bohl (1994)).



(aus Käppeli (1987))

Bild 6.8: Pumpencharakteristik für 2 Drehzahlen und Verlauf des NPSH-Wertes.

6.4 Dimensionslose Kennzahlen

Mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen kann man versuchen, die Haltedruckhöhe oder den NPSH-Wert einer Pumpe im Optimalpunkt abzuschätzen oder gemäß der Ähnlichkeitsbeziehung auf geometrisch ähnliche Maschinen zu übertragen. Folgende Kennzahlen finden dafür Verwendung:

$$\text{Thomazahl} = \frac{\text{spezifische Halteenergie}}{\text{spezifische Stufenarbeit}} \quad \text{Th} = \frac{Y_{\text{HA}}}{Y}$$

$$\text{Kavitationszahl} = \frac{\text{Haltedruckhöhe}}{g \cdot U^2 / 2} \quad (U = \text{Umfangsgeschwindigkeit an der Saugkante})$$

und die

Saugkennzahl $S_Y = n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{Y_{HA}^{3/4}}$,

für Pumpen mit gewöhnlicher Saugfähigkeit kann man im Optimalpunkt folgende Werte annehmen:

$S_Y = 0.4 \dots 0.45$.

Zwischen der Thomazahl und der Saugzahl besteht folgender Zusammenhang:

$Th = (n_Y/S_Y)^{4/3}$

6.5 Einflüsse auf den NPSH-Wert

Einfluß der Drosselungsart auf die Ermittlung des NPSH-Wertes (nach Bohl(1994)):

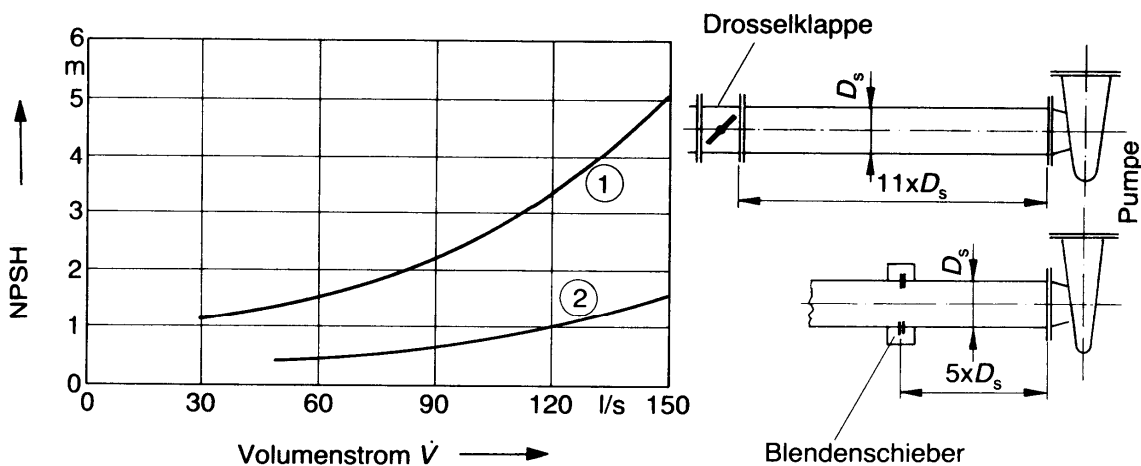


Bild 6.9

Einfluß der Temperatur auf den NPSH-Wert (nach Bohl(1994)):

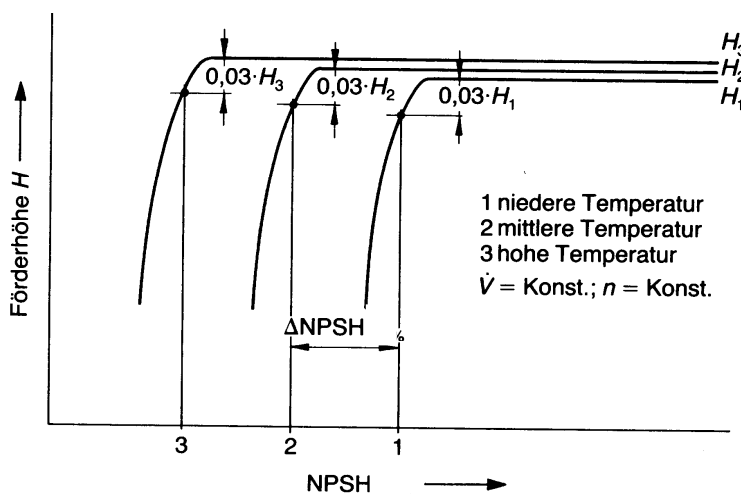


Bild 6.10

6.6 Kavitation bei Turbinen

Grundsätzlich gilt bezüglich möglicher Kavitation für Strömungen durch Turbinen gleiches wie für Pumpenströmungen. Gleichungen und Bezeichnungen lassen sich übertragen, indem statt des Bezugspunktes am Eintritt der Pumpe der Austritt der Turbine gewählt wird, dort treten die kleinsten Drücke auf.

Typische Zahlenwerte für Francis- oder Kaplan turbinen sind in der folgenden Tabelle (vgl. Bohl (1994)) zusammengefaßt:

Francisturbinen	n_Y	0.09	0.18	0.27	0.36
	S_Y	0.98	0.96	0.91	0.86
	Th	0.041	0.11	0.20	0.31
Kaplan turbinen	n_Y	0.42	0.51	0.60	0.69
	S_Y	0.82	0.76	0.70	0.64
	Th	0.41	0.59	0.82	1.12

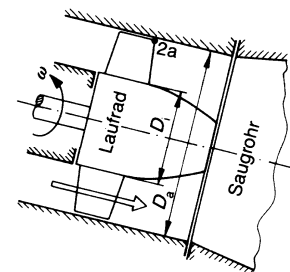
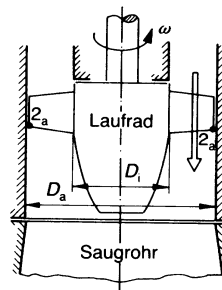
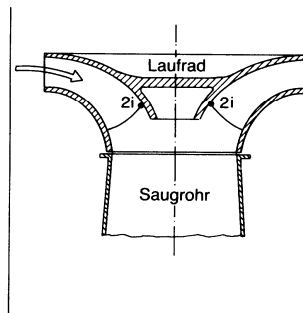
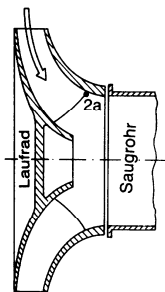


Bild 6.11: Francisturbine

Bild 6.12: Kaplan turbine

7. Stabile und instabile Kennlinienbereiche bei Pumpen und Verdichtern

7.1 Ablösung, rotierende Ablösung und Pumpen

Normalerweise zeigen verdichtende Strömungsmaschinen bei Reduktion des Massenstroms einen ansteigenden Druck. Man spricht hierbei von einer sogenannten Drosselkennlinie. Grundsätzlich wird beim Androsseln ein Punkt erreicht, an dem die Druckerhöhung maximal ist. Jenseits dieser maximalen Druckerhöhung gibt es ganz unterschiedliche Verhaltensweisen der Strömungsmaschinen, die aber alle auf eine abgerissene Strömung innerhalb der Strömungsmaschine zurückzuführen sind. Von einer abgelösten Strömung spricht man, wenn die Energie der Strömung in der Nähe einer Wand nicht mehr ausreicht, um einen Druckgradienten zu überwinden.

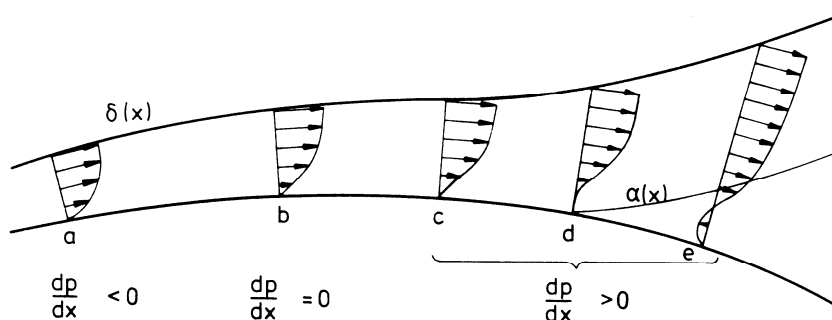


Bild 7.1: Strömung in der Nähe einer Wand (Schade, Kunz (1989)).

Die Ablösung in der Strömungsmaschine tritt im rotierenden Schaufelkanal auf, dort liegt in Strömungsrichtung ein positiver Druckgradient aufgrund der zugeführten Energie vor. Bezüglich des Kennlinienverhaltens ist in drei Arten von Ablösung zu unterscheiden, vgl. die Skizze unten:

1. Progressive Ablösung ist bei Radialverdichtern häufig zu finden und tritt bei Axialventilatoren mit genügend großem Axialspalt zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem Gehäuse auf.
2. Abrupte Ablösung tritt bei hochbelasteten Strömungsmaschinen auf, das sind Verdichter mit großer Druckerhöhung, sowie Ventilatoren mit hohem Wirkungsgrad ($\gg 85\%$).
3. Pumpen tritt in Abhängigkeit angeschlossener Rohrleitungen bei Hochdruckverdichtern auf.

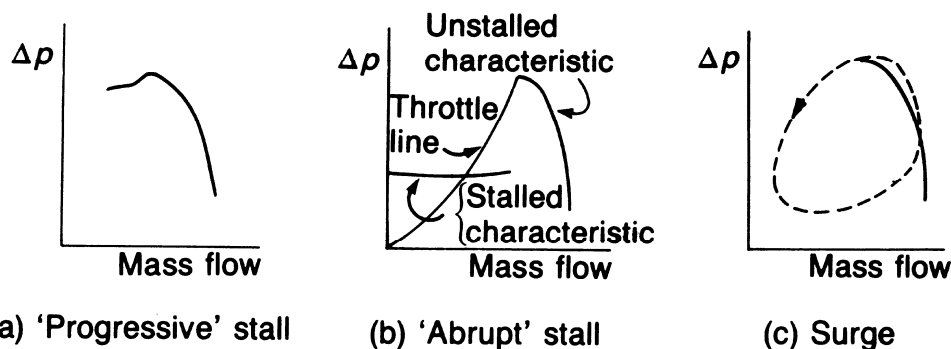


Bild 7.2: Auswirkungen der Strömungsablösungen auf die Kennlinie (Cumpsty (1989)).

In ein vollständiges Verdichterkennfeld lassen sich die Phänomene gemäß des folgenden Bildes einordnen. Pumpen tritt erst oberhalb der Arbeitslinie auf. Den Abstand zwischen der Arbeitslinie und der Stabilitätsgrenze nennt man Pumpgrenzabstand oder *stall margin*. Bei niedrigen Drehzahlen kann rotierende Ablösung auftreten.

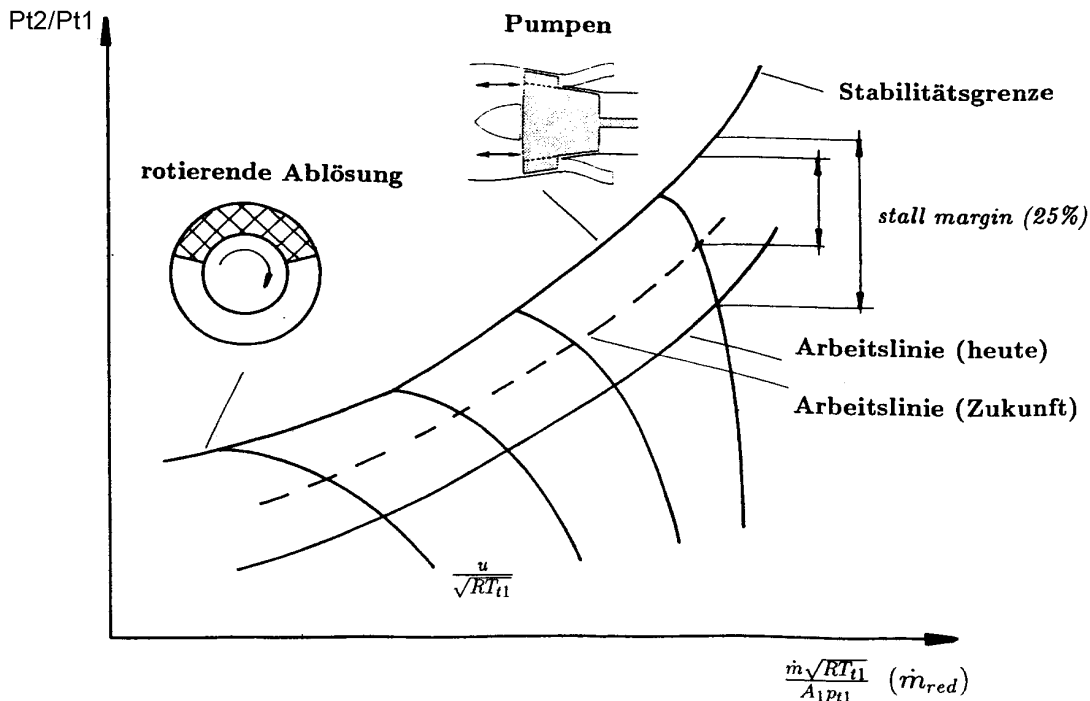


Bild 7.3: Schematische Darstellung eines Verdichterkennfeldes (Wang(1994)).

Bei den Drosselkennlinien unterscheidet man zwischen stabilen und instabilen Kennlinienbereichen. Stabil ist der Bereich, dem für jeden Volumenstrom nur eine Druckerhöhung oder Stutzenarbeit zugeordnet werden kann.

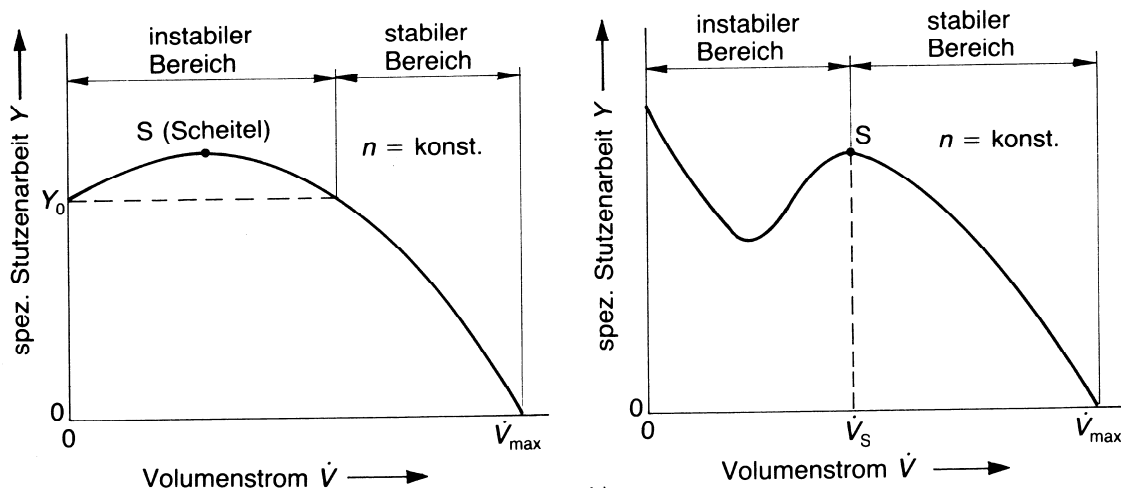


Bild 7.4: Unterteilung in stabilen und instabilen Kennlinienbereich (Bohl (1994)).

Betrieben werden sollen Turbomaschinen nur auf dem stabilen Teil der Drosselkennlinie, d.h., daß die Anlagenkennlinie rechts vom Scheitelpunkt liegen soll. Links vom Scheitelpunkt können instationäre, zeitlich schwankende, Druckschwankungen auftreten, die Schwingungen induzieren und damit Festigkeitsprobleme verursachen.

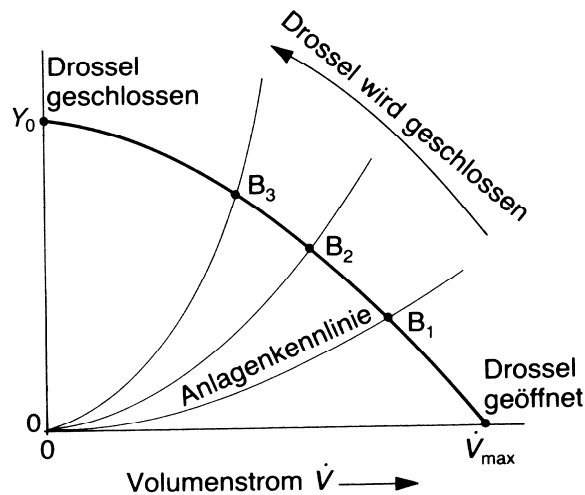


Bild 7.5: Drosselkennlinie und Anlagenkennlinie (Bohl(1994)).

Im folgenden werden die Phänomene spezifiziert auf radiale und axiale Strömungsmaschinen diskutiert. Exemplarisch werden Radial- und Axialventilatoren behandelt.

7.2 Radialventilatoren

Typische Kennlinien von Radialventilatoren zeigen die folgenden beiden Bilder.

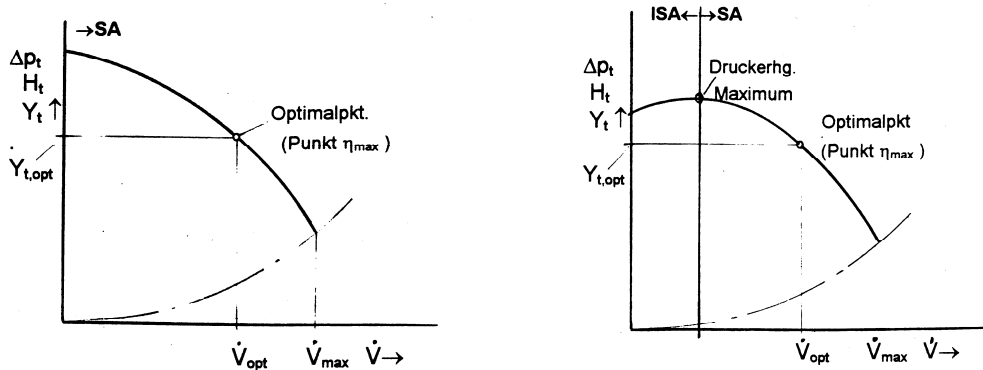


Bild 7.6: Drosselkennlinie (a)

Drosselkennlinie (b)

Bild 7.6a zeigt eine Drosselkennlinie, die ihr Maximum erst bei dem Volumenstrom $\dot{V} = 0$ erreicht. In diesem Fall tritt weder rotierende Ablösung noch Pumpen auf. Stabile Kennlinien dieser Art werden von Radialmaschinen erreicht, deren Laufräder ein kleines Durchmesser Verhältnis d_1/d_2 , eine kleine Schnellaufzahl σ und kleine

Schaufelwinkel oder $\beta_2 < \beta_1$ haben. Bild 7.6b zeigt eine typische Kennlinie einer optimal gestalteten Radialmaschine. Der Druck steigt auf dem stabilen Kennlinienast bis zu einem ausgeprägten Maximum an. Auf dem instabilen Ast, ganz allgemein schon links vom Optimalpunkt kann Ablösung in einzelnen Schaufelkanälen des Laufrades auftreten. Die Ablösung formiert sich zu sogenannten Zellen, die abhängig vom Betriebspunkt mit etwa 40 bis 60 % der Rotordrehzahl rotieren.

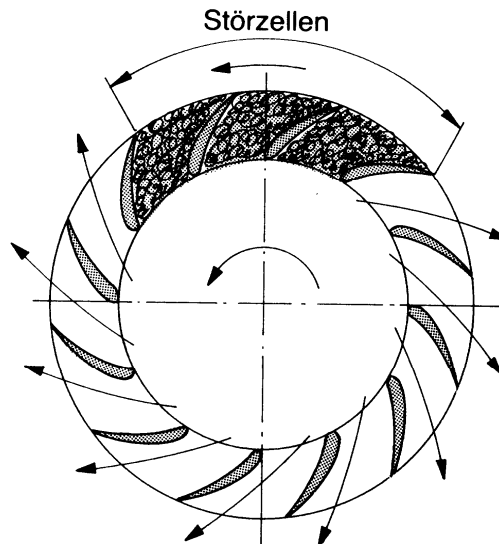


Bild 7.7: Rotierende Ablösezelle im Laufradgitter einer Radialmaschine (Bohl(1994)).

7.3 Axialventilatoren

Kennlinien, die zunächst mit kleiner werdendem Volumenstrom ansteigen, ein Maximum erreichen, dann geringfügig abfallen, um schließlich plötzlich auf eine Sekundärcharakteristik zu fallen, findet man bei Axialmaschinen.

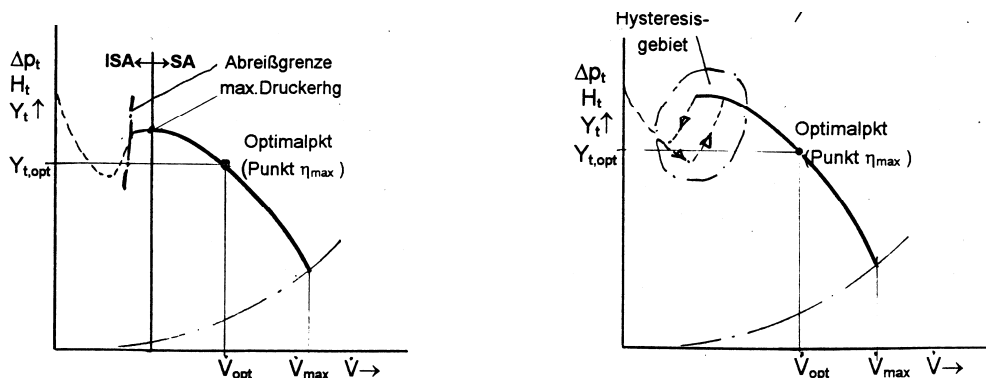


Bild 7.8: Typische Drosselkennlinie axialer Maschinen.

Die Größe des Hysterisisgebietes hängt von der Güte der Strömungsmaschine ab. Der entscheidende Parameter ist diesbezüglich die Spaltweite zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem feststehenden Gehäuse. Aufgrund des Druckunterschieds zwischen der Druck- und der Saugseite tritt durch den Spalt

abhängig von der Spaltweite eine Rückströmung auf, die Ursache eines Sekundärströmungsgebiets ist.

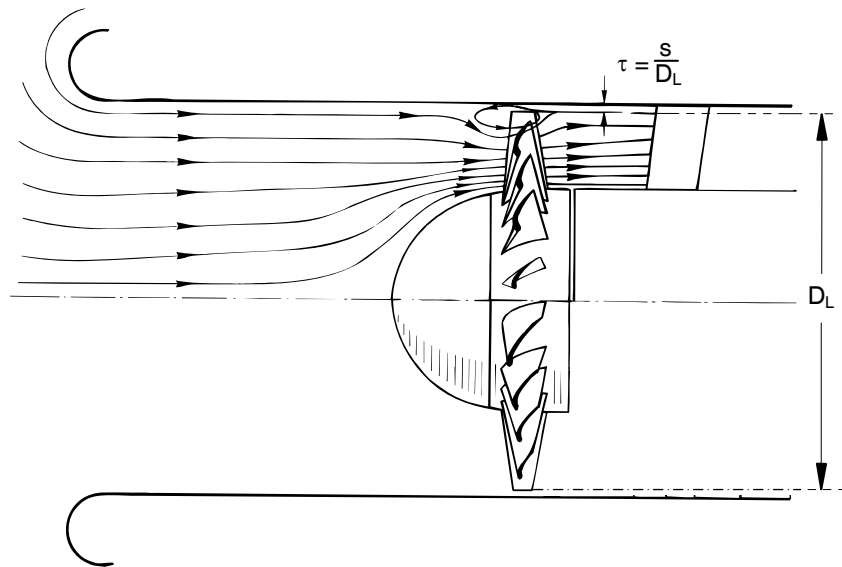


Bild 7.9: Axiale Spaltweite eines Axialventilators und schematische Darstellung der Strömung (Kameier(1994)).

Die dimensionslosen Drosselkennlinien für 4 verschiedene Spaltweiten zeigen ein ausgeprägtes Hysteresisgebiet erst bei genügend kleiner Spaltweite.

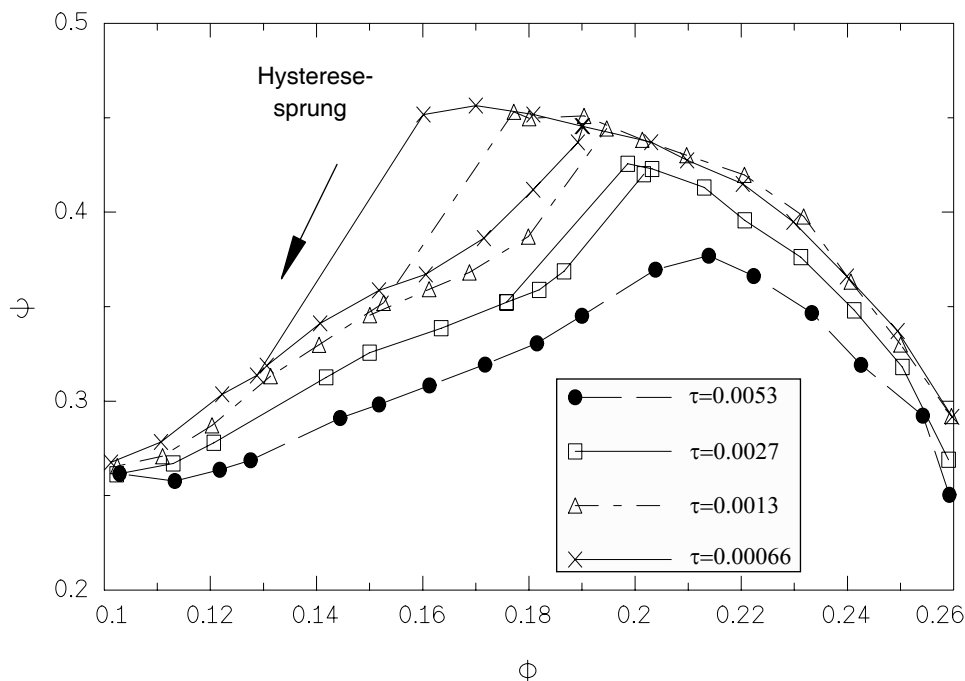


Bild 7.10: Drosselkennlinien für verschiedene Spaltweiten (Kameier (1994)).

Links des Druckmaximums liegt die Stabilitätsgrenze. Erst beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze löst die Strömung im Laufradgitter so massiv ab, daß sich rotierende Ablösezellen bilden. Zunächst löst die Strömung in einem Schaufelkanal ab und verblockt damit die Durchströmung. Durch die Verblockung wird die Strömung

zum Nachbarkanal hin abgelenkt, so daß der Nachbarkanal, der entgegen der Drehrichtung liegt, noch ungünstiger, der Kanal in Drehrichtung aber günstig angeströmt wird. Aufgrund der möglichen Stabilisierung in Drehrichtung bilden sich eine oder manchmal auch mehrere Ablösezellen aus.

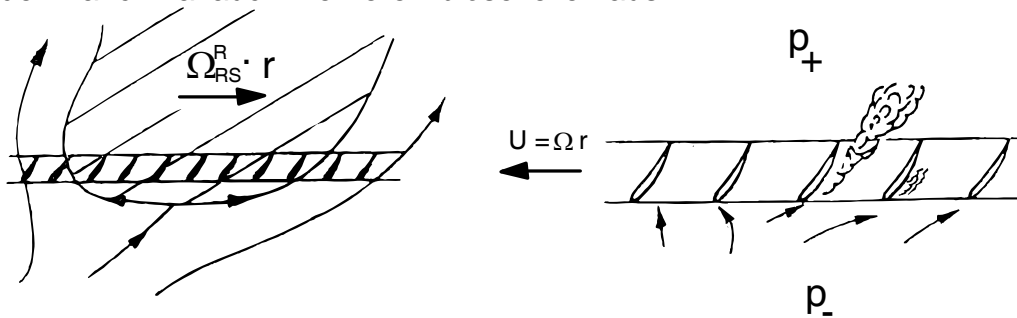


Bild 7.11: a) rotierende Ablösezelle

b) einsetzende rotierende Ablösung

Endlang der Schaufelhöhe löst die Strömung ganz oder teilweise ab, man unterscheidet hier in *Full-span* oder *Part-span stall*.

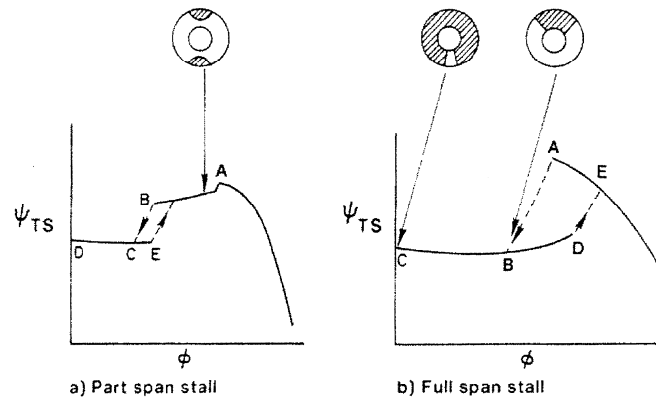
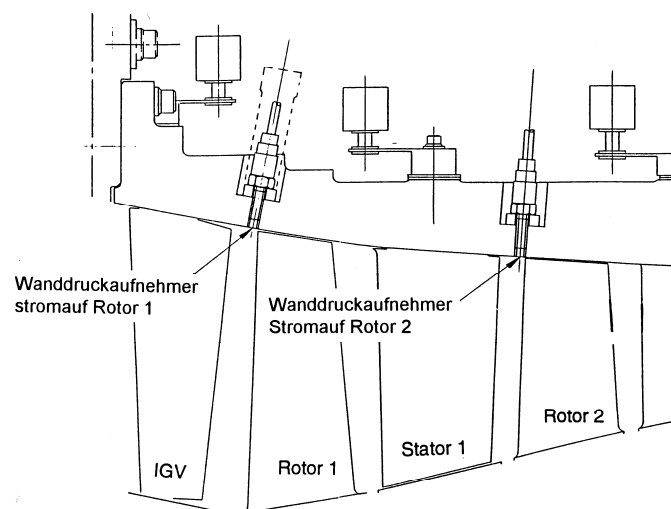


Bild 7.12: Verschiedene Typen von rotierender Ablösung (Greitzer (1980)).

7.3.1 Messung von Wanddruckschwankungen zur Beurteilung der Strömungszustände



Mit Hilfe von wandbündig eingebauten Druckaufnehmern (Bild 7.13) können die Strömungszustände innerhalb des Verdichters beurteilt werden. Neben dem Zeitverlauf der Druckschwankungen (Amplitude über der Zeit, Bild 7.14 bis 7.17) ist das Frequenzspektrum der Druckschwankung ein wichtiges Hilfsmittel zur Analyse der Meßdaten.

Bild 7.13: Wanddruckaufnehmer in einem Verdichter

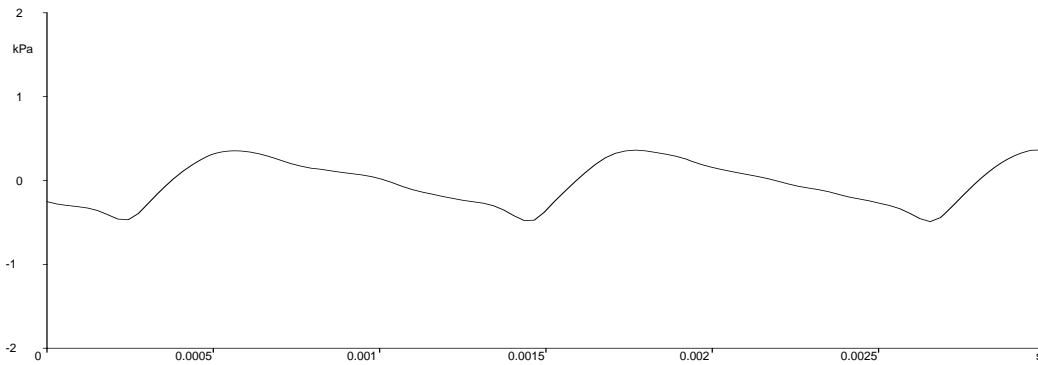


Bild 7.14: Zeitverlauf einer Wanddruckschwankung im ungedrosselten Zustand.

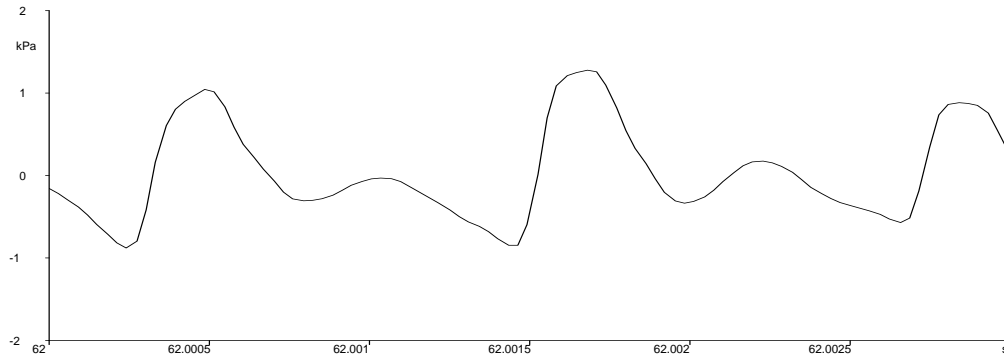


Bild 7.15: Zeitverlauf einer Wanddruckschwankung im gedrosselten Zustand.

Aus den Zeitverläufen ist die Zeitdifferenz zwischen zwei benachbarten Rotorschaukeln abzulesen, aus der sich die sogenannte Blattfolgefrequenz berechnen läßt

$$f_{\text{BPF}} [\text{Hz}] = \frac{1}{\Delta t [\text{s}]} \quad .$$

Im folgenden (Bild 7.16) werden die Wandsignaturen eines vierstufigen Verdichters bei verschiedenen Drosselzuständen bis hin zum vollständigen Strömungsabriß gezeigt. Zunächst ist zu erkennen, daß die Amplitude von der ersten zur vierten Stufe steigt, obwohl die vier Stufen geometrisch vollkommen identisch sind. Desweiteren ist zu erkennen, daß mit zunehmender Drosselung die Turbulenz zunimmt. Der Strömungsabriß tritt praktisch in allen vier Stufen gleichzeitig auf.

Zum Vergleich wird in Bild 7.17 das Verhalten des Verdichters im Anschluß des vollständigen Strömungsabrisses gezeigt. Zu beachten sind in den Bildern 7.16 und 7.17 die unterschiedlichen Zeitmaßstäbe.

Im Bild 7.18 sind schließlich Frequenzspektren eines Drosselvorgangs dargestellt. Gezeigt werden Wanddruckschwankungen (Nahfeld) und akustischen Druckschwankungen des Ventilators in einer angeschlossenen Rohrstrecke.

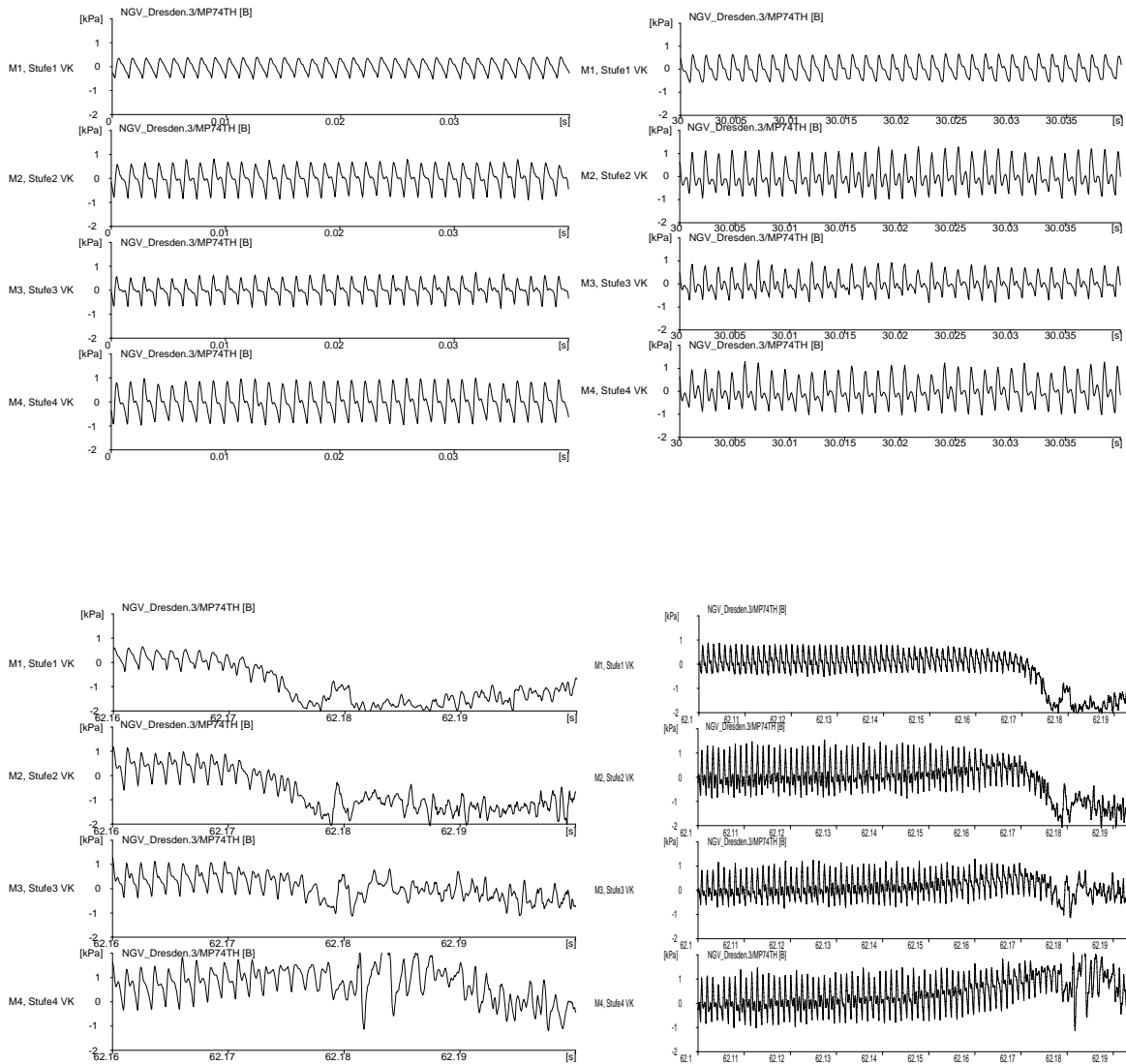


Bild 7.16: Wanddruckschwankung beim vollständigen Strömungsabriß.

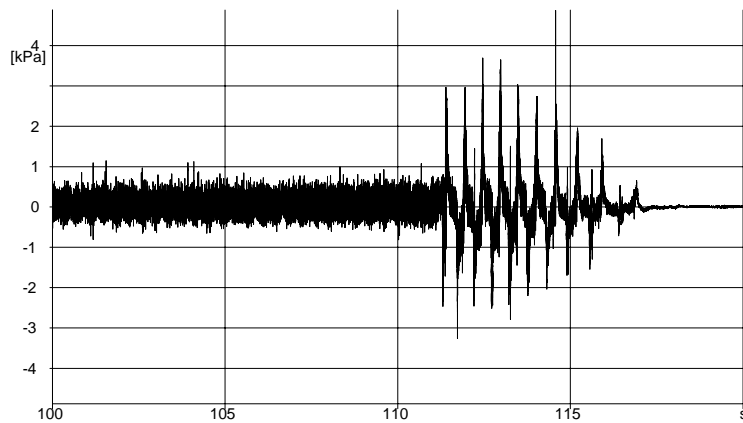


Bild 7.17: Wanddruckschwankung beim vollständigen Strömungsabriß.

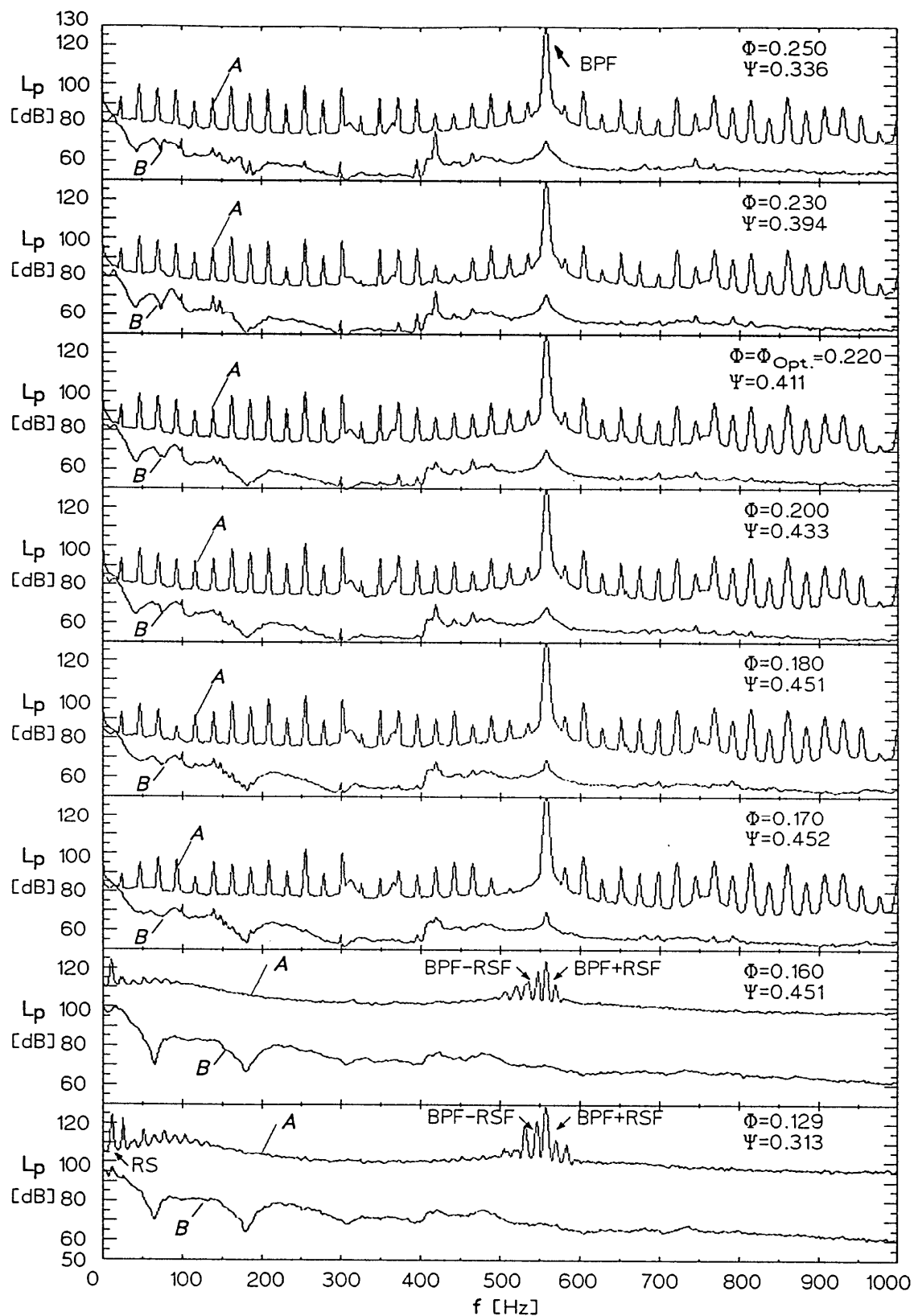


Bild 7.18: Druckschwankungsspektren im Ausblaskanal (B, Fernfeld) und an der Gehäusewand (A, Nahfeld) für verschiedene Drosselpunkte, RS=Rotating Stall (rotierende Ablösung).

7.3.2 Strömungsinstabilitäten als Anregungsmechanismen von Schaufel-schwingungen

In der Praxis verursachen die Strömungszustände, die vom Auslegungspunkt abweichen, aerodynamische Verluste, die den Wirkungsgrad verschlechtern, und sie verursachen Strömungsphänomene, die Schwingungen induzieren, vgl. Bild 7.19.



Bild 7.19: Aufteilung strömungserregter Schwingungen

7.3.2 Konstruktive Eingriffe zur Erweiterung des Kennlinienbereichs

Bei axialen Strömungsmaschinen ist die Durchströmung der Spalte zwischen rotierenden und feststehenden Bauteilen wesentlich für die Form der Kennlinie (Bild 7.10), den Strömungsabriß oder das Pumpen verantwortlich. Bei Ventilatoren handelt es sich in der Regel um eine Spaltströmung zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem feststehenden Gehäuse, vgl. Bild 7.9. Bei Verdichtern von Gasturbinenanlagen existiert zum Teil auch ein Nabenspalt, so daß es auch an der Nabe eine Spaltströmung gibt, die Verluste verursacht. Mit Hilfe eines Laserlichtschnittes und der Zugabe von Rauch ist es möglich, das Sekundärströmungsgebiet im Kopfspaltbereich sichtbar zu machen, Bild 7.20 bis 7.22. Stromauf des Laufrades ist an der Wand Rauch eingeleitet worden. Mit Hilfe eines Glasstabs ist der punktförmige Laserstrahl auf eine Ebene aufgeweitet worden. Die Lichtebene ist in radialer Richtung ausgerichtet worden.

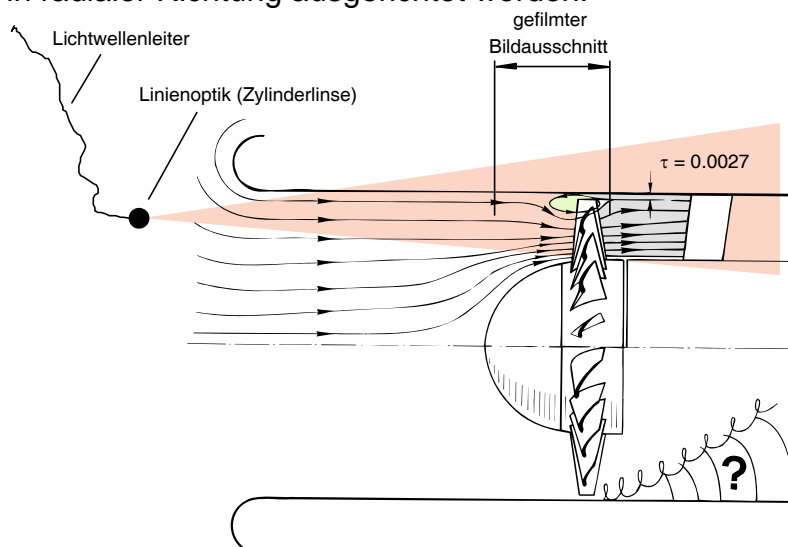


Bild 7.20: Strömungssichtbarmachung mittels Laserlichtschnitt.

Flow visualization with smoke

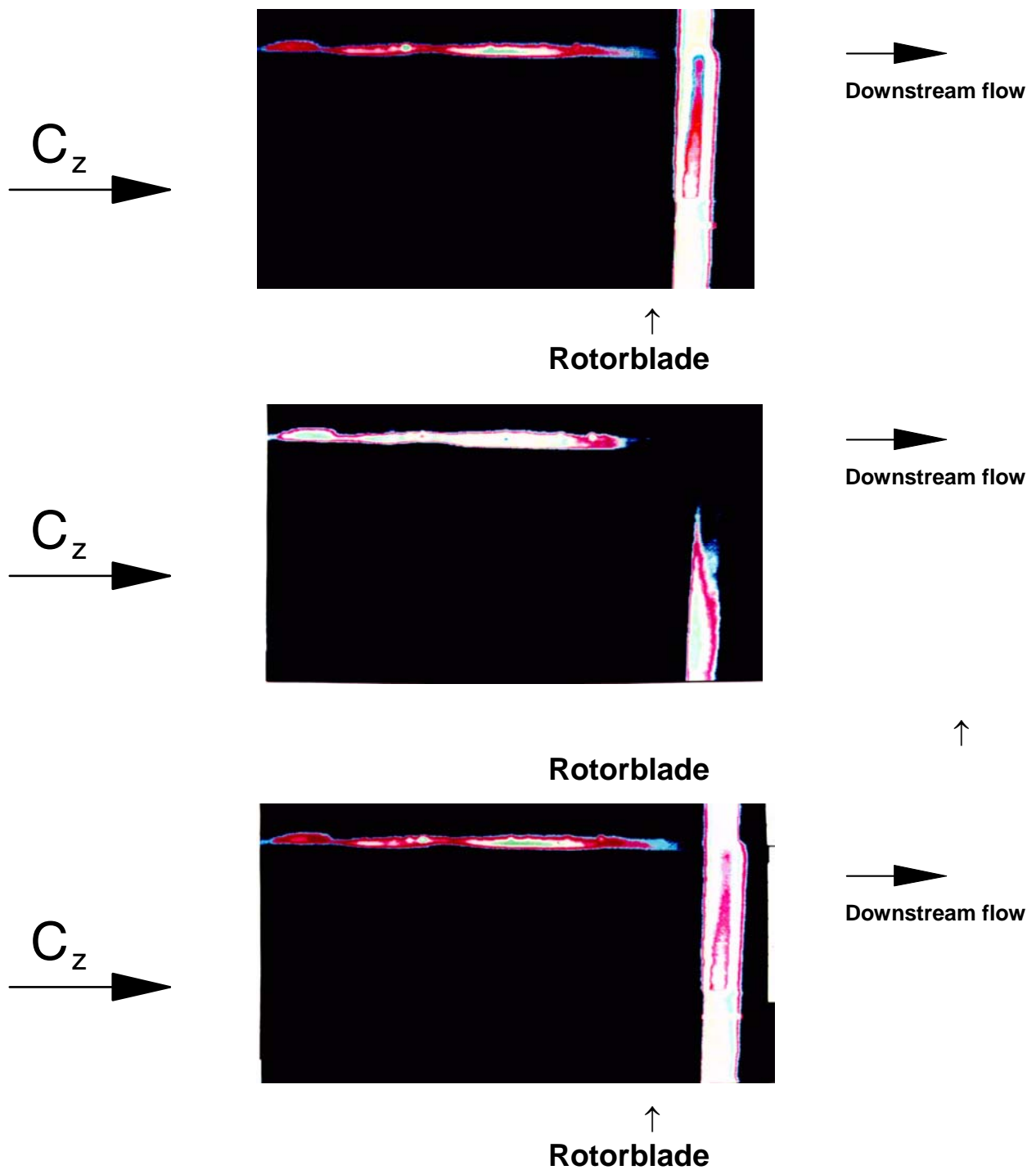


Bild 7.21: Ungedrosselter Strömungszustand eines einstufigen Axialventilators, Kopfspaltweite $s=1.2$ mm, $s/c=2,8\%$, Kameier 1993.

Flow visualization with smoke



Bild 7.22: Gedrosselter Strömungszustand eines einstufigen Axialventilators, Kopfspaltweite $s=1.2$ mm, $s/c=2,8\%$, Kameier 1993.

Die Ergebnisse der Sichtbarmachung sind eine wichtige Grundlage für die Entwicklung von konstruktiven Verbesserungen der Strömungsverhältnisse in der Maschine, die zur Erweiterung des Kennlinienbereichs führen. Grundsätzlich unterscheidet man die Maßnahmen gemäß Bild 7.23 in aktive und passive Maßnahmen.

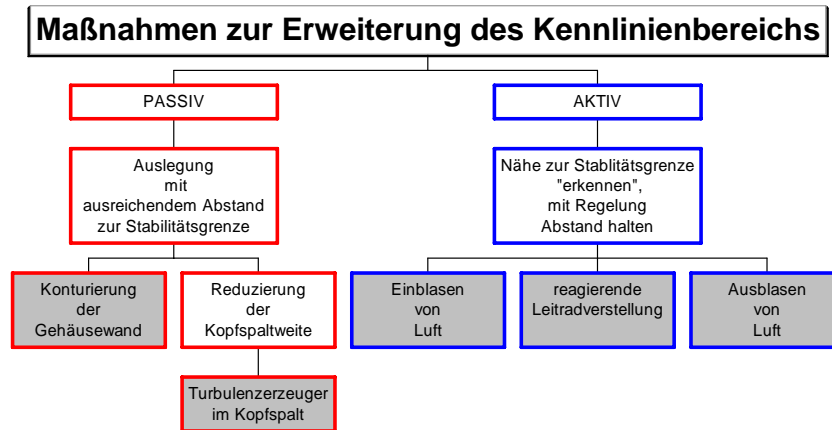


Bild 7.23: Unterscheidung der Maßnahmen zur Kennlinienerweiterung.

Day (Whittle Laboratory, Cambridge UK) hat 1991 den Kennlinienbereich eines 4-stufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters erweitern können. Da etwa 1% des Gesamtmassenstroms eingeblasen wurde (Bild 7.24), ist der stabile Kennlinienbereich auf Kosten des Wirkungsgrad vergrößert worden.

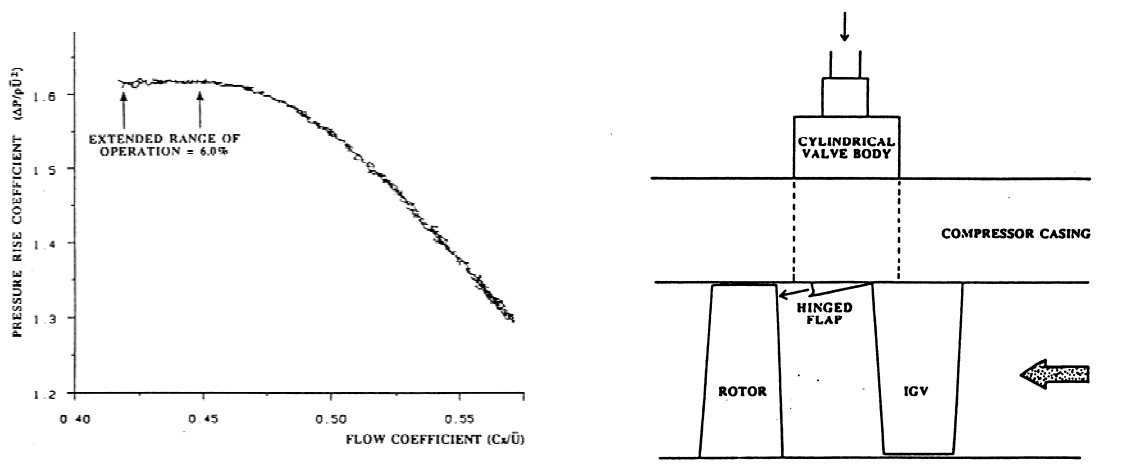


Bild 7.24: Erweiterung des stabilen Kennlinienbereichs durch Einblasen von Luft, Day (1991).

Paduano, Epstein, Greitzer u.a. (MIT, Cambridge USA) haben 1991 eine vergleichbare Stabilisierung durch eine Servo-Verstellung der Eintrittsleitschaufeln an einem 1-stufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter erzielt (Bild 7.25).

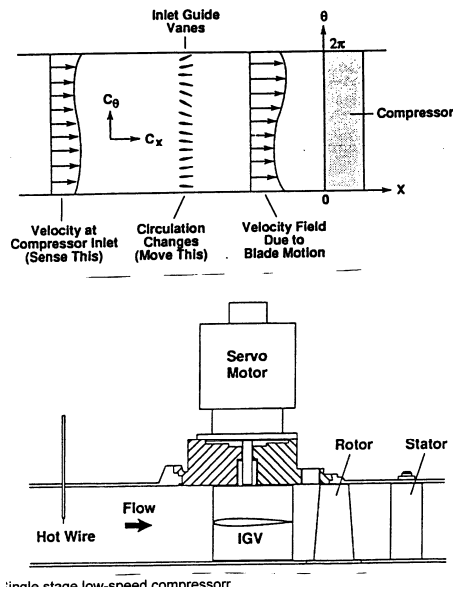
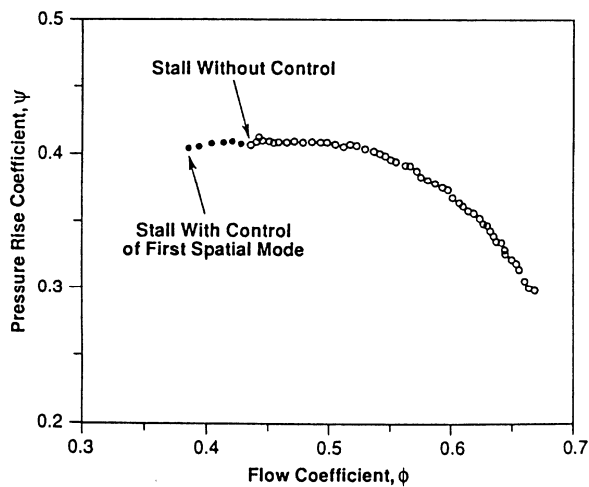


Bild 7.25: Erweiterung des stabilen Kennlinienbereichs durch Servo-Verstellung der Eintrittsleitschaufeln (Paduano, Epstein, Greitzer et al.(1991)).

Auch mit Hilfe geschlitzter Wände, dem sogenannten Casing Treatment, lässt sich eine Kennlinienenerweiterung erzielen. In speziellen Flugtriebwerken hat diese Art der Kennlinienstabilisierung Anwendung gefunden. Aus Kosten- und Gewichtsgründen ist auf einen beweglichen Stator verzichtet worden, dies führte aber zu einem ungünstigen Pumpgrenzabstand, der mit Casing Treatment wieder verbessert werden konnte. Casing Treatment bewirkt in der Regel eine Verschlechterung des Wirkungsgrads.

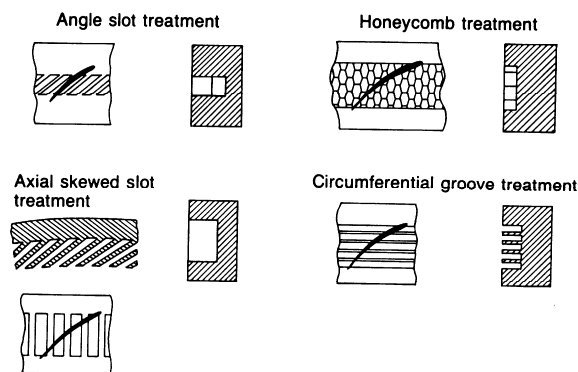


Bild 7.26: Erweiterung des stabilen Kennlinienbereichs mit geschlitzten Wänden (Casing Treatment), vgl. Cumpsty 1989.

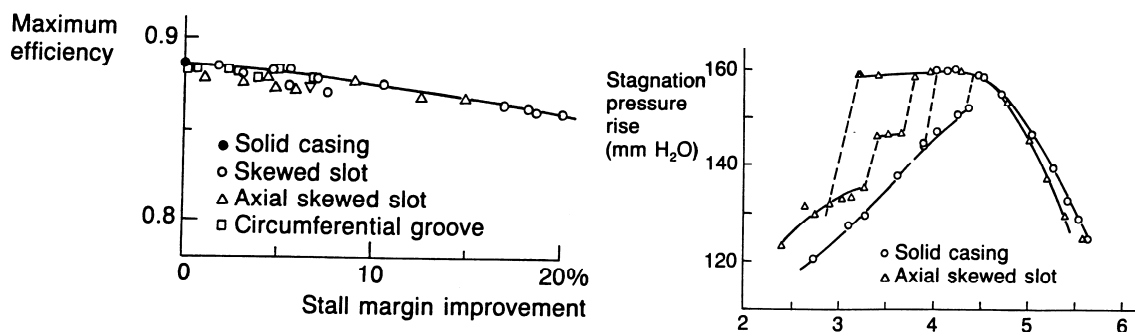


Bild 7.26: Auswirkung geschlitzter Wände (Casing Treatment) auf die aerodynamischen Kenngrößen (Tsukuda, Fujita, Takata, Japan 1984).

Bei Flugtriebwerken (Bild 7.27) sowie bei industriellen Großventilatoren (Bild 7.28) ist es üblich, bei betriebsbedingter Annäherung an die Pumpgrenze sogenannte Abblasventile oder bei Überschreiten einen Bypass (Bild 7.28) zu öffnen. Beide Maßnahmen führen zu einem Absinken der Arbeitslinie und garantieren dann stabile Betriebsbedingungen.

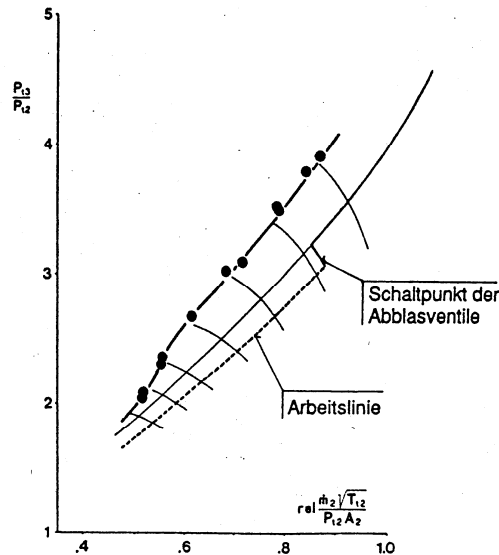


Bild 7.27: Absenkung der Arbeitslinie im Verdichterkennfeld Hourmouziadis (1995)

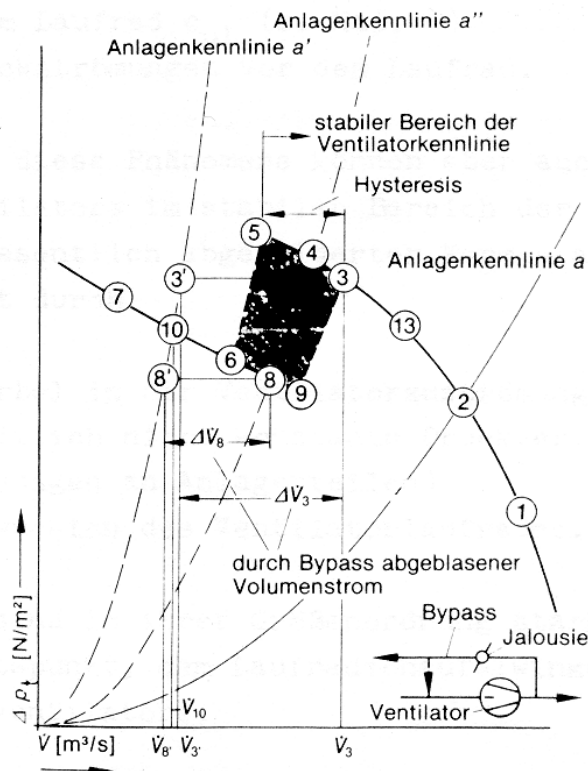


Bild 7.28: Erreichen des stabilen Betriebsbereichs durch Öffnen einer Bypassvorrichtung bei einem Axialventilator, Banzhaf (1986).

7.3.2.1 Spaltmodifikation verbessert Ventilatoren

Auszug aus der Zeitschrift Heizung, Lüftung, Haustechnik (HLH), Band 45, Nr.8, August 1994.

Spaltmodifikation verbessert Ventilatoren

Minderung der Schallemission bei Reduzierung des Energieverbrauchs axialer Strömungsmaschinen

In diesem Beitrag wird eine konstruktive Maßnahme beschrieben, die bei axialen Strömungsmaschinen die Schallemission um bis zu 11 dB (A) (spezifischer Schallleistungspegel) reduziert und dabei den Wirkungsgrad um sieben Prozentpunkte verbessert. Diese Verbesserung kann bei bereits im Einsatz befindlichen Anlagen wie bei neuen Konstruktionen vorgenommen werden.

Zu Verlusten und einer erhöhten Schallemission von axialen Strömungsmaschinen führt der zwischen den rotierenden Schaufeln und dem feststehenden Gehäuse befindliche Spalt. An einem Modell eines Hochdruckaxialventilators

sind hier die aerodynamischen und akustischen Auswirkungen einer Spaltweitenvariation ausführlich untersucht worden. Der weiteste Spalt (0,5% des Laufraddurchmessers) ist nachträglich konstruktiv so verbessert worden, daß eine Verringerung der negativen Effekte des Spaltes unter Beibehaltung seiner nominellen Größe auftritt. Der Durchmesser des Laufrades wie der des Gehäuses blieben dabei unverändert. Die zum Patent [1] angemeldete Spaltmodifikation wirkt sich etwa wie eine Spaltweitenhalbierung aus.

Dr.-Ing. Frank Kameier, TU Berlin, Hermann-Föttinger Institut,
Dr.-Ing. Wolfgang Neise, DLR Berlin, Abt. Turbulenzforschung

Konstruktionsbedingt befindet sich bei axialen Strömungsmaschinen zwischen den rotierenden Schaufeln und dem feststehenden Gehäuse ein Spalt, vgl. Bild 1. Abhängig vom Betriebspunkt der Strömungsmaschine oder konkreter dem Druckunterschied zwischen der Saug- und der Druckseite des Schaufelgitters, entsteht eine Sekundärströmung durch diesen radialen Kopfspalt hindurch. Die Spaltweite ist dabei ein entscheidendes Maß für den Volumenstrom dieser Sekundärbewegung. Ein zu großer Spalt wirkt sich sowohl aerodynamisch als auch akustisch nachteilig aus, er führt zur Verschlechterung des Wirkungsgrades und zu drastischen Pegelerhöhungen des „Blattspitzen-Wirbellärms“ in eng begrenzten Frequenzgebieten unterhalb der Schaufelfrequenz. Hierzu sind an zwei unterschiedlichen Axialventilatoren umfangreiche Experimente durchgeführt worden, um den physikalischen Entstehungsmechanismus des Blattspitzen-Wirbellärms zu untersuchen, vgl. [2; 3; 4].

Der Verkleinerung des Kopfspaltes sind technische Grenzen gesetzt, die vom jeweiligen Einsatzfall bestimmt werden. Zum Beispiel können fertigungstechnische, thermische oder einfach Kostengründe gegen die Realisierung kleiner Spaltweiten sprechen.

Hochdruckaxialventilatoren, wie sie bei Rauchgasentschwefelungsanlagen großer Kraftwerke oder Müllverbrennungsanlagen eingesetzt werden, haben sehr kleine Spaltweiten von 0,1% des Laufraddurchmessers, das sind 2,5 bis 3,5 mm bei Durchmessern von 2,5 bis 3,5 m. Dagegen gibt es viele Industrieventilatoren mit größeren Spaltweiten. Carolus und Scheidel [5] geben zum Beispiel 0,5% vom Ventilatordurchmesser für gut ausgeführte Lüfter von Motorkühlsystemen an. Großventilatoren mit verstellbaren Laufradschaufeln zur Einstellung verschiedener Staffelungswinkel benötigen sogar einen genügend großen Spalt, da bei der Blattverstellung auch die im allgemeinen zylindrische Spaltgeometrie verändert wird. Auch die in Serien produzierten Kleinstlüfter, wie sie zur Kühlung in Computern eingesetzt werden, haben im Vergleich zu ihren Durchmessern stets sehr große Kopfspalte.

Bei der vorliegenden Untersuchung sind ausgehend von einer Spaltweite von 0,5% des Laufraddurchmessers ($s = 2,4 \text{ mm}$, $D_L = 452,4 \text{ mm}$) verschiedene Materialien unmittelbar vor dem Laufrad und im Spalt zur Verblockung des Spaltes oder zur Erhöhung des aerodynamischen Strömungswiderstands des Spaltes eingebracht worden, vgl. Bild 2. Am günstigsten hat sich dabei ein Material

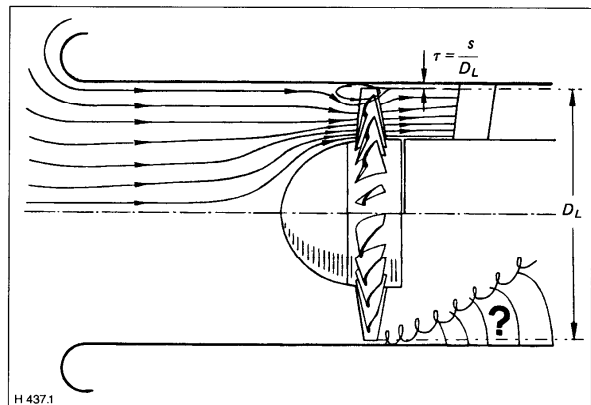


Bild 1: Schematische Darstellung der Ausgleichsströmung von der Druck- zur Saugseite im Blattspitzenbereich, τ ist die dimensionslose Spaltweite bezogen auf den Laufraddurchmesser D_L .

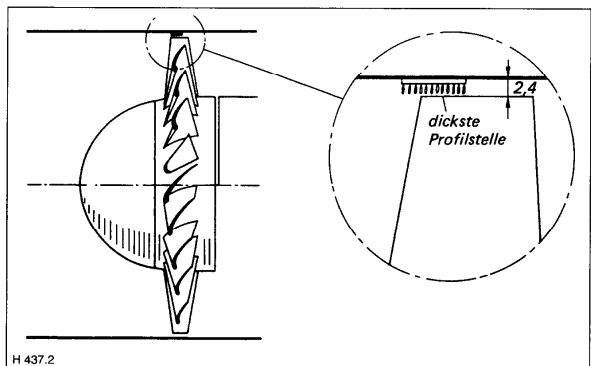


Bild 2: Skizze der modifizierten Spaltgeometrie.

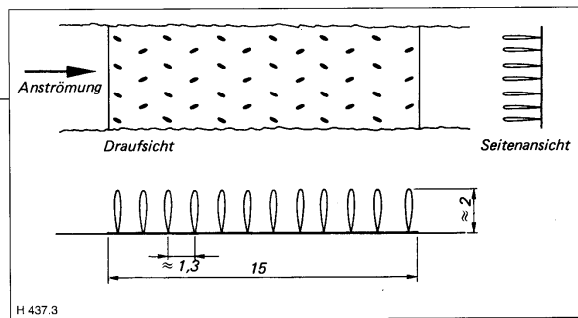


Bild 3: Skizze des in den Spalt eingebrachten Hakenbands (Turbulenzzeuger).

herausgestellt, das in der Strömungsmechanik benutzt wird, um laminare Wandgrenzschichten turbulent zu machen. Beispielsweise beschreibt Gresko [6] ausführlich die Wirkung sogenannter „trip selection“ auf den laminar-turbulenten Umschlag und die Grenzschichtparameter der Strömung. In der Luftfahrtindustrie, z. B. bei Segelflugzeugen, werden häufig „Stolperdrähte“ oder auch „Sandpapier“ verwendet, um turbulente Grenzschichten sicherzustellen.

In den weitesten Spalt ($\tau = 0,0053$, $s = 2,4$ mm) ist ein 2 mm dickes Hakenband (tesa-Klettband der Beiersdorf AG) geklebt worden. Für Spaltweiten anderer Abmessungen können vergleichbare Kunststoff-Materialien (Industrieklebbänder) der Firma 3M wie Scotchmate Haken- und Schlaufenband oder Dual Lock flexibler Druckverschluß verwendet werden. In Bild 3 ist das hier in den Spalt geklebte Hakenband dargestellt, das im folgenden als Turbulenzzeuger bezeichnet wird.

Versuchsaufbau

Es ist ein Hochdruck-Axialventilator mit Nachleitrad verwendet worden, den die Voith-Novenco GmbH Heidenheim entwickelte.

Stromab des Laufrads, genau vor dem Stator, ist das Gehäuse geteilt, um mit austauschbaren Gehäusesegmenten unterschiedlicher Durchmesser Spaltweiten von 0,3; 0,6; 1,2 und 2,4 mm¹⁾ einstellen zu können. Die vier Gehäusesegmente werden über konische Übergänge mit dem Stator oder der saugseitigen Rohrstrecke verbunden. Die Übergänge sind querschnittsverengend konstruiert worden, so daß ein negativer Druckgradient sichergestellt ist und Ablöseerscheinungen ausgeschlossen werden können. Jedes Segment ist über eine Länge von mindestens einem Rohrdurchmesser zylindrisch, eine gleichförmige Anströmung ist damit gewährleistet. Das Laufrad und die Gehäusesegmente haben eine Rundlaufgenauigkeit von 0,01 mm.

¹⁾ In dimensionsloser Größe bezogen auf den Laufraddurchmesser von 452,4 mm ergeben sich Spaltweiten von $\tau = 0,00066$, $\tau = 0,0013$, $\tau = 0,0027$ und $\tau = 0,0053$.

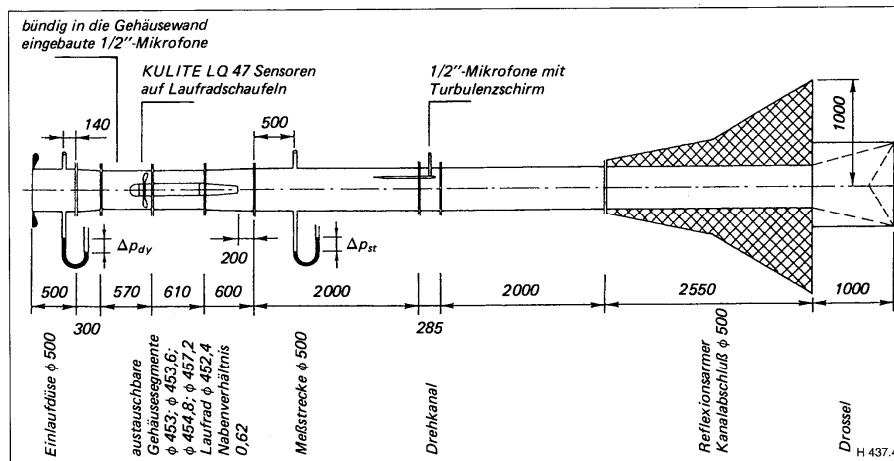


Bild 4: Ventilatorprüfstand zur aerodynamischen und akustischen Leistungsvermessung.

Die Laufradgeometrie läßt sich zusammenfassend beschreiben mit:

- Durchmesser 452,4 mm,
- Nabenverhältnis 0,62,
- 24 Schaufeln,
- Schaufelprofilierung der NACA 65 Serie,
- Schaufelsehnenlänge 43 mm an der Blattspitze,
- maximale Blattdicke 3 mm,
- Staffelungswinkel 27° an der Blattspitze.

Die Auslegungsdrehzahl ist 3 000 min⁻¹. Das Nachleitrad hat 17 unprofilierter Schaufeln.

Das Laufrad wird direkt von einem 22 kW Gleichstrommotor der Firma ABB angetrieben. Die große Antriebsleistung ist nur für Staffelungswinkel jenseits des Auslegungswinkels notwendig. Der in die Nabe der Strömungsmaschine eingepaßte Motor wird mit Preßluft gekühlt, die der Kanalströmung nicht zugeführt wird, um Störungen wie z. B. zusätzliche Verwirbelungen auszuschließen. Aus diesem Grund wird auch die Nabe mittels der Statorschaufeln im Rohr gehalten, so daß nur stromab, etwa im Abstand eines Rohrdurchmessers vom Stator, vier über den Umfang verteilte Stützstreben notwendig sind. Die Stützstreben werden für die Zu- und Abfuhr der Kühlluft, für Versorgungsleitungen des Motors und für diverse Meßleitungen genutzt.

Die Versuchsanordnung ist in Bild 4 zu sehen. Sie entspricht den Anforderungen der DIN 24163 [7] für aerodynamische Leistungsmessungen und der DIN 45635 Teil 9 [8] zur Bestimmung der Luftschallemission von Maschinen in angeschlossenen Kanälen.

Nach DIN 45635 Teil 9 [8] sind zur Schallemissionsbestimmung die Schalldruckmessungen im Kanal bei einem festen Mikrofonradius (0,65 des Rohrradius) über den Umfang zu mitteln. Der druckseitige Meßkanal besitzt daher einen drehbar gelagerten Zwischenkanal. Das Meßmikrofon ist mit einem Turbulenzschirm B&K UA 0436 versehen und in Richtung des Ventilators, der Lärmquelle, ausgerichtet.

Der Ventilator saugt durch eine Einlauf-Meßdüse an. Druckseitig ist eine Kanalstrecke angeschlossen, die aus einem 2 m langen Rohr, einem Drehkanal für die Schalldruckmessung, weiteren 2 m Rohrstrecke und einem reflexionsarmen Kanalabschluß besteht. Hinter dem reflexionsarmen Kanalabschluß ist eine elektrisch steuerbare Drossel zur Einstellung beliebiger Ventilatorarbeitspunkte angebracht. Die Drossel ist geräuschkämmend ausgekleidet.

Experimentelle Ergebnisse

In Abhängigkeit von der Spaltweite werden zunächst die Kenngrößen Volumenstrom, Druckerhöhung, Wirkungsgrad und Schallemission der Strömungsmaschine dargestellt. Für die dimensionslosen Auftragungen sind die Größen wie folgt normiert worden:

Mittels der Dichte des Fördermediums (Luft) und dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads ergibt sich aus der Druckerhöhung die Druckzahl:

$$\Psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} U^2} \quad (\text{Druckzahl}).$$

Zur Berücksichtigung der geometrischen Querschnittsänderung bei der Spaltweitenvariation ist der Volumenstrom mit dem Durchmesser des Laufradgehäuses und der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads dimensionslos gemacht worden:

$$\Phi = \frac{\dot{V}}{U A_G} \quad (\text{Lieferzahl}).$$

Die aufgenommene mechanische Leistung der Strömungsmaschine ist aus der dem Motor zugeführten elektrischen Leistung und dem elektrischen Wirkungsgrad des Motors berechnet worden. Der Wirkungsgrad der Strömungsmaschine ist definiert als Quotient der abgeführten aerodynamischen Leistung zur zugeführten mechanischen Leistung:

$$\eta = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{el} P_{el}} \quad (\text{Wirkungsgrad}).$$

Der Vergleich der Schallemission erfolgt über den spezifischen Schalleistungspegel in der Definition nach *Madison* [8]:

$$Lw_s = Lw - 20 \cdot \log \frac{\Delta p}{\Delta p_0} - 10 \cdot \log \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \quad (\text{spez. Schalleistungspegel}).$$

Der spezifische Schalleistungspegel erlaubt den akustischen Vergleich zwischen Strömungsmaschinen unterschiedlicher aerodynamischer Leistung, ohne leistungsfähigere, aber vom Schalleistungspegel lautere Strömungsmaschinen, zu benachteiligen. Die Schalleistung ist unter Berücksichtigung des Meßkanalquerschnitts aus dem azimuthal gemittelten Schalldruckpegel bestimmt worden:

$$Lw = Lp + 10 \cdot \log \frac{A}{A_0} \quad (\text{Schalleistungspegel}).$$

Die Reynoldszahl wird hier mit der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades U , seinem Durchmesser D_L und der kinematischen Zähigkeit ν gebildet:

$$Re = \frac{U D_L}{\nu} = \frac{\pi D_L^2 n}{\nu} \quad (\text{Reynoldszahl}).$$

Für die im folgenden dargestellten Ergebnisse ist die Drehzahl (Reynoldszahl) gegenüber der Auslegungsdrehzahl auf 1400 U/min reduziert worden. Die Auslegungsdrehzahl der Strömungsmaschine ist 3000 U/min, nur bei dieser Drehzahl kann der maximal mögliche Wirkungsgrad erreicht werden. Die niedrige Drehzahl ist gewählt worden, um die vorherrschenden akustischen Effekte in ihren Frequenzlagen soweit zu reduzieren, daß sie sich in der angeschlossenen Kanalstrecke als ebene Wellen ausbreiten. Der Spalteffekt selber ist nahezu unabhängig von der Drehzahl (Reynoldszahl).

Bild 5 zeigt den Verlauf der Druckzahl Ψ über der Lieferzahl Φ bei einer Drehzahl von 1400 U/min für die größte Spaltweite von 2,4 mm und den modifizierten Spalt mit Turbulenzerzeuger. Zusätzlich sind zwei charakteristische Betriebspunkte der anderen untersuchten Spaltweiten eingetragen (vgl. *Kameier* [4]), zum einen ist das der Optimalpunkt der vier untersuchten Spaltweiten $\Phi = 0,220$ und der Optimalpunkt des modifizierten Spalts $\Phi =$

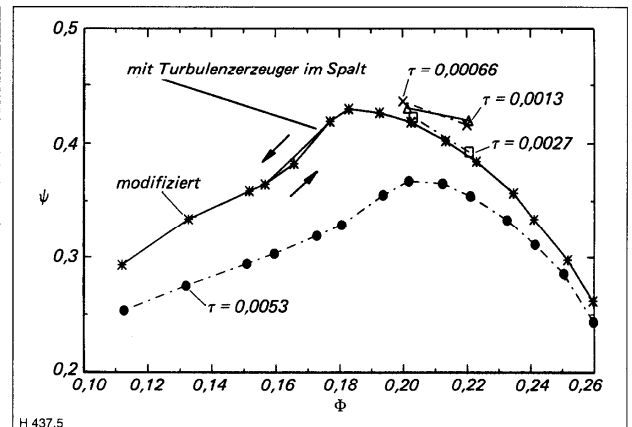


Bild 5: Kennlinie der Druckerhöhung, Spaltweite $\tau = 0,0053$ (2,4 mm) mit und ohne Turbulenzerzeuger im Spalt, $Re = 9,9 \cdot 10^5$ ($n = 1400$ U/min).

Formelzeichen

- A Querschnittsfläche ($A_0 = 1 \text{ m}^2$)
- D Durchmesser
- f Frequenz
- Lp Pegel einer Druckschwankung (Schalldruckpegel)
- $= 20 \cdot \log \frac{p}{p_0}$ ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$)
- Lw Schalleistungspegel
- Lw_s spezifischer Schalleistungspegel
- $= Lw - 20 \log \frac{\Delta p}{\Delta p_0} - 10 \log \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}$
- n Drehzahl
- P_el elektrische Motorleistung
- Δp Druckerhöhung der Strömungsmaschine ($\Delta p_0 = 1 \text{ Pa}$)
- Re Reynoldszahl $= \frac{U D_L}{\nu}$
- s Spaltweite
- U Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads
- \dot{V} Volumenstrom ($\dot{V}_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$)
- η Wirkungsgrad
- (η_{el} = elektrischer Wirkungsgrad des Antriebmotors)
- ν kinematische Zähigkeit
- Φ Lieferzahl $= \frac{\dot{V}}{U A_G}$
- Ψ Druckzahl $= \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} U^2}$
- ρ Dichte
- τ dimensionslose Spaltweite $= s/D_L$

Indizes

- G Ventilatorgehäuse
- L Laufrad

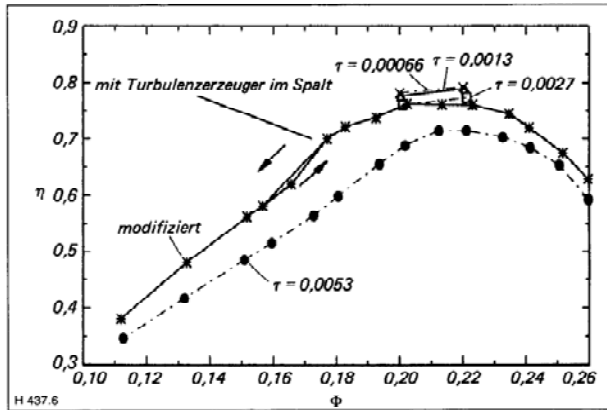


Bild 6: Wirkungsgradverlauf, Spaltweite $\tau = 0,0053$ (2,4 mm) mit und ohne Turbulenzerzeuger im Spalt, $Re = 9,9 \cdot 10^5$ ($n = 1400$ U/min).

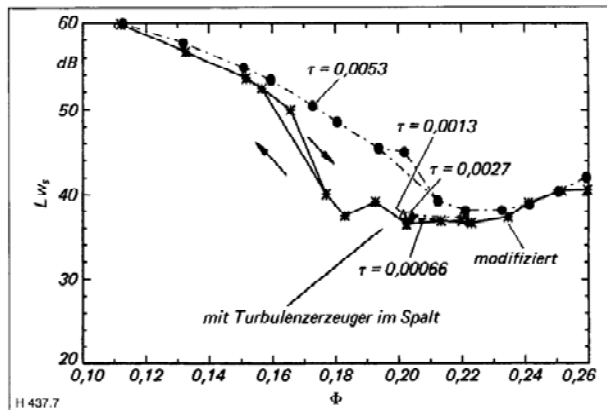


Bild 7: Verlauf des spezifischen Schalleistungspegels, Spaltweite $\tau = 0,0053$ (2,4 mm), mit und ohne Turbulenzerzeuger im Spalt, $Re = 9,9 \cdot 10^5$ ($n = 1400$ U/min).

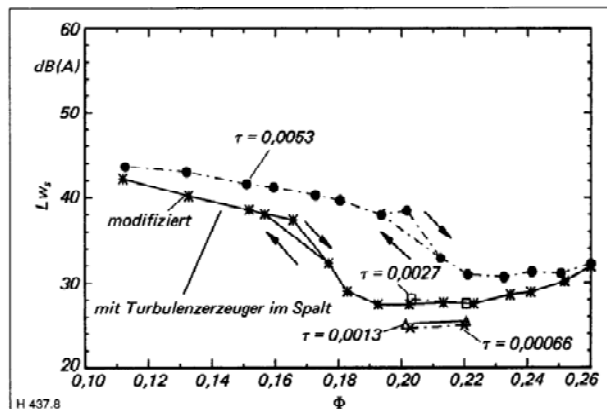


Bild 8: Verlauf des A-bewerteten spezifischen Schalleistungspegels, Spaltweite $\tau = 0,0053$ (2,4 mm), mit und ohne Turbulenzerzeuger im Spalt, $Re = 9,9 \cdot 10^5$ ($n = 1400$ U/min).

0,200. Die Strömungsmaschine mit der modifizierten Spaltweite erzielt deutlich höhere Drücke als ohne Spaltmodifikation. Bei $\Phi = 0,175$ tritt ein für Axialventilatoren mit kleinen Spaltweiten typisches Hysteresegbiet bei der Strömungsmaschine mit dem modifizierten Spalt auf.

Der Wirkungsgradverlauf (Bild 6) zeigt, daß die Strömungsmaschine mit dem modifizierten Spalt durchweg einen größeren Wirkungsgrad erzielt als ohne Spaltmodifikation. Die Konfigurationen der unterschiedlichen Spaltweiten erreichen ihren maximalen Wirkungsgrad etwa bei $\Phi = 0,220$, der maximale Wirkungsgrad mit Spaltmodifikation liegt dagegen bei $\Phi = 0,200$. Die Wirkungsgradänderung vom modifizierten zum größten Spalt beträgt am jeweiligen Optimalpunkt über 4 Prozentpunkte.

Die Änderung des spezifischen Schalleistungspegels wird in Bild 7 und Bild 8 (A-bewertet) gezeigt. Die Strömungsmaschine mit dem modifizierten Spalt erzielt geringere spezifische Schalleistungspegel als bei einer Spalthalbiierung möglich sind.

Die Ergebnisse der Bilder 5 bis 8 sind in Tabelle 1 für die Lieferzahl $\Phi = 0,220$ und in Tabelle 2 für die Lieferzahl $\Phi = 0,200$ noch einmal zusammengefaßt. Bild 9 und 10 stellen die Änderungen des Wirkungsgrads und des A-bewerteten spezifischen Schalleistungspegels relativ zum weitesten Spalt grafisch dar.

In Tabelle 3 und Bild 11 wird verdeutlicht, daß durch die Spaltmodifikation der nutzbare Betriebsbereich für die technische Praxis erheblich erweitert wird. Die modifizierte Spaltweite ist von diesem Gesichtspunkt aus praktisch gleichwertig zu den kleinsten Spaltweiten.

Schmalbandspektren werden hier nur für den lautesten Betriebspunkt des Spaltgeräuschs mit dem weitesten Spalt im Vergleich zur Spaltmodifikation gezeigt. Bei Interesse an umfangreichen Ergebnissen wird auf [4] verwiesen.

Tabelle 1: Aerodynamische und akustische Kennwerte des Axialventilators bei unterschiedlichen Kopfspaltweiten bei der Lieferzahl $\Phi = 0,220$ (maximaler Wirkungsgrad bei $\tau = 0,0053$ ohne Spaltweitenmodifikation), $n = 1400$ U/min.

τ	Ψ	η	L_p [dB]	L_p (A) [dB]	L_w [dB]	L_w (A) [dB]
0,00066 (0,3 mm)	0,411	0,792	93,4	81,5	36,9	25,0
0,0013 (0,6 mm)	0,419	0,789	93,5	81,9	37,1	25,5
0,0027 (1,2 mm)	0,392	0,773	93,5	83,8	37,3	27,6
0,0053 (2,4 mm)	0,354	0,721	94,0	86,6	38,3	30,9
modifiziert (2,4 mm)	0,385	0,761	92,9	83,8	36,7	27,6

Tabelle 2: Aerodynamische und akustische Kennwerte des Axialventilators bei unterschiedlichen Kopfspaltweiten bei der Lieferzahl $\Phi = 0,200$ (maximaler Wirkungsgrad bei $\tau = 0,0053$ ohne Spaltweitenmodifikation), $n = 1400$ U/min.

τ	Ψ	η	L_p [dB]	L_p (A) [dB]	L_w [dB]	L_w (A) [dB]
0,00066 (0,3 mm)	0,433	0,781	93,8	81,3	37,2	24,7
0,0013 (0,6 mm)	0,430	0,776	94,2	81,7	37,7	25,2
0,0027 (1,2 mm)	0,410	0,761	93,7	84,4	37,4	28,1
0,0053 (2,4 mm)	0,368	0,689	100,3	93,8	45,0	38,5
modifiziert (2,4 mm)	0,419	0,763	92,8	83,7	36,5	27,5

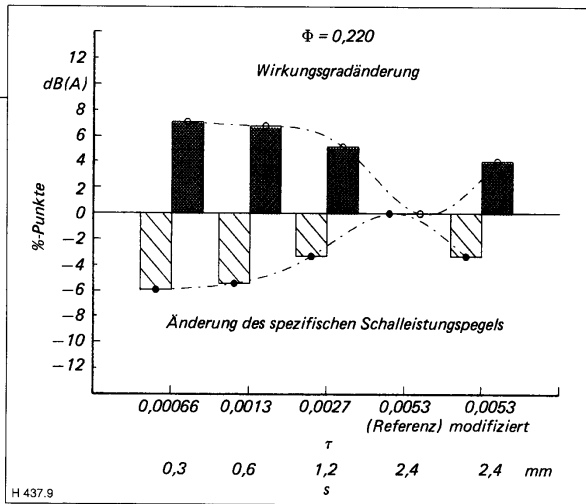


Bild 9: Wirkungsgradänderung und Änderung des A-bewerteten spezifischen Schalleistungspegels im Vergleich zum weitesten Spalt bei der Lieferzahl $\Phi = 0,220$ (maximaler Wirkungsgrad bei $\tau = 0,0053$ ohne Spaltweitenmodifikation), $n = 1400$ U/min.

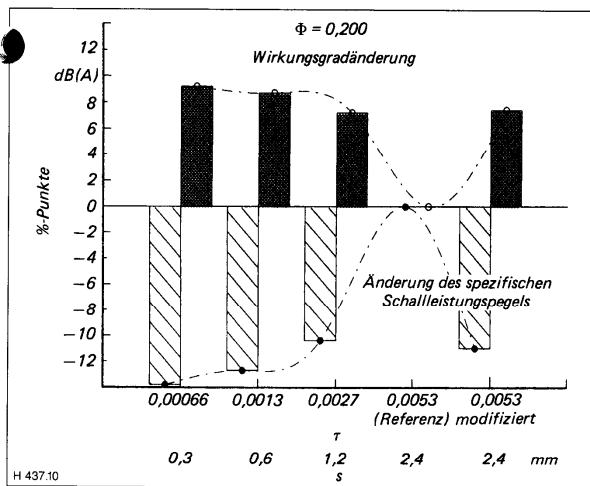


Bild 10: Wirkungsgradänderung und Änderung des A-bewerteten spezifischen Schalleistungspegels im Vergleich zum weitesten Spalt bei der Lieferzahl $\Phi = 0,200$ (maximaler Wirkungsgrad bei $\tau = 0,0053$ mit Spaltweitenmodifikation), $n = 1400$ U/min.

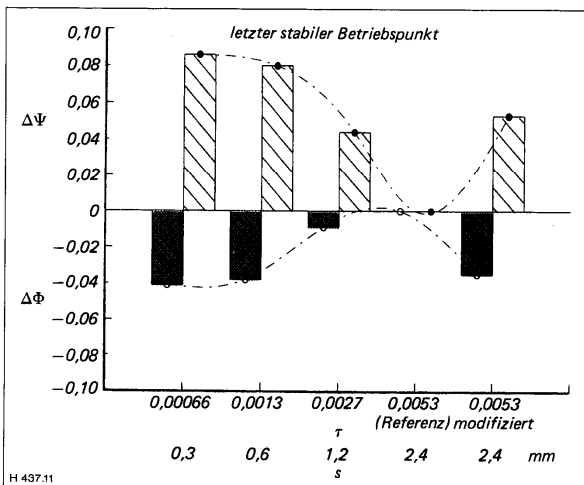


Bild 11: Änderungen der Lieferzahl Φ und der Druckzahl Ψ beim jeweils letzten stabilen Betriebspunkt (erster Betriebspunkt rechts des instabilen Kennlinienastes) im Vergleich zur weitesten Spaltweite, $n = 1400$ U/min.

Tabelle 3: Aerodynamische und akustische Kennwerte des Axialventilators bei unterschiedlichen Kopfspaltweiten beim jeweils letzten stabilen Betriebspunkt (erster Betriebspunkt rechts des instabilen Kennlinienastes), $n = 1400$ U/min.

τ	Φ	Ψ	η	L_p	L_p (A) [dB]	L_{w_s} [dB]	L_{w_s} (A) [dB]
0,00066 (0,3 mm)	0,169	0,452	0,703	94,1	81,4	38,1	25,4
0,0013 (0,6 mm)	0,172	0,446	0,704	93,5	83,3	37,5	27,3
0,0027 (1,2 mm)	0,200	0,410	0,759	93,7	84,4	37,4	28,1
0,0053 (2,4 mm)	0,210	0,366	0,715	94,8	88,4	39,3	32,9
modifiziert (2,4 mm)	0,175	0,419	0,700	96,0	88,4	40,1	32,3

Bild 12 zeigt die im Ausblaskanal (Fernfeld) nach DIN 45635 Teil 9 [8] (Kanalverfahren) gemessenen Schalldruckspektren. Im Frequenzbereich um 300 Hz sind mit Hilfe der Spaltmodifikation Pegelsenkungen von über 30 dB erreicht worden. Auch die im akustischen Nahfeld, im Schallentstehungsgebiet, gemessenen Druckschwankungen an der Gehäusewand in Höhe der Schaufelvorderkante des Laufrads (Bild 13) sind drastisch reduziert worden.

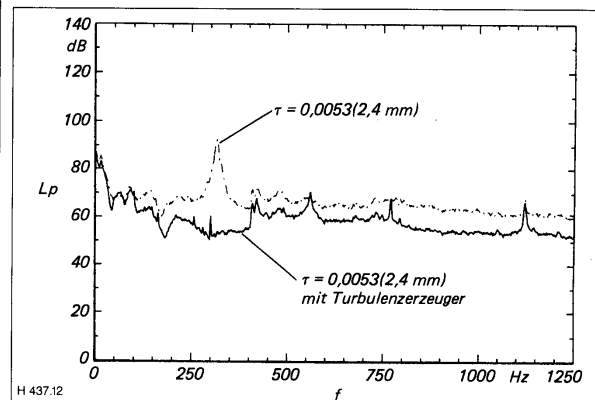


Bild 12: Spektren der Schalldruckschwankungen im Ausblaskanal beim lautesten Betriebspunkt des Spaltgeräuschs, $n = 1400$ U/min, $\tau = 0,0053$, $\Phi = 0,200$, $\Psi = 0,368$, mit Turbulenzerzeuger: $\Phi = 0,200$, $\Psi = 0,419$.

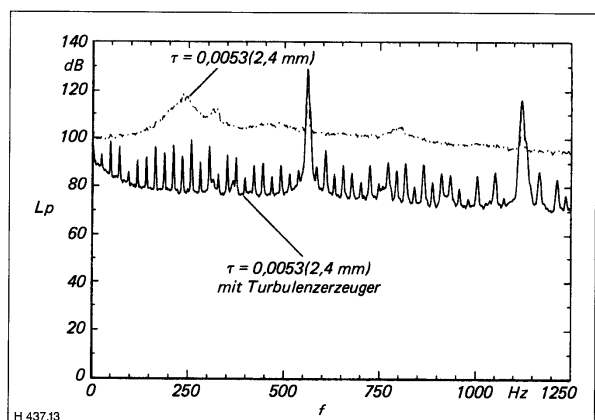


Bild 13: Spektren der Druckschwankungen an der Gehäusewand in Höhe der Schaufelvorderkante beim lautesten Betriebspunkt des Spaltgeräuschs, $n = 1400$ U/min, $\tau = 0,0053$, $\Phi = 0,200$, $\Psi = 0,368$, mit Turbulenzerzeuger: $\Phi = 0,200$, $\Psi = 0,419$.

Zusammenfassung

Durch eine Änderung des konstruktionsbedingten Kopfspaltes zwischen dem rotierenden Laufrad und dem feststehenden Gehäuse axialer Strömungsmaschinen ist es gelungen, den Wirkungsgrad zu erhöhen und dabei die Schallemission zu reduzieren.

Durch ein im Spalt an der Gehäusewand befestigtes Hakenband (Turbulenzzeuger) wird der aerodynamische Widerstandsbeiwert des Spalts erhöht. Die durch den Druckunterschied zwischen der Druck- und der Saugseite induzierte Sekundärströmung durch den Kopfspalt hindurch wird somit behindert. Das Hakenband, das in der Strömungsphysik benutzt wird, um den laminar-turbulenten Umschlag zu erzwingen, wirkt im Spalt der axialen Strömungsmaschine anschaulich wie ein „Klettengestrüpp“. Beim Durchlaufen eines „Klettengestrüpps“ ist bekannt, daß die Früchte hartnäckig an der Kleidung haften bleiben. Die winzigen Widerhaken klammern sich im Stoffgewebe fest, ebenso finden die rückströmenden Partikel der Sekundärströmung im modifizierten Spalt kein Hindurchkommen mehr. Der durch die Spaltströmung induzierte Blattspitzen-Wirbellärm ist ein Instabilitätsphänomen, durch die manipulierten Strömungsverhältnisse im modifizierten Spalt wird die Lärmentstehung verhindert.

Am lautesten Betriebspunkt des Spaltgeräuschs bei $\Phi = 0,200$ ($\dot{V} = 1,10 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\Delta p = 244 \text{ Pa}$) ist eine Verbesserung der Druck-erhöhung um 14% und des Wirkungsgrades um 7 Prozentpunkte bei gleichzeitiger Minderung des spezifischen Schalleistungspegels um 11 dB (A) erzielt worden.

Mit der Spaltmodifikation werden die technisch nutzbaren Betriebspunkte einer axialen Strömungsmaschine deutlich erweitert. Bisher sind Versuche an einem 1:5 Modell-Ventilator durchgeführt worden. Anwendbar ist die Spaltmodifikation aber auch bei großen Anlagen mit Durchmessern von mehreren Metern, die zwar

prozentual zum Laufraddurchmesser kleine Spaltweiten haben, die Spaltweite absolut aber einige Millimeter beträgt. Zu erwarten sind dabei Wirkungsgradverbesserungen von durchaus 1 bis 2 Prozentpunkten. In der Praxis sind bei großen Axialventilatoren z. B. von Klimazentralen oder bei Rauchgasentschwefelungsanlagen von Kraftwerken und Müllverbrennungsanlagen erhebliche Energieeinsparungen (1 bis 7 Prozentpunkte) bei einer gleichzeitigen Lärminderung von bis zu 11 dB (A) möglich. Die vorgeschlagene Spaltmodifikation eignet sich insbesondere auch zur Verbesserung bereits ausgeführter Anlagen. [H 437]

Literaturangaben

- [1] Kameier, Frank; Neise, Wolfgang: Verfahren zur Reduzierung der Schallemission sowie zur Verbesserung der Luftleistung und des Wirkungsgrads bei einer axialen Strömungsmaschine und Strömungsmaschine, Deutsche Patentanmeldung P4310104.6, 1993.
- [2] Kameier, Frank; Geuer, Uli; Neise, Wolfgang: Untersuchung zur Entstehung des Blattspitzen-Wirbellärms an einer axialen Strömungsmaschine, VDI-Berichte 872, Düsseldorf, 1991, S. 343-358.
- [3] Kameier, Frank; Nawrot, Thomas; Neise, Wolfgang: Experimental investigation of tip clearance noise in axial flow machines, DGLR/AIAA 92-02-040, Proceedings of the 14th Aeroacoustics Conference in Aachen, DGLR Bericht 92-03, Bonn, 1992, S. 250-259.
- [4] Kameier, Frank (1993): Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen; Dissertation TU Berlin, 1993. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Strömungstechnik; VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [5] Carolus, Th.; Scheidel, W.: Bemerkungen zum Einsatz schnellläufiger Axiallüfter in Motorkühlsystemen von Kraftfahrzeugen; Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, Heft 39, Seite 19-26, Karlsruhe, 1988.
- [6] Gresko, L. S.: Characteristics of wall pressure and near-wall velocity in a flat plate turbulent boundary layer, Fluid Dynamics Research Laboratory Report, 88-2, Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [7] DIN 24163: Ventilatoren, Teil 1 bis 3, Leistungsmessung, 1985.
- [8] DIN 45635, Teil 9: Geräuschmessungen an Maschinen, Luftschallmessung, Kanal-Verfahren, Rahmen-Meßverfahren für Genauigkeitsklasse 2, 1988.
- [9] Madison, R. D.: Fan Engineering (Handbook), 5th ed. Buffalo, New York, 1949.

7.4 Mehrstufige Axialverdichter

Mehrstufige Axialverdichter mit großen Umfangsgeschwindigkeiten, die als thermische Strömungsmaschinen zu behandeln sind, zeigen entlang des Verdichters ein ganz unterschiedliches Kennlinienverhalten, vgl. Cumpsty(1989). Bei niedrigen Drehzahlen arbeitet die vordere Stufe unter Umständen schon mit rotierender Ablösung, hingegen zeigen die hinteren Stufen stabiles Verhalten. Bei größeren Drehzahlen hingegen wird die hintere Stufe näher an der Stabilitätsgrenze betrieben als die vordere Stufe. Zu erklären ist dieses Verhalten alleine mit Hilfe der Massenerhaltung:

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A = \text{const.} \quad (\text{vgl. auch Abschnitt 3.1})$$

Bild 7.29 zeigt ein Verdichterkennfeld und schematisch ein Stufenkennfeld der ersten und der letzten Stufe. (a) sei der Auslegungspunkt, der für die vordere und hintere Stufe gleichermaßen auf der Kennlinie (Stufencharakteristik) liegt. (b) ist ein Betriebspunkt mit geringerer Druckerhöhung in der ersten Stufe, so daß die Dichte, mit der die Strömung die zweite Stufe erreicht, geringer ist als im Auslegungsfall. Da der Massenstrom aber konstant ist, ist der Volumenstrom $\dot{V} = c \cdot A$ der zweiten Stufe größer als im Auslegungsfall und weiter vom Auslegungspunkt entfernt, als bei der ersten Stufe. Dieses Verhalten zieht sich nun durch bis zur letzten Stufe, vgl. Bild 7.29. Entsprechend verhält sich (c): Die Dichte ist nach der ersten Stufe größer als im Auslegungsfall, damit werden die zweite Stufe und alle weiteren folgenden mit einem kleineren Volumenstrom als im Auslegungsfall versorgt.

Besonders interessant ist das Verhalten bei Reduzierung der Drehzahl und einer Drosseleinstellung entsprechend dem 100% Auslegungsfall: vgl. (d) in Bild 7.29. Die Dichteerhöhung ist damit in jeder Stufe geringer als für den Auslegungsfall. Um einen gewissen Massenstrom durch den Verdichter zu bekommen, arbeiten die hinteren Stufen somit an der Stopf- oder *Choke*-Grenze. Die vordere Stufe wird dagegen von einem Volumenstrom durchströmt, der sehr viel geringer ist als im Auslegungsfall, d.h., die vordere Stufe arbeitet links der Stabilitätsgrenze, unter Umständen auf einer Sekundärcharakteristik mit rotierender Ablösung. Die hinteren Stufen verhalten sich also wie eine Drossel für die vorderen Stufen. Dennoch stabilisieren die hinteren Stufen die instabile Strömung der vorderen Stufe, so daß eine ausreichende Durchströmung möglich ist.

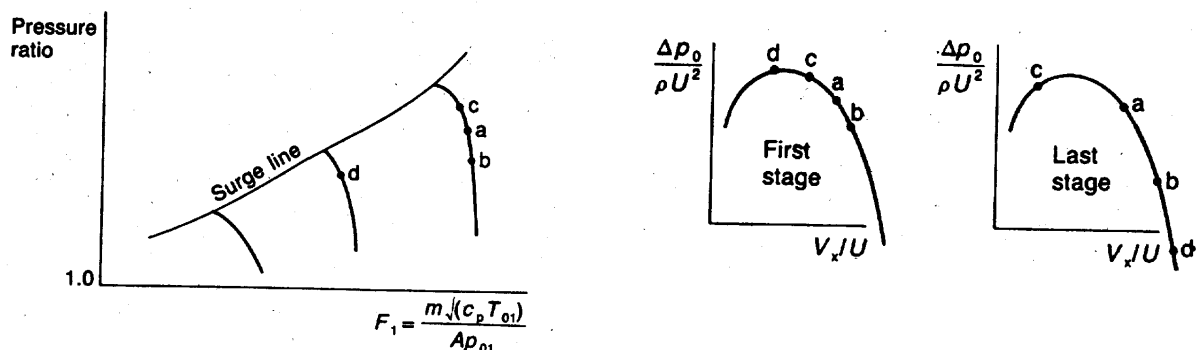


Bild 7.29: Schematische Darstellung des Kennfeldes eines mehrstufigen Axialverdichters und Stufencharakteristiken der vorderen und der hinteren Stufe im Off-design, Cumpsty (1989).

8 Aerodynamische Auslegung von Strömungsmaschinen am Beispiel von Ventilatoren

Eine allgemein gültige Berechnung der Strömungsverhältnisse in einer Strömungsmaschine ist nur mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen möglich. In der Praxis werden daher ingenieurmäßige oder semi-empirische Verfahren verwendet, die die komplizierte dreidimensionale Strömung in zweidimensionale Teilströmungen unterteilen. Mit Hilfe empirisch ermittelter Korrekturen wird die idealisierte zweidimensionale Betrachtung den tatsächlichen dreidimensionalen Verhältnissen angenähert. Grundsätzlich gelten für geometrisch ähnliche Strömungsmaschinen die Ähnlichkeitsbeziehungen, so daß bei entsprechender Erfahrung in der Praxis eine Verrechnung der Beziehung $\varphi = \varphi(\psi)$ zu guten Ergebnissen führt.

Grundlage der vereinfachten Betrachtung von hydraulischen Strömungsmaschinen, d.h. bei inkompressiblem Strömungsmedium, ist der Impulssatz oder eine mechanische Energiebilanz in Form der eindimensionalen Bernoulli-Gleichung. Für thermische Strömungsmaschinen ist eine Energiebilanz gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik notwendig.

Bei Strömungsmaschinen ist stets zwischen der Betrachtung im Absolutsystem und im rotierenden Relativsystem zu unterscheiden. Im Relativsystem wird eine Zufuhr von technischer Leistung nicht bemerkt, dagegen ist im Absolutsystem die Zufuhr von technischer Leistung zu berücksichtigen.

Bei axialen Strömungsmaschinen wird versucht, die Erfahrung aus sogenannten Gitterversuchen (Durchströmung ohne Rotation) für die aero- oder hydrodynamische Auslegung zu nutzen.

8.1 Kennlinienberechnung eines Axialventilators unter Berücksichtigung der Fehlanströmung

Wir beschränken uns in diesem Abschnitt auf eine inkompressible Strömung. Zunächst wird die Strömung durch ein Schaufelgitter betrachtet. Um die Ergebnisse auf die Strömungsmaschine übertragen zu können, ist es dabei notwendig, Verluste zu berücksichtigen. Besonders anschaulich ist der Verlust durch Fehlanströmung. Da er ähnlich dem Borda-Carnotschen Stoßverlust ist (Druckverlust bei plötzlicher Querschnittserweiterung), wird statt den Verlusten durch Fehlanströmung auch häufig vom Stoßverlust gesprochen. Die weiteren Verluste durch Reibung und Ablösung haben auf das Verhalten der Strömungsmaschine einen ähnlichen Einfluß wie der Verlust durch Fehlanströmung. Zunächst wird ein Gitter aus dünnen ebenen Platten betrachtet, Bild 8.1. Die ebenen Platten sind gegenüber der y -Richtung, die der Umfangrichtung im Ringgitter entspricht, um den Winkel σ (Metallwinkel) geneigt. Die Strömung hat das Geschwindigkeitsdreieck mit den Indizes 1 am Eintritt und 2 am Austritt. Stimmen Strömungswinkel und "Metallwinkel" überein, wird die reibungsfreie Strömung durch das Gitter nicht beeinflusst. Ist $\beta_1 \neq \sigma$, löst die Strömung an der Vorderkante der Schaufeln ab, ganz ähnlich wie bei einer plötzlichen Rohrerweiterung. Es entsteht eine Ablöseblase an der Plattennase.

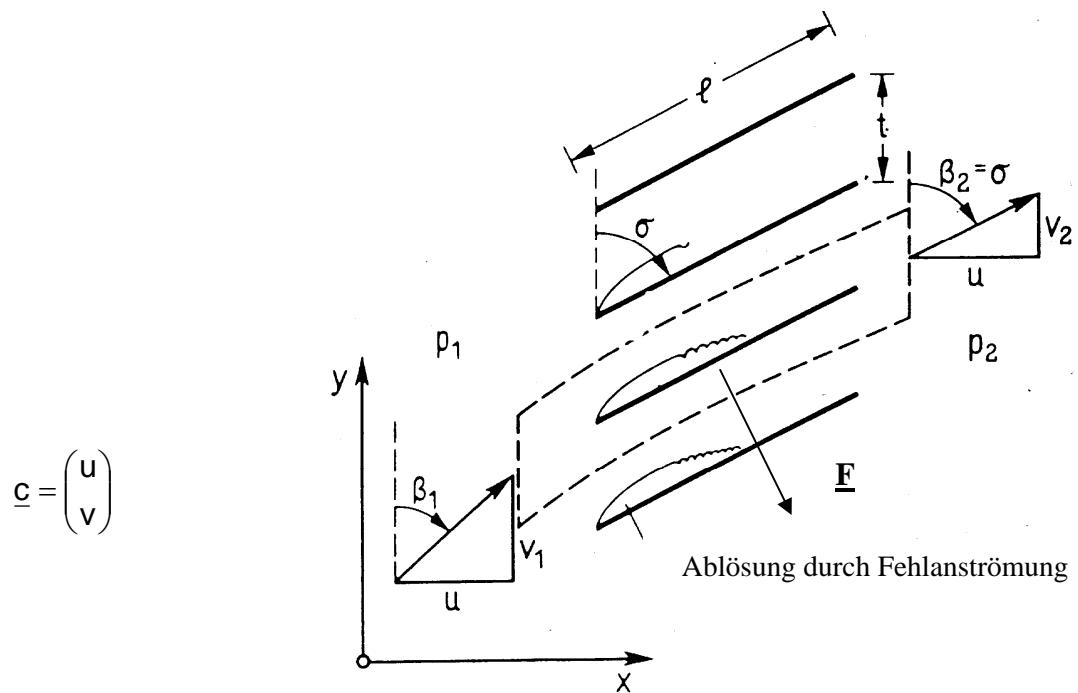


Bild 8.1: Strömung durch ein Gitter (nicht rotierend!), nach Becker (1982).

Die auf die Schaufel wirkende Kraft läßt sich aus Bild 8.1 wie folgt ablesen

$$F_x = F \cos \sigma \quad F_y = -F \sin \sigma \quad .$$

Die Impulsgleichung ergibt in x- und y-Richtung unter Berücksichtigung der konstanten x-Komponente der Strömungsgeschwindigkeit $u_1 = u_2 = u$

$$\begin{aligned} F_x &= (p_2 - p_1) b t = F \cos \sigma \\ F_y &= \dot{m}(v_2 - v_1) = -F \sin \sigma \quad . \end{aligned}$$

Dividiert man die beiden Gleichungen, so erhält man

$$p_2 - p_1 = \rho v_2 (v_1 - v_2) \quad .$$

Der verlustfreie Druckanstieg wäre nach Bernoulli

$$p'_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2)$$

und damit der Druckverlust

$$\Delta p_v = (p'_2 - p_1) - (p_2 - p_1) = \frac{\rho}{2} (v_1 - v_2)^2 \quad . \quad (8-1)$$

Würde man in diesem Ergebnis die Geschwindigkeitskomponente v durch u ersetzen, hätte man formal das Ergebnis der Borda-Carnotschen Stoßverlustrechnung. Aus den Geschwindigkeitsdreiecken läßt sich ablesen

$$\cot \sigma = \frac{v_2}{u} \quad \cot \beta_1 = \frac{v_1}{u}$$

$$\Leftrightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{\cot \sigma}{\cot \beta_1} = \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma}$$

Eliminiert man nun v_2 aus Gl.8-1, so erhält man

$$\Delta p_v = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma} \right)^2 \quad (8-2)$$

Aus dieser Beziehung erkennt man sofort, daß der Verlust Δp_v verschwindet, wenn der Anströmwinkel β_1 mit dem "Metallwinkel" σ übereinstimmt.

Übertragen werden diese Ergebnisse nun auf das rotierende Gitter, das zu diesem Zweck aus einem Relativ- und einem Absolutsystem betrachtet wird, vgl. Bild 8-2.

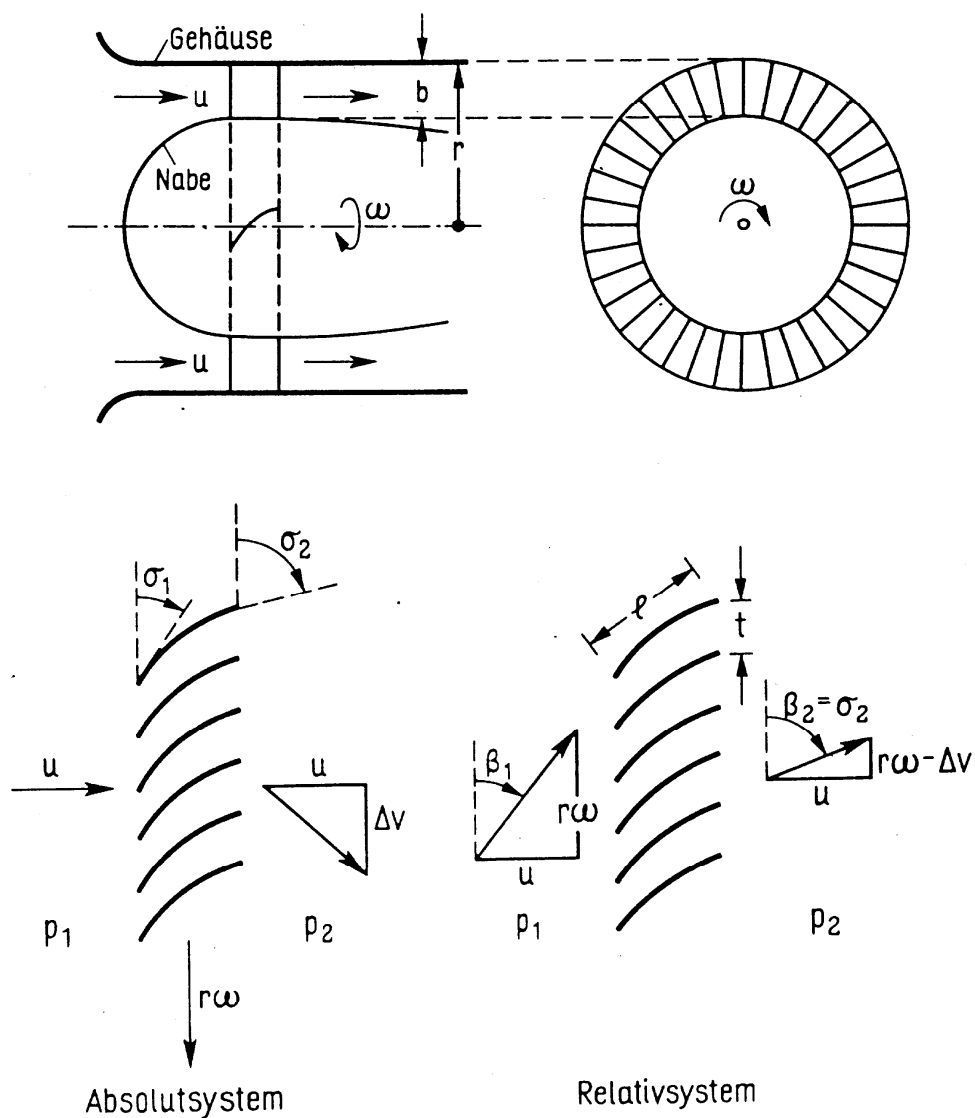


Bild 8.2: Axialventilator mit abgewickeltem Gitter in Relativ- und Absolutsystem, aus Becker (1982).

Zunächst wird die Gesamtdruckerhöhung im Absolutsystem bestimmt:

$$\Delta p_G = p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2} \Delta v^2 \quad .$$

Zu berechnen ist anschließend die Druckdifferenz im Relativsystem: Im Relativsystem kann die Strömung um das Gitter als stationär betrachtet werden. An- und Abströmung müssen jedoch unter Berücksichtigung der Umfangsgeschwindigkeit $U = r\omega$ ins Relativsystem transformiert werden. Bei der Durchströmung des Gitters tritt ein Druckverlust Δp_v auf. Die Bernoulli-Gleichung lautet von 1 nach 2

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{\Delta p_v}{\rho}$$

mit $w_1^2 = u^2 + U^2 = u^2 + \omega^2 r^2$
 $w_2^2 = u^2 + (U - \Delta v)^2 = u^2 + (r\omega - \Delta v)^2$

folgt $p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} [2r\omega\Delta v - \Delta v^2] - \Delta p_v \quad .$

Fügt man die Ergebnisse aus Relativ- und Absolutsystem zusammen, erhält man

$$\Delta p_G = \rho r \omega \Delta v - \Delta p_v \quad (8-3)$$

Als Verlust wird nun der Verlust durch Fehlanströmung aus der Rechnung des ruhenden durchströmten Gitters verwendet. Zu unterscheiden ist wieder zwischen den Strömungswinkeln β und den Metallwinkeln σ der Schaufel an Ein- und Austritt des Gitters. Am Eintritt unterscheiden sich σ und β aufgrund der Fehlanströmung, am Austritt stimmen sie aufgrund der Vernachlässigung der Reibung und des Einflusses der endlichen Schaufelzahl überein (schaufelkongruente Strömung). In Gl. 8-2 ist die Geschwindigkeit $v_1 = r\omega$ im Relativsystem einzusetzen:

$$\Delta p_v = \frac{\rho}{2} r^2 \omega^2 \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma_1} \right)^2 \quad .$$

Für die Gesamtdruckdifferenz (8-3) folgt somit

$$\Delta p_G = \frac{\rho}{2} r^2 \omega^2 \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma_1} \right)^2 \quad (8-4)$$

Mit Hilfe der Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austritt folgt

$$\Delta v = r \omega \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma_2} \right)$$

und somit

$$\Delta p_G = \frac{\rho}{2} r^2 \omega^2 \left[2 \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma_2} \right) - \left(1 - \frac{\tan \beta_1}{\tan \sigma_2} \right)^2 \right] \quad (8-5)$$

Mit der Lieferzahl φ und der Druckzahl ψ folgt dann nach kurzer Zwischenrechnung

$$\psi = 1 + C_1 \varphi - C_2 \varphi \quad (8-6)$$

mit $C_1 = 2(\cot \sigma_1 - \cot \sigma_2)$ und $C_2 = \cot \sigma_1 \quad .$

Für die einfache gerade Schaufel ($\sigma_1 = \sigma_2$) ist $C_1 = 0$.

Gleichung 8-6 zeigt, daß bei Berücksichtigung der Verluste durch Fehlanströmung als einzige Verluste die Druckzahl bei 0 Förderung stets den Wert 1 erreicht. Ein

wesentlicher unberücksichtigter Verlust ist der Verlust durch die mangelhafte Umlenkung aufgrund der endlichen Schaufelzahl. Dieser Verlust kann durch die Minderleistung und den empirisch ermittelten Minderleistungsfaktor μ berücksichtigt werden. Abschätzungen zur Berechnung des jeweiligen Minderleistungsfaktors μ können der Literatur entnommen werden.

8.2 Aerodynamische Auslegung eines Axialventilators

Die grobe Dimensionierung einer Strömungsmaschine wird mit den geforderten Eingangsgrößen Volumenstrom \dot{V} (Auslegungsvolumenstrom) und Druckerhöhung Δp (auch Totaldruckerhöhung Δp_t) bei einer festzulegenden Drehzahl n durchgeführt.

In der industriellen Praxis stehen in der Regel Vergleichsdaten verschiedener Produktlinien zur Verfügung, so daß aufgrund von Erfahrungen günstige Hauptabmessungen gewählt werden können. Ist dies nicht der Fall, müssen verallgemeinerte Erfahrungen, die allerdings mit größeren Ungenauigkeiten versehen sind, herangezogen werden. Dazu wird nach Berechnung der Laufzahl (vgl. S. 43)

$$\sigma = 2.1 n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{Y^{3/4}} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}$$

die Durchmesserzahl

$$\delta = D \frac{\sqrt{\pi} (2 \cdot \psi)^{1/4}}{2 \sqrt{\dot{V}}} = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$$

aus dem Cordier-Diagramm (vgl. S. 45) abgelesen. Berechnet werden kann dann der Durchmesser der Maschine und mit Hilfe des Auslegungsdiagramms nach Marcinowski (vgl. Schiller (1990)), Bild 8.3, wird ein Nabenverhältnis

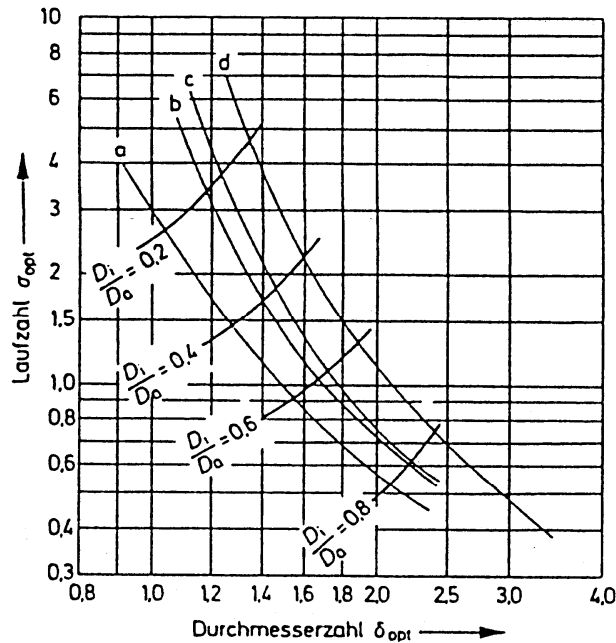
$$\varepsilon = \frac{d}{D}$$

gewählt.

Das weitere Vorgehen wird dann bestimmt von der Modellvorstellung, daß die dreidimensionale Gesamtströmung in eine endliche Zahl zweidimensionaler Teilströmungen auf verschiedenen Radien unterteilt wird.

Ziel dieses semi-empirischen Konzepts ist, experimentell ermittelte Größen aus Gitterversuchen (Durchströmung von Schaufelkanälen ohne Rotation) auf die Strömungsverhältnisse im rotierenden Gitter zu übertragen, vgl. Schiller(1990).

Mit leistungsfähiger Anwendersoftware ist es aber auch schon möglich, einzelne Stufen hinsichtlich ihres Kennlinienverhaltens rein numerisch genau zu berechnen. An dieser Stelle wird daher kein Berechnungsverfahren im Detail vermittelt, vielmehr werden wichtige Begriffe geklärt, die unabhängig von der Vorgehensweise (semi-empirisch, rein numerisch (Navier-Stokes)) zum Verständnis notwendig sind.



- (a) mit druckseitigem Rohranschluß,
- (b) mit druckseitigem Diffusor und Rohranschluß,
- (c) mit druckseitigem Diffusor, frei ausblasend,
- (d) frei ausblasend.

Bild 8.3: Auslegungsdiagramm für Axialventilatoren mit Nachleitrad nach Marcinowski (vgl. Schiller(1990))

Hinsichtlich der Verteilung der Strömungsgrößen in radialer Richtung sind gewisse Annahmen oder Voraussetzungen zu treffen. Üblich ist z.B. die Vorgabe einer konstanten Drallverteilung entlang des Radius. Als Drall oder Zentrifugalbeschleunigung wird das Produkt des Radiusvektors mit der Umfangskoordinate der Relativgeschwindigkeit bezeichnet: In einer sogenannten Wirbelflußmaschine wird dieses Produkt am Austritt des Gitter als eine Konstante vorgegeben:

$$r \cdot w_{2u} = \text{const.}$$

$$\Leftrightarrow w_{2u} \sim \frac{1}{r}$$

Hinzukommen Kriterien für die Belastung oder Ablösenähe der Strömung, die in Form von Diffusionszahlen vorgegeben werden. De Haller (Bohl 1995) gibt ein Geschwindigkeitsverhältnis von

$$\frac{w_2}{w_1} > 0,75$$

an, das an der Nabe einzuhalten ist. Lieblein gibt einen Wert von 0,6 für die Diffusionszahl

$$D_w = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1}{2} \frac{t}{l} \frac{(w_{2u} - w_{1u})}{w_1}$$

an, die nicht überschritten werden sollte. genauere Angaben finden sich bei Schiller (1990) in Abhängigkeit des Radius und der Lieferzahl.

Verluste der semi-empirischen Überlegung werden mittels Verlustbeiwerten für das rotierende Gitter und den ruhenden Stator berücksichtigt:

$$Y_{\text{Stufe}} = Y - \frac{\Delta p_{V,\text{Lauftrad}}}{\rho} - \frac{\Delta p_{V,\text{Leitrad}}}{\rho}$$

$$Y_{\text{Stufe}} = \frac{Y}{u(c_{2u} - c_{1u})} - \zeta_{V,\text{Lauftrad}} \frac{w_1^2}{2} - \zeta_{V,\text{Leitrad}} \frac{c_2^2}{2}$$

Die verlustbehaftete Strömung führt letztlich auch zu Abweichungen der Strömungswinkel von den Metallwinkeln des Laufrads. Quantifiziert wird diese Abweichung am Laufradeintritt mittels des Incidence-Winkels i und am Austritt mittels des Deviations-Winkels δ :

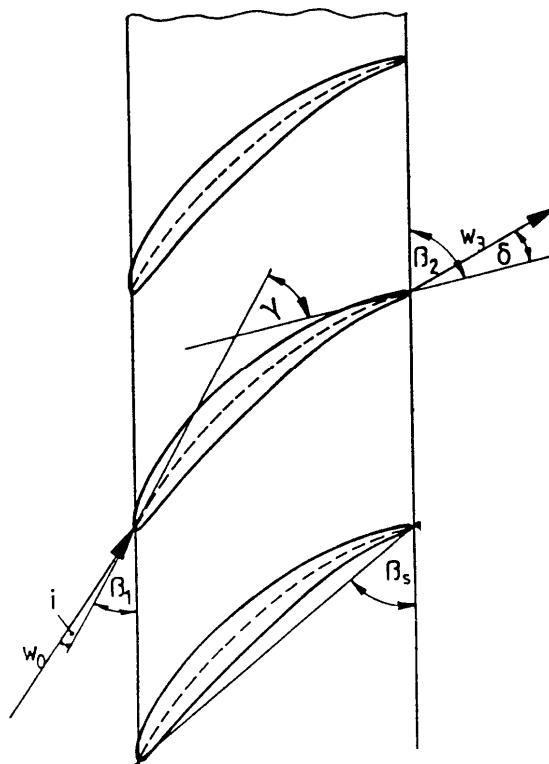


Bild 8.4: Bezeichnung von Incidence- und Deviations-Winkel (Schiller 1990).

Bei der numerischen Berechnung sind für zweidimensionale Berechnungsverfahren sogenannte S1 und S2 Stromflächen von Bedeutung, vgl. Bild 8.5. Entlang der Stromfläche S1 wird die Verteilung in Umfangsrichtung und entlang der Stromfläche S2 in radialer Richtung berechnet.

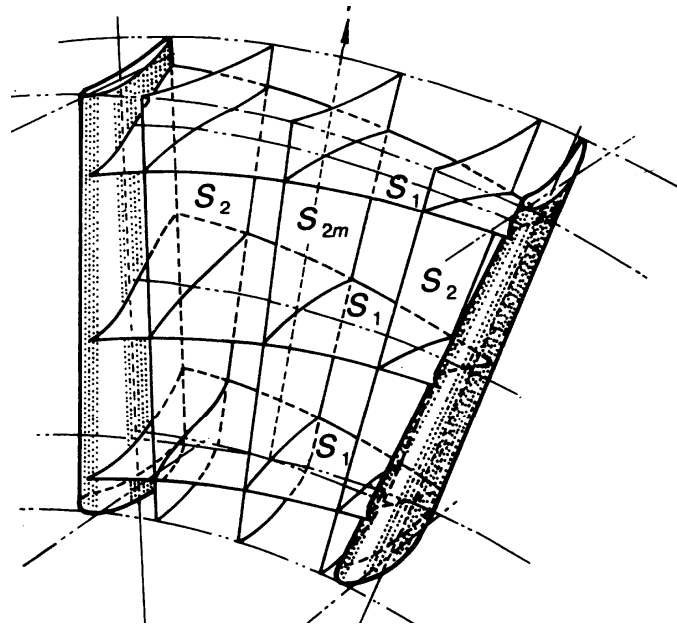


Bild 8.5: Stromflächenbezeichnung bei Gitterberechnungen (Cumpsty(1989)).

Die Gitter axialer Strömungsmaschinen werden unterschieden nach ihrer Anwendung im Ventilatoren- oder Hochdruckverdichterbau in hoch oder stark gestaffelte und schwach gestaffelte Gitter. Im Ventilatorenbau sind hoch gestaffelte Gitter für geringe Druckerhöhungen und im Hochdruckverdichterbau schwach gestaffelte Gitter üblich, vgl. Bild 8.6. Das Kennlinienverhalten als Funktion des Staffelungswinkels wird in Bild 8.7 gezeigt. Zu beachten ist, daß es im Ventilatorenbau üblich ist, die Winkelangaben in Bezug zur Umfangsrichtung anzugeben, im Hochdruckverdichterbau werden die Winkel dagegen auf die axiale Richtung bezogen.

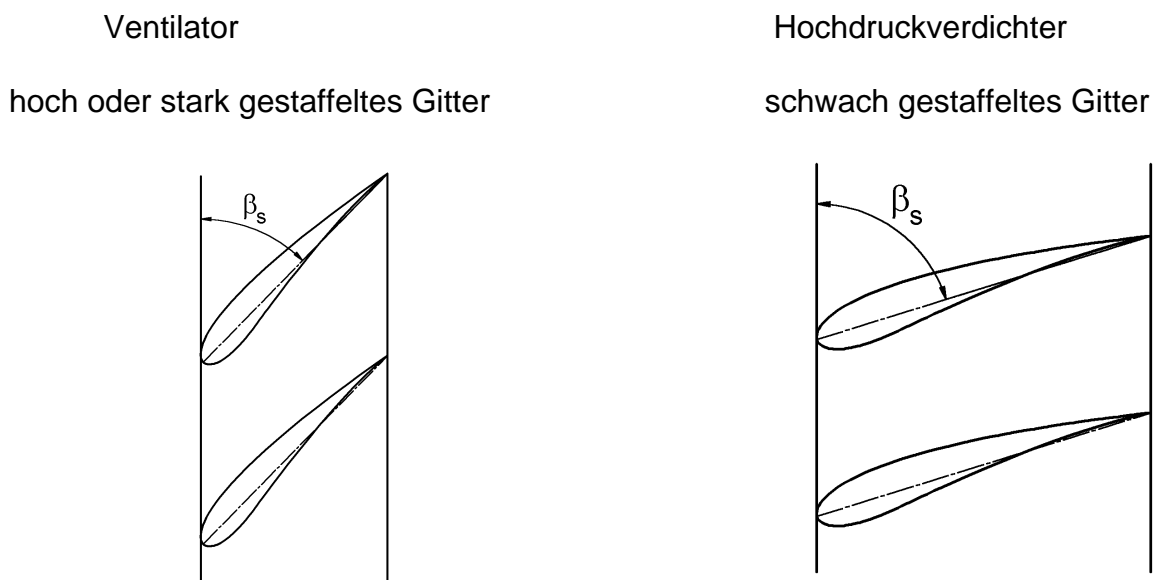


Bild 8.6: Staffelung von Axialverdichtern.

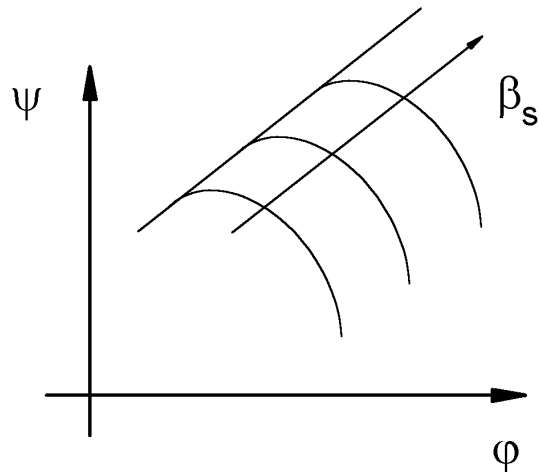


Bild 8.7: Kennfeld in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel.

Profilformen, wie sie in der Praxis verwendet werden zeigt Bild 8.8. Bei der Profilierung wird zum Teil auch ein inverses Vorgehen praktiziert, d.h., die Strömung wird am Ein- und Austritt entlang des Radius vorgegeben, so daß unter Berücksichtigung der Diffusionsparameter die günstigste Profilform berechnet wird.

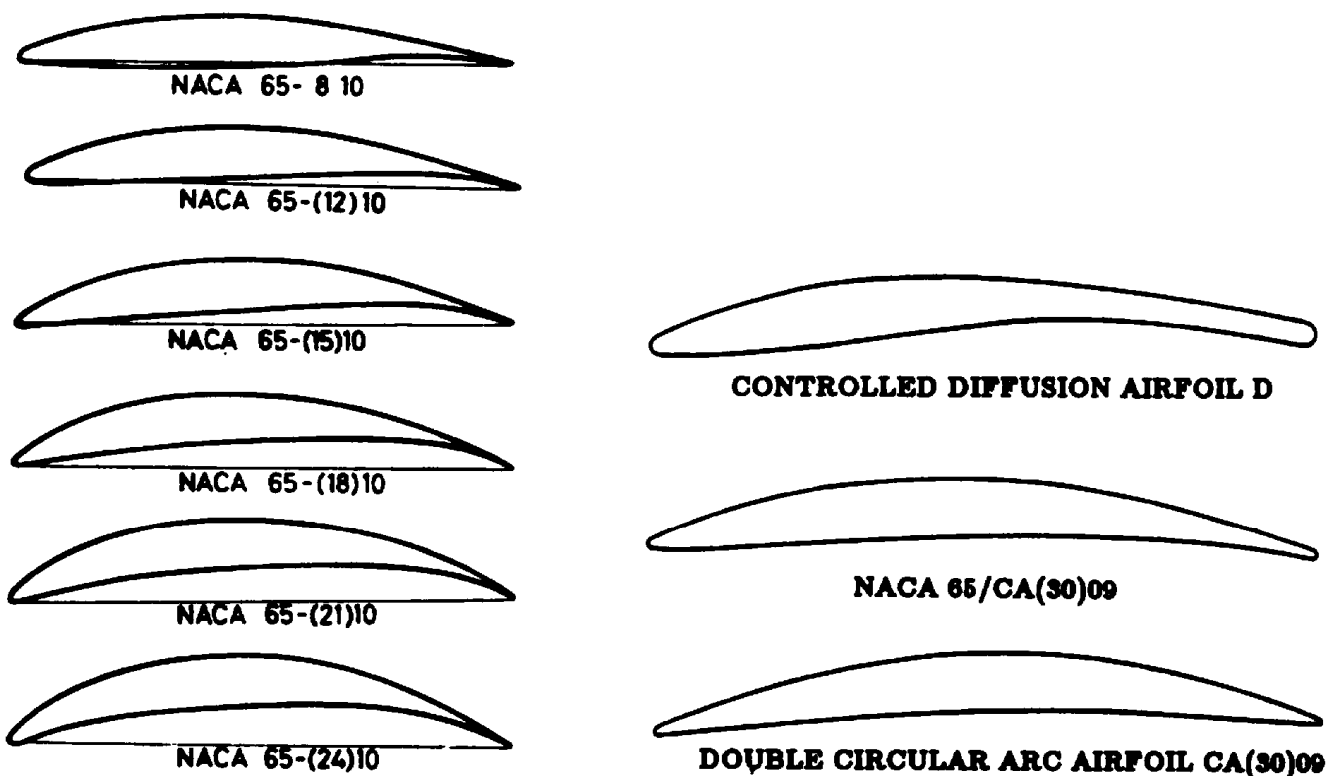


Bild 8.8: Profilformen von Axialverdichterschaufeln, vgl. B. Lakshminarayana (1996).

8.3 Radialventilatoren - grundlegende Betrachtungen

Die Strömungsverhältnisse in radialen Strömungsmaschinen lassen sich aufgrund der komplizierten Durchströmung und Umlenkung nicht einfach beschreiben. In der Praxis gibt es jedoch eine große Zahl technischer Anwendungen von Radialpumpen und Radialventilatoren, so daß ein grundlegendes Verständnis der Strömungsverhältnisse und einiger Auslegungskriterien im folgenden vermittelt werden soll.

Allgemein bestehen radiale Strömungsmaschinen aus Laufrad, Leitrad und Gehäusespirale. Radialventilatoren haben in der Regel keinen Leitapparat, lediglich die Gehäusespirale dient dann zur Führung der Strömung. Radialventilatoren saugen die Strömung axial an, die Abströmung erfolgt in einem rechten Winkel in radialer Richtung, vgl. Bild 8.9.

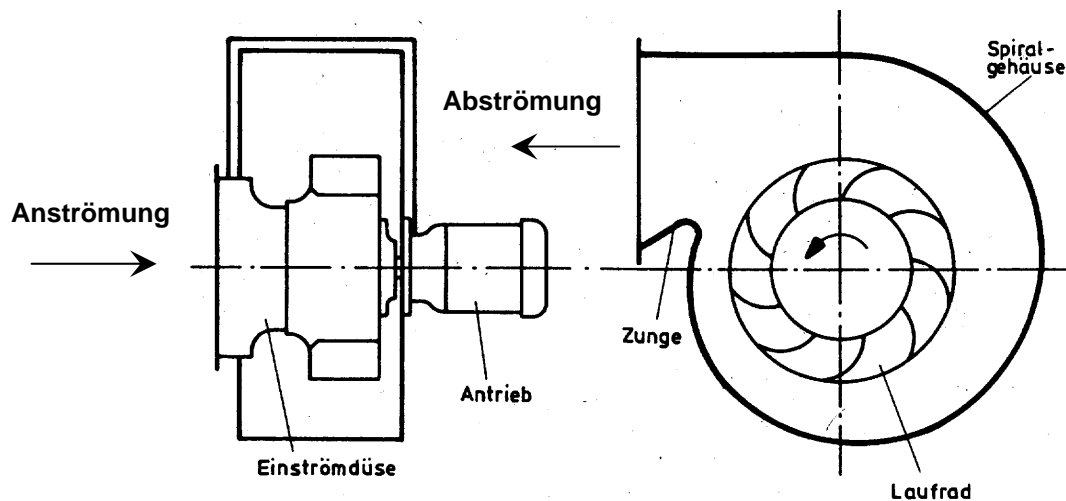


Bild 8.9: Radialventilator mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln.

Aufgrund der radialen Durchströmung bewirkt im wesentlichen die Zentrifugalwirkung die Druckerhöhung bei Radialverdichtern. Die Querschnittsänderung des durchströmten Schaufelkanals ist für die Verzögerung der Strömung verantwortlich. Die Geometrie und Durchströmung des radialen Laufrads läßt eine Übertragung der Strömungsverhältnisse zwischen ruhendem (Leitgitter) und rotierendem Gitter (Laufrad) wie bei axialen Strömungsmaschinen nicht zu.

Die Laufräder radialer Strömungsmaschinen (vgl. Bild 8.10) unterscheidet man in Laufräder mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln, die profiliert und unprofiliert sein können, radial endende Schaufeln, und vorwärtsgekrümmte Schaufeln. Vorwärtsgekrümmte Schaufeln findet man in sogenannten Trommelläufern, die aber aufgrund ihres eigenen Strömungsverhaltens hier nicht weiter behandelt werden sollen. Bei Radialventilatoren mit profilierten rückwärtsgekrümmten Schaufeln ist bemerkenswert, daß die Profilierung nicht vergleichbar zur Tragflügelprofilierung ist, Druck- und Saugseite sind vertauscht. Die Geschwindigkeitsdreiecke der verschiedenen Schaufelkonfigurationen sind in Bild 8.11 schematisch dargestellt.

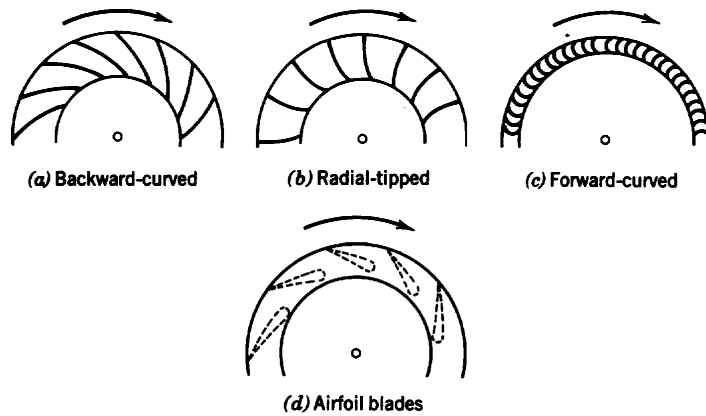


Bild 8.10: Schaufelanordnungen in Laufrädern von Radialventilatoren (Fox, McDonald (1992)).

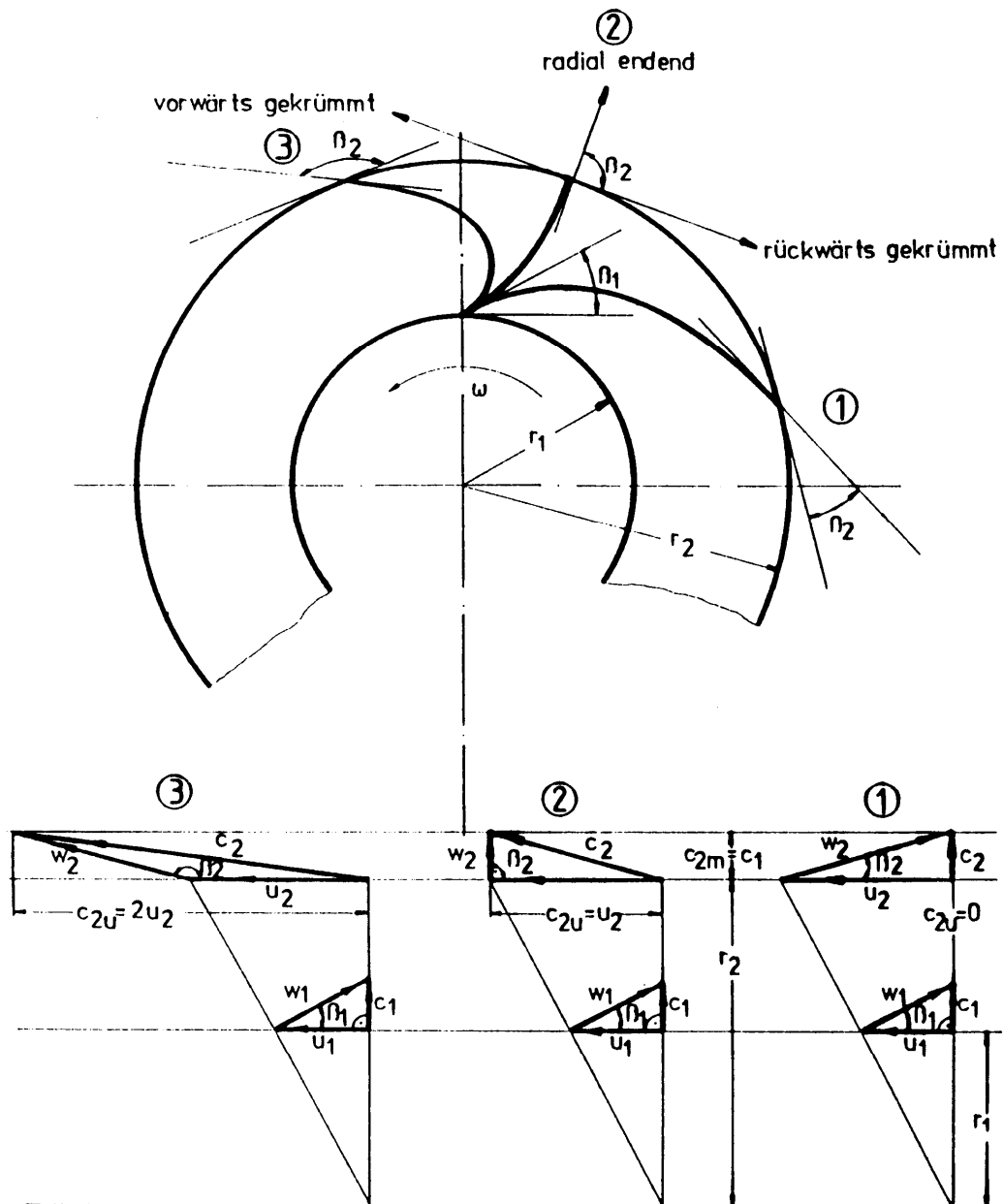


Bild 8.11: Geschwindigkeitsdreiecke verschiedener Schaufelformen, Grundmann (1990).

Radiale Strömungsmaschinen mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln sind deutlich effizienter als Ausführungen mit radial endenden oder vorwärtsgekrümmten Schaufeln. Aus diesem Grund ist in Bild 8.12 auch nur eine rückwärtsgekrümmte Beschauflung gezeigt. Bei starker Drosselung reißt die Strömung an der konvexen Seite der Schaufel, der Saugseite, ab. Die kinetische Energie der Schaufelkanalströmung reicht nicht mehr aus, um den Druckberg zu überwinden. Es bildet sich bereits im Schaufelkanal ein Ablösegebiet, eine gesunde und schaufelkongruente Abströmung ist nicht mehr möglich. Bei weiterem Androsseln führt die Versperrung eines Kanals dann wie bei Axialmaschinen zu rotierender Ablösung.

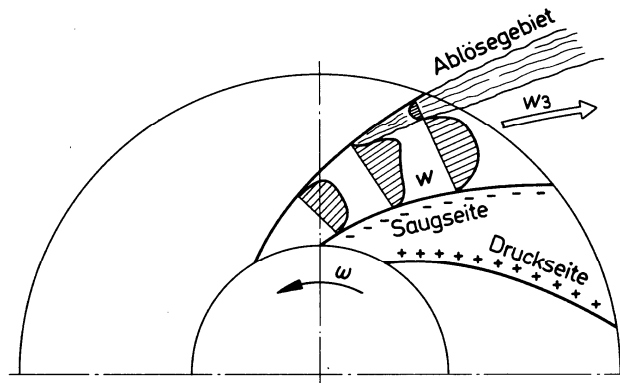


Bild 8.12: Schematische Darstellung der Ablösung im Schaufelkanal eines Radialverdichters, Bohl (1994).

Auch am Eintritt des Radiallaufrades kann sich bei ungünstiger Geometrie ein Ablösegebiet ausbilden. In das rotierende Laufrad ist eine Einlaufdüse (Viertelkreis) oder einfach ein Saugrohr gesteckt, vgl. Bild 8.13. Abhängig von der Einstecktiefe des Saugrohres in das Laufrades bildet sich die Spaltströmung durch den Ringspalt aus. Diese Strömung beeinflusst maßgeblich das in Bild 8.14 dargestellte Ablösegebiet im Eintritt des Laufrades. In diesem Bereich handelt es sich in jedem Fall um eine dreidimensionale Strömung mit Ablösung, die sich numerisch nur sehr aufwendig simulieren läßt, so daß dieses Phänomen in der Regel experimentell optimiert wird.

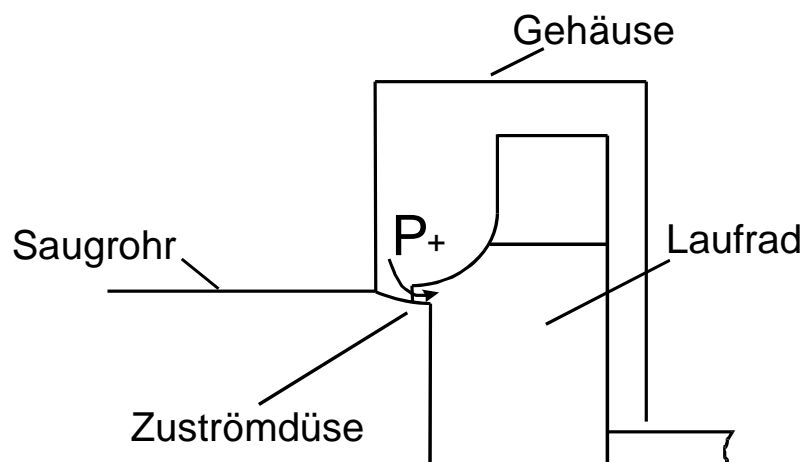


Bild 8.13: Schematische Darstellung des Eintritts eines Radialventilators.

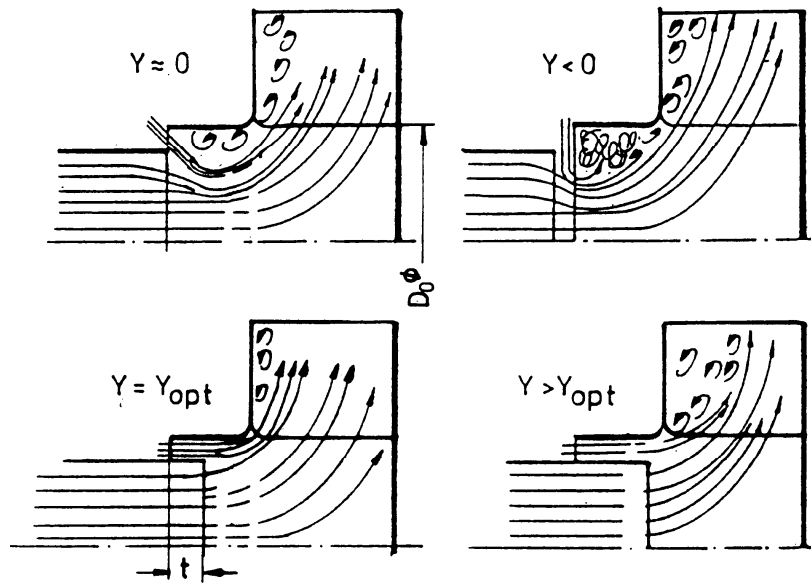


Bild 8.14: Schematische Darstellung der relativen Saugrohr-Einstecktiefe $Y=t/D_0$, Kramer (1990).

Als Gehäuseform hat sich für einfache Radialventilatoren das Spiralgehäuse bewährt. Zur Berechnung der Gehäusespirale sind semiempirische Berechnungsverfahren bekannt, z.B. die sogenannte Vier-Radien-Methode (Bommes(1997)). Ohne Berücksichtigung von Verlusten, bei idealer Durchströmung des Gehäuses, ergibt sich aus dem potentialtheoretischen Ansatz die sogenannte logarithmische Spirale (Mode(1972)/2/)

$$\ln \frac{r}{r_0} = \frac{\dot{V}}{2\pi \cdot b \cdot K} \varphi \quad K = \frac{Y \cdot r_0}{U}$$

Unter Vorgabe des Volumenstroms \dot{V} , der Dichte ρ , der Drehzahl n und der Druckerhöhung Δp ergibt sich unter Zuhilfenahme des aus einer Dimensionsanalyse resultierenden Cordier-Diagramms ein Laufraddurchmesser (Spurk(1992)). Offen bleibt jedoch die geeignete Gehäusebreite. Um die Frage der geeigneten Breite des Gehäuses für den bestimmten Durchmesser des Laufrades beantworten zu können, wird im Rahmen der Übung eine einfache Optimierungsstrategie angewendet.

Beim Berechnen der Spirale gemäß Vier-Radien-Methode (Bommes(1990)) wird auf empirische Erfahrungswerte zurück-gegriffen. Die Entwurfsformel für die sogenannte Einheitssilhouette lautet:

$$\ln \frac{r}{r_z} = (\tan \alpha) \vartheta = \left(\frac{2}{3 \cdot \pi} \ln \frac{\kappa_4}{\kappa_1} \right) \cdot \vartheta$$

Die beiden empirischen Werte κ_4 und κ_1 beziehen sich auf den Abstand zwischen Gehäusezunge und Laufradaustritt. Dieser Abstand darf nicht zu klein gewählt werden, da es sonst Nachteile bezüglich des Drehtonlärms gibt. Bommes (1998) gibt diese Werte wie folgt vor:

$$\kappa_1 \geq 2/3 ; \kappa_4 = 0,9 \dots 1,1$$

Für die Berechnungen in der Übung werden folgende Werte verwendet:

$$\kappa_1 = 0,67 ; \kappa_4 = 1$$

Ist $\kappa_1 = \kappa_4 = 1$, dann bildet sich aus der Spirale ein geschlossener Kreis.

Bei der Berechnung genügt es, sich auf die Radien r_2, r_1', r_2', r_3' und r_4' in den fünf Polwinkeln $\vartheta = 0, \frac{\pi}{2}, \pi, \frac{3}{2}\pi$ und 2π zu beschränken. Die zugehörigen Spiralfadien R_1, R_2, R_3 , und R_4 sind wie folgt berechnet:

$$R_1 = \frac{r_2 + r_1'}{2 \cdot \cos \alpha}, \quad R_2 = \frac{r_1' + r_2'}{2 \cdot \cos \alpha}, \quad R_3 = \frac{r_2' + r_3'}{2 \cdot \cos \alpha}, \quad R_4 = \frac{r_3' + r_4'}{2 \cdot \cos \alpha}.$$

Diese vier Radien wurden für die grafische Darstellung in x und y Koordinaten zerlegt. Der Steigungswinkel α ist eine empirische Größe. Der Wert für den Steigungswinkel $\alpha = 7^\circ$ hat sich in der Praxis bewährt (Bommes(1998)). Durch die Addition des Betrages zwischen den Orthogonalpunkten der Spirale kann man direkt Breite und Höhe der Spirale berechnen, man gelangt so an die zweidimensionalen Einbaumaße des Spiralgehäuses.

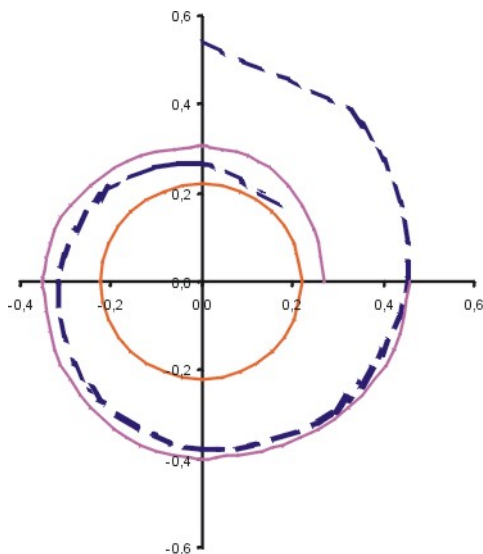


Bild 8.15: Logarithmische Spirale (blau) und Einheitssilhouette (magenta) gemäß der Vier-Radien-Methode eines Radialventilators.

Die Gehäusezunge ist am Austritt das Bauteil, das mit dem rotierenden Druckfeld der Laufradschaufeln in Wechselwirkung tritt und so vor allem ein tonales Geräusch in Form der Blattfolgefrequenz erzeugt. Reduzieren läßt sich die Wirkung dieser Interaktion durch einen vergrößerten Zungenabstand, gemeint ist der kleinste Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse. Ohne die Spiralgeometrie an sich zu verändern, kann die Form der Gehäusezunge zum Beispiel abgerundet werden. In der Regel werden der Druckaufbau und der Durchsatz der Strömungsmaschine nur wenig beeinflusst von einer solchen Maßnahme.

Die Breite des Gehäuses ist gemäß Bild 8.16 so zu wählen, daß sich für die Praxis geeignete Einbaugrößen ergeben. Für einen hohen Wirkungsgrad ist das Verhältnis $B/b_2 \approx 2 \dots 5$ gemäß Bild 8.16 zu wählen.

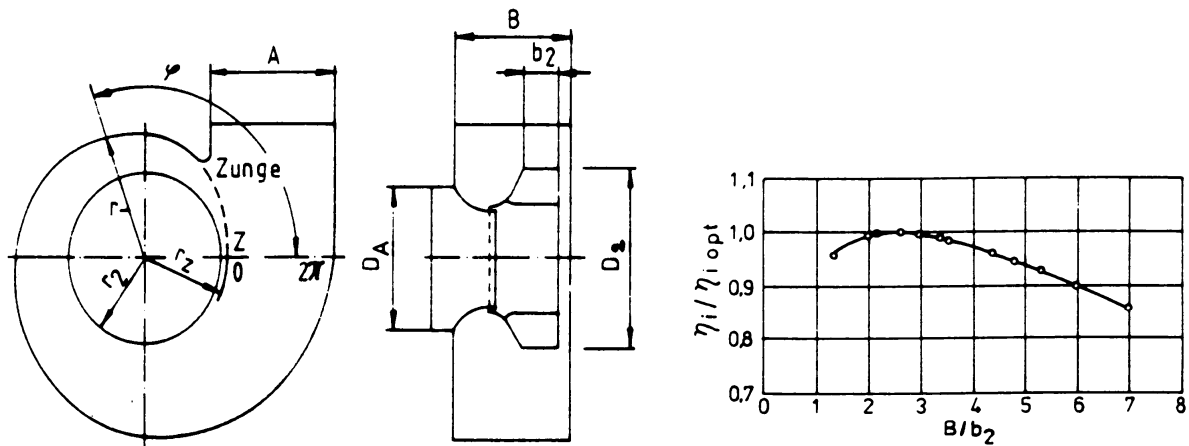


Bild 8.16: Einfluß der Gehäusebreite auf den Wirkungsgrad eines Radialventilators, vgl. Bommers (1990).

Als günstige Bauform der Schaufeln haben sich im Ventilatorenbau einfache Kreisbogenschaufeln bewährt. Möglich ist dabei auch die Konstruktion der Schaufel aus mehreren Krümmungsradien, die entsprechend aneinander angefügt werden. Der Krümmungsradius beträgt gemäß Bild 8.17

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}$$

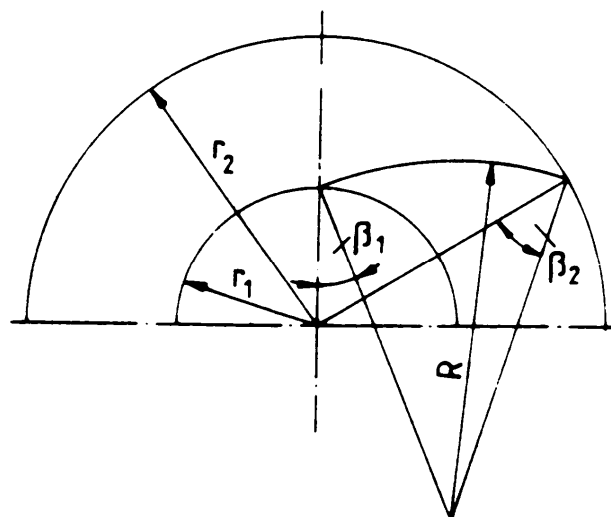


Bild 8.17: Einfache Kreisbogenschaufel, Bommers (1990).

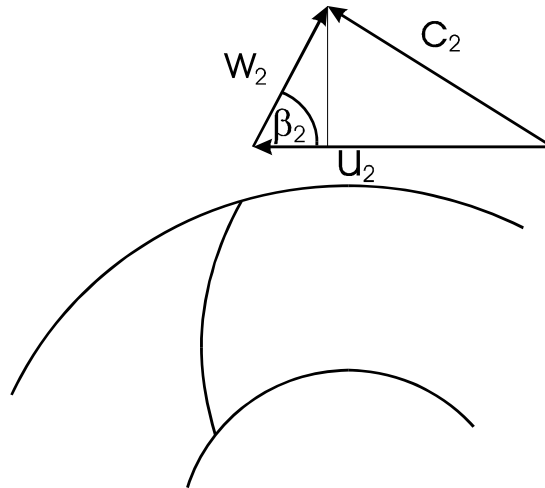


Bild 8.18: Austrittsdreieck eines Radialventilators.

Die Kennlinien der verschiedenen Radialventilortypen lassen sich ohne Berücksichtigung von Verlusten einfach aus der Geometrie der Geschwindigkeitsdreiecke (Bild 8.18) und der Eulerschen Strömungsmaschinenhauptgleichung berechnen:

$$\frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2um}} = \tan \beta_2, \quad \Delta p = \rho u_2 c_{2u} \quad \text{und} \quad c_{2m} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2^2 b_2}$$

ergeben zusammen
$$\Delta p = \rho u_2^2 - \rho \dot{V} \frac{u_2}{\pi D_2^2 b_2 \tan \beta_2}$$

Dargestellt ist diese Funktion in Bild 8.19.

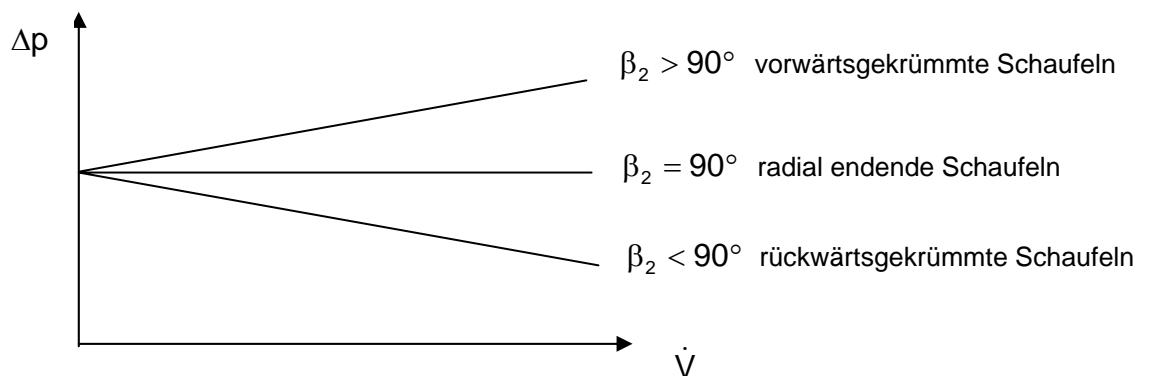


Bild 8.19: Kennlinien der Radialventilatoren ohne Berücksichtigung von Verlusten.

9. Turbinen - Beschauelung mit variablem Reaktionsgrad am Beispiel von Dampfturbinen

Anhand der Zeitschriftenveröffentlichung V. Simon, H. Oeynhaus, R. Brückner, K.J. Eich: Impulse Blading? Reaction Blading? Variable Reaction Blading! VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), No. 9, sollen Grundbegriffe wie Reaktionsgrad und Verluste erarbeitet sowie ein modernes Auslegungskonzept für Dampfturbinen diskutiert werden.

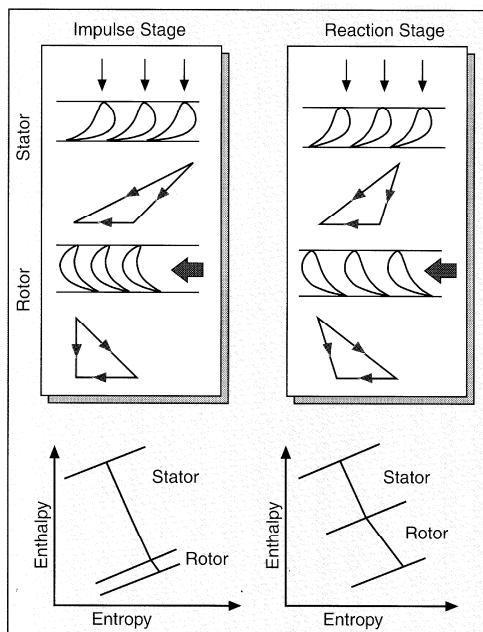


Bild 9.1: Geschwindigkeitsdreiecke und Expansionsprozess für die Gleichdruckstufe (Impulse Stage) und die Überdruckstufe (Reaction Stage), aus e.d..



Impulse Blading? Reaction Blading? Variable Reaction Blading!

A New Generation of Steam Turbine Blading
for Highest Efficiency

By V. Simon¹, H. Oeynhausien¹, R. Bürkner² and K.-J. Eich³

¹ Dr.-Ing. V. Simon and
Dr.-Ing. H. Oeynhausien,
Mülheim an der Ruhr.

² Dr.-Ing. habil. R. Bürkner, Görlitz.

³ Dipl.-Ing. K.-J. Eich, Wesel.

All: Siemens AG – Power Generation
Group (KWU).

Introduction

Limited primary energy resources and increasing awareness of environmental pollution lead to ever increasing endeavours to develop new steam turbine power plants with the highest possible efficiencies. As overall cycle efficiency is strongly dependent on steam turbine performance, continuous improvements are sought to increase the turbine efficiency. These efforts are directed primarily towards improvements in blading as the key-component of the turbine.

In this paper, an entirely new generation of steam turbine blading is introduced which offers improved performance and highest ef-

iciency. The unique and distinctive feature of the novel, fully three-dimensional blading is that the stage reaction can vary significantly from stage to stage. This yields an increase in turbine efficiency beyond that which can be achieved by three-dimensional blading alone. The blading can be applied to turbines for any power rating in both new utilities and retrofit units. Advanced numerical optimization algorithms are used to determine the design parameters. These together with well proven computer codes for the calculation of three-dimensional viscous flows ensure that optimal blade shape and degree of reaction are chosen for each individual stage.

In the following sections, the traditional principles of steam turbine blading design are summarized first. It is shown that the new generation of blading is a logical and consequent improvement building on the latest blading development activities while at the same time breaking away from traditional approaches. Then the calculation techniques and design tools used for the development of the new blading are presented. The most important of these are a new generation of numerical optimization algorithms and fully validated CFD techniques which are capable of calculating three-dimensional viscous flows through the turbine stages. Finally, specific examples are given to demonstrate the efficiency gain obtained with the new blading.

tor of a turbine stage to the total enthalpy drop in a stage. A reaction turbine is characterized by a stage reaction of 50 %, and the enthalpy drop is equally divided across stator and rotor rows (Figure 2). The symmetry in enthalpy drop entails a symmetry in flow relative to stator and rotor rows. This symmetry allows the same profile to be used for both blade rows. In this case, flow velocities and flow deflections along the blade path are moderate and profile and secondary losses (the losses due to viscous effects in the end-wall boundary layers at the hub and the casing) are quite low. However, since half of the enthalpy drop occurs in the rotor row, the pressure differential across the rotor blades is rather high and exerts a large axial thrust on the rotor. In order to compensate this axial thrust, a dummy balance piston is required in single flow designs. The leakage flow across this dummy balance piston will reduce the turbine cylinder efficiency.

In impulse turbines with 0% stage reaction, the total stage enthalpy is converted into kinetic energy in the stator row while the rotor row merely deflects the steam without further accelerating it. In this case, the enthalpy drop in the blade rows and the flow relative to them are unsymmetrical and different profiles must be used for stator and rotor blades. Flow velocities and flow deflections along the blade-



Fig. 1. Sir Charles Algernon Parsons (1854 to 1931).

Impulse Blading or Reaction Blading?

More than a hundred years ago, Carl Gustav Patrik de Laval invented the steam turbine and used an impulse blading design (1883). One year later, Sir Charles Algernon Parsons (Figure 1) developed the multi-stage reaction turbine. The main difference between these two designs is the choice of stage reaction. At first sight, this difference may appear minor. It is, however, of such fundamental importance that the basic differences between reaction and impulse blading designs will briefly be described.

The stage reaction is defined as the ratio of the enthalpy drop in the ro-

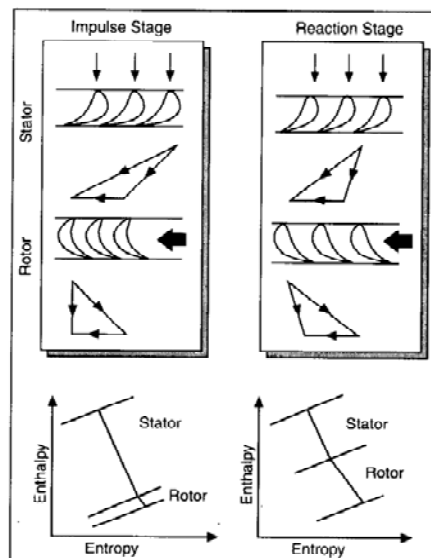


Fig. 2. Velocity triangles and expansion lines of impulse and reaction stages.



Gleichdruck? Überdruck? Variabler Druck!

Eine neue Generation von Dampfturbinenbeschaukelungen für höchste Wirkungsgrade

Von V. Simon¹, H. Oeynhausen¹, R. Bürkner² und K.-J. Eich³

- ¹ Dr.-Ing. V. Simon und Dr.-Ing. H. Oeynhausen, Mülheim an der Ruhr.
² Dr.-Ing. habil. R. Bürkner, Görlitz.
³ Dipl.-Ing. K.-J. Eich, Wesel.
 Alle: Siemens AG Bereich Energieerzeugung (KWU).

Einleitung

Die effiziente und umweltschonende Nutzung von Energie hat in den letzten Jahrzehnten stetig an Bedeutung gewonnen. Die Erhöhung des Wirkungsgrades ist daher eine Hauptaufgabe bei der Entwicklung neuer Kraftwerksanlagen. Da der Prozeßwirkungsgrad sehr stark vom Wirkungsgrad der Turbine abhängt, werden kontinuierlich Anstrengungen unternommen, die Beschaukelung, das Kernstück der Turbine, zu verbessern.

In diesem Beitrag wird eine völlig neue Generation von Dampfturbinenbeschaukelungen für höchste Wirkungsgrade vorgestellt. Diese Beschaukelung zeichnet sich neben einer drei-



Bild 1. Sir Charles Algernon Parsons (1854 bis 1931).

dimensionalen Blattgestalt durch eine für jede Stufe individuell gewählte Stufenreaktion aus und ermöglicht eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades von Turbinen aller Leistungsgrößen sowohl für Neuanlagen als auch für Retrofitmaßnahmen. Die Auslegung geschieht mit modernsten Verfahren zur Berechnung dreidimensionaler, reibungsbehafteter Strömungen. Eine numerische Optimierung stellt sicher, daß in jedem Expansionsbereich die Schaufelform mit dem günstigsten Reaktionsgrad eingesetzt wird.

Im folgenden werden zunächst die klassischen Prinzipien von Dampfturbinenbeschaukelungen skizziert und gezeigt, daß sich die neue Beschaukelungsgeneration von alten Denkmustern löst und eine konsequente Fortführung der Entwicklung der letzten Jahre darstellt. Anschließend werden die für die Entwicklung der neuen Beschaukelung wesentlichen Berechnungswerkzeuge vorgestellt. Im Vordergrund stehen dabei ausgereifte numerische Optimierungsalgorithmen und Verfahren zur Berechnung räumlicher, reibungsbehafteter Strömungen in Turbinenstufen. Der Wirkungsgradgewinn durch die neue Beschaukelung wird anhand einiger Beispiele erläutert.

Gleichdruck oder Überdruck?

Vor über hundert Jahren entwickelte Carl Gustav Patrik de Laval die Dampfturbine in Form der Gleichdruckturbine (1883). Ein Jahr später erfand Sir Charles Algernon Parsons (Bild 1) die mehrstufige Überdruckturbine. Der zunächst gering erscheinende aber dennoch grundlegende Unterschied zwischen diesen Bauprinzipien ist die Wahl des Reaktionsgrades einer Stufe. Im folgenden sollen daher zunächst die charakteristischen Unterschiede der Überdruck- und Gleichdruckbeschaukelung kurz skizziert werden.

Als Reaktionsgrad bezeichnet man das Verhältnis des im Laufrad einer Turbinenstufe umgesetzten Gefälles zum gesamten Stufengefälle. Eine Überdruckturbine ist durch einen Reaktionsgrad von 50% gekennzeichnet, d.h., das

einer Stufe zur Verfügung stehende Gefälle wird je zur Hälfte im Leit- bzw. Laufrad abgebaut (Bild 2). Die Symmetrie der Gefälleaufteilung zieht die Symmetrie der Strömung relativ zum Leit- bzw. Laufrad nach sich. Man kann daher für beide Schaufelkränze gleiche Profile verwenden. Die Geschwindigkeit und Umlenkung des Dampfes in den Schaufelkanälen ist moderat, so daß Profil- und Sekundärverluste, also die Reibungsverluste in den Grenzschichten der inneren und äußeren Begrenzung der Strömungskontur, vergleichsweise gering sind. Da die Hälfte des Stufengefälles über die Laufschaufel abgebaut wird, wirkt auf die Laufschaufeln eine hohe Druckdifferenz. Aufgrund dieser Druckdifferenz wird ein recht großer Axial Schub auf den Turbinenläufer übertragen, so daß bei einflutiger Bauweise ein Schubausgleichskolben notwendig ist. Die Leckageströmung über diesen Schubausgleichskolben mindert den Teilturbinenwirkungsgrad.

Bei einer reinen Gleichdruckturbine mit einem Reaktionsgrad von 0% wird das Stufengefälle vollständig im Leitrad abgebaut, während das Laufrad den Dampf nur umlenkt, ohne ihn weiter zu beschleunigen. Aufgrund der nun unsymmetrischen Gefälleaufteilung und Strömungsverhältnisse müssen verschiedene Profile für Leit- und Laufschaufeln ver-

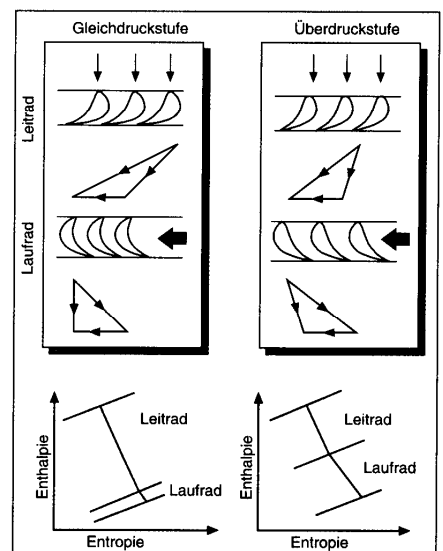


Bild 2. Geschwindigkeitsdreiecke und Expansionslinien von Gleich- und Überdruckstufen.

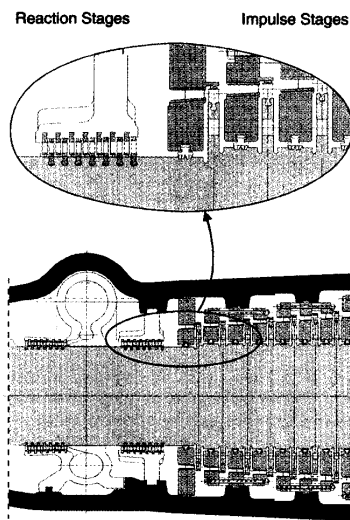


Fig. 3. Industrial steam turbine of mixed design.

path are significantly larger than the equivalent reaction stages. Consequently they incur higher profile and secondary losses. Also, the pressure differential across the stator blades is larger than that for reaction blades and this leads to larger leakage losses. These losses can be reduced using disc and diaphragm construction with a low inner diameter of the diaphragm. However, since the pressure differential across the rotor is much less than for reaction turbines, only a slight axial thrust is exerted on the rotor and the dummy balance piston can be sized much smaller, reducing the leakage flow across it and hence reducing losses. It is important to note that well designed impulse stages may accommodate a significantly larger enthalpy drop and stage loading than reaction type stages. In general, however, losses will increase with increasing stage loading.

It is possible to design stages with values of stage reaction varying between 0 and 100%. However, since the invention of the steam turbines more than a hundred years ago, all manufacturers of axial steam turbines worldwide have strictly adhered to either the impulse blading design with low stage reaction or the reaction blading design. Their single common philosophy is to apply the same degree of reaction to all stages of blading and to argue about which choice of reaction is best. This debate has been going on for over hundred years and still persists today [1, 2].

Manufacturers have traditionally argued that their own design, be it impulse or reaction, black or white, is best. Undoubtedly both types of design have certain advantages depending on the specific operating and boundary conditions. It is in this regard that a new "mixed-design" concept has been introduced by Siemens for industrial steam turbines [3] (Figure 3). For the first time, both reaction

blading on a drum type rotor and impulse blading with disc and diaphragm construction are combined in a single concept on the same shaft. In the HP section at low volume flow rates, reaction type blading is favourable, since it leads to longer blades, lower velocities and therefore lower secondary losses as compared to impulse blading. In the IP and LP sections at large volume flow rates, it is advantageous to use impulse blading with low stage reaction, since only a small number of stages is needed to accommodate the large enthalpy drop. In addition, diaphragms with small inner diameter will reduce clearance losses. Therefore, the combination of both, impulse and reaction blading operating under their respective optimal condition leads to improved performance, high turbine efficiency and a reduced shaft length.

As this example clearly shows, the traditional bickering over "black or white" is unnecessary. It ought to be left behind. This argument is even more pertinent when considering the latest turbine blading developments for large-scale power plants.

Variable Reaction Blading! 3DV™ Blading for Highest Efficiency

In striving for the highest efficiency possible, research and development efforts have been ever increasing and turbine blading in large power plants has been successfully improved in recent years. Today, fully three-dimensional blading is used in all turbine sections [4]. It has been common practice for many years now to use integrally shrouded and twisted blades in the last stages of HP and IP turbines as well as in the first stages of LP turbines. Blading in these stages characteristically has a large aspect ratio (the ratio of blade span to blade chord) with variations in circumferential velocity across the blade height. These velocity variations are accommodated by twisting the blades relative to the root setting. For the first stages of HP and IP turbines, a special fully three-dimensional blade with compound lean, so-called 3DS® blading, has been developed [5] (Figure 4). In these stages, secondary losses are significant due to the low volume flow rates and low aspect ratios. Compound lean and twist both serve to reduce the secondary losses

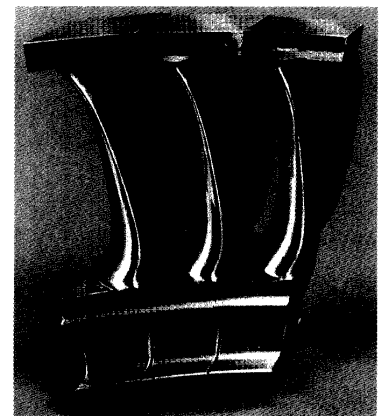


Fig. 4. 3 DS® blade.

at the root and tip and substantial control is possible. Extensive measurements were performed on a four-stage test turbine to confirm efficiency improvements of up to 2% compared with conventional cylindrical blading. In other words, in order to achieve highest possible turbine efficiency and performance, all turbine blades employ a three-dimensional profile design.

Even though by now most turbine manufacturers use a fully three-dimensional blading design, they still adhere to the paradigm of employing either impulse or reaction blading and still apply the same degree of reaction to all stages of blading. Obviously, this constraint sets a limit to the design target when aiming for highest efficiency. If, however, a three-dimensional blade has to be designed for each individual stage and each particular application, the purpose of employing either impulse or reaction blading has ultimately lost its benefit.

Siemens is the first manufacturer to have dropped this paradigm and has developed blading where, in addition to the three-dimensional blade shape, the reaction of each stage is set individually and may vary between 10 and 60%. In addition, therefore, to the use of advanced design practice, many new degrees of freedom are obtained and these allow a further improvement in efficiency. In fact, the new 3DV™ blading is the consequent and logical next step in the development activities

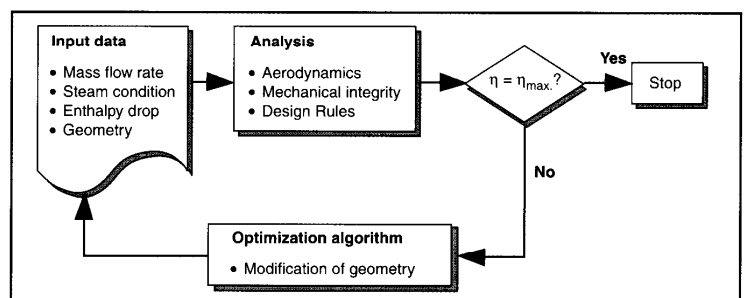


Fig. 5. Principle of the numerical optimization.

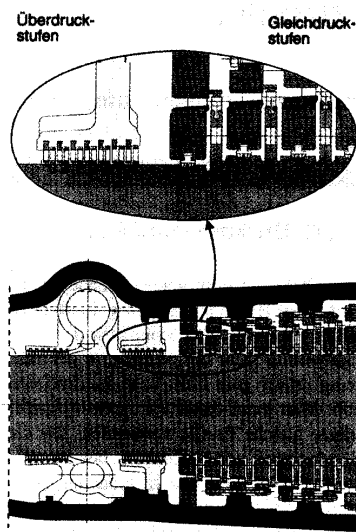


Bild 3. Entwurf für eine Industriedampfturbine in Mischbauart.

wendet werden. Die Geschwindigkeiten und Umlenkungen in den Schaufelkanälen sind wesentlich größer als bei Überdruckturbinen und ziehen höhere Profil- und Sekundärverluste nach sich. Die im Vergleich zur Überdruckbeschaufelung höheren Druckdifferenzen über den Leitschaufeln verursachen große Spaltverluste. Diese Verluste können vermindert werden, wenn man den Läufer auskamert und den Leitradd-Dichtdurchmesser verringert. Infolge der geringen Druckdifferenz über die Laufräder wird nur ein geringer Schub auf den Läufer übertragen, und ein Schubausgleichskolben (und mithin der Leckageverlust) entfällt. Von besonderer Bedeutung ist, daß bei jeweils optimaler Auslegung eine reine Gleichdruckstufe ein sehr viel größeres Gefälle verarbeiten kann als eine Überdruckstufe. Generell nehmen die Verluste aber mit zunehmendem Stufengefälle zu.

Obwohl auch Stufen mit einem beliebigen Reaktionsgrad zwischen 0 und 100% denkbar sind, halten seit der Erfindung der Dampfturbine, also seit mehr als hundert Jahren, weltweit alle Hersteller von axialen Dampfturbinen entweder am Prinzip der Gleichdruckturbine mit geringer Reaktion (Schwachreaktionsstufe) oder am Prinzip der Überdruckturbine fest. Gemeinsam ist beiden Gruppen lediglich, daß sie alle Stufen einer Beschaufelung mit nahezu gleicher Reaktion ausführen. Gemeinsam ist ihnen auch, daß sie seit über hundert Jahren darüber streiten, ob die eine oder die andere Bauart die bessere sei. Dieser Streit setzt sich bis in die heutige Zeit fort [1, 2].

Bei diesem Streit über „schwarz oder weiß“ wird jedoch übersehen, daß je nach Einsatz- und Randbedingungen beide Bauarten Vorteile haben können. Als Beispiel dafür mag der Entwurf aus dem Hause Siemens für Turbinenkonzepte im Industrieturbinenbereich

dienen, der eine Dampfturbine in Mischbauart zeigt [3] (Bild 3). Bei diesem Konzept wird erstmals eine Überdruckbeschaufelung in Trommelbauweise mit einer Beschaufelung geringer Reaktion in Kammerbauweise auf einer Welle in einem Durchströmteil kombiniert. Im Hochdruckbereich bei kleinen Volumenströmen führt die Überdruckbeschaufelung im Vergleich zur Schwachreaktionsbeschaufelung zu relativ großen Schaufelhöhen und niedrigen Geschwindigkeiten und damit zu geringen Sekundärverlusten. Im Mittel- und Niederdruckbereich bei großen Volumenströmen lassen sich mit der Schwachreaktionsbeschaufelung große Stufengefälle auf großen Durchmessern mit einer geringen Zahl von Stufen verarbeiten. Die Zwischenböden auf kleinen Durchmessern führen zu einer Verringerung der Spaltverluste. Die Kombination der beiden Bauarten in den jeweils optimalen Einsatzbereichen sichert so einen hohen Wirkungsgrad bei geringer Baulänge.

Wie dieses Beispiel zeigt, ist die Tradition des „schwarz oder weiß“ nicht zwingend, und es kann durchaus von Nutzen sein, sich von dieser Tradition zu lösen. Die Entwicklung der Kraftwerksturbinen in den letzten Jahren macht dies noch deutlicher.

Variabler Druck! 3 DV™-Beschaufelung für höchste Wirkungsgrade

Um höchste Wirkungsgrade zu erzielen, wurde die Beschaufelung für Kraftwerksturbinen in den letzten Jahren kontinuierlich verbessert und ist nunmehr in allen Teilturbinen durch eine dreidimensionale Gestaltung gekennzeichnet [4]. Schon seit Jahren werden in den letzten Stufen von Hoch- und Mitteldruckturbinen und in den ersten Stufen von Niederdruckturbinen verwundene Schaufeln mit Deckplatte eingesetzt. Bei diesen relativ langen Schaufeln ändert sich die Umfangsgeschwindigkeit über der Schaufelhöhe beträchtlich, und durch die Verwindung trägt man dem räumlichen Charakter der Strömung Rechnung. Speziell für den Eintrittsbereich von Hoch- und Mitteldruckturbinen wurde die 3 DS®-Beschaufelung [5] entwickelt (Bild 4). Aufgrund der geringen Volumenströme und der entsprechend geringen Schaufelhöhen haben die Sekundärverluste in die-

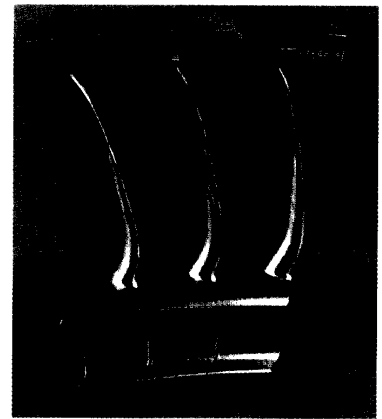


Bild 4. 3 DS®-Schaufel.

sen Bereichen eine signifikante Größe. Durch die dreidimensionale Form des Schaufelblattes werden die Sekundärverluste am Fuß und am Kopf der Schaufel deutlich reduziert. Ausführliche Untersuchungen an einer vierstufigen Testturbine zeigen eine Wirkungsgradverbesserung von bis zu 2% verglichen mit einer zylindrischen Schaufel. Bei höchsten Anforderungen an den Wirkungsgrad werden also alle Schaufeln einer Turbine dreidimensional gestaltet.

Aber auch bei der dreidimensionalen Blattgestaltung sind bisher alle Hersteller von Dampfturbinen dem Paradigma „Entweder Gleichdruck oder Überdruck“ verhaftet geblieben, daß heißt, daß auch weiterhin alle Stufen einer Beschaufelung mit nahezu gleicher mittlerer Stufenreaktion ausgelegt wurden. Diese Einschränkung bei der Wahl der Parameter setzt einer Wirkungsgradoptimierung natürlich Grenzen. Wenn aber neben der Profilform auch die dreidimensionale Blattform für jede einzelne Stufe optimiert wird, verliert dieses Paradigma endgültig seinen Nutzen.

Siemens hat nun als erster Hersteller eine Beschaufelung entwickelt, bei der neben der dreidimensionalen Blattform auch der Reaktionsgrad für jede Stufe individuell festgelegt wird und Werte zwischen 10 und 60% annehmen kann. Damit gewinnt man zusätzlich zur dreidimensionalen Gestaltung eine Fülle neuer Freiheitsgrade, und diese Freiheitsgra-

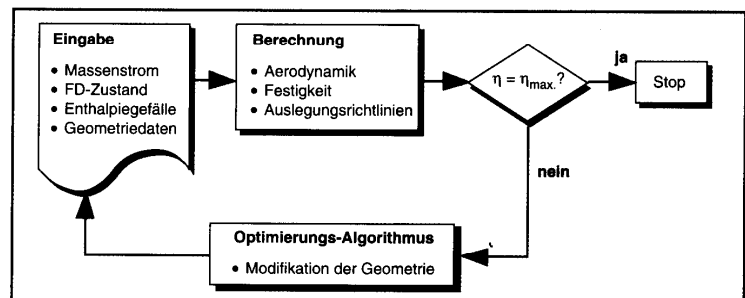


Bild 5. Prinzip der numerischen Optimierung.

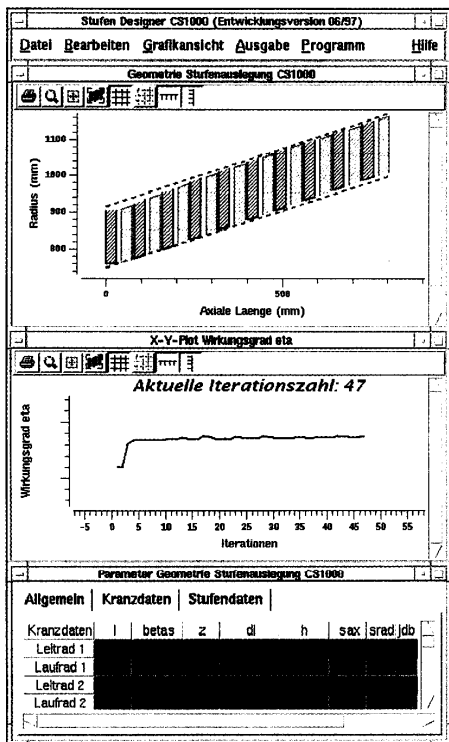


Fig. 6. Graphic user interface for numerical optimization of blading.

that led to the 3DS® blading and combines a fully three-dimensional blade shape and a variable degree of stage reaction.

New "Tools" for New Blades

As mentioned earlier, the optimum value of stage reaction for one stage or a sequence of stages strongly depends on the operating and boundary conditions of a particular application. When designing blading, a multitude of parameters has to be specified for each stage of blading such as, for example, stage loading, stage reaction, profile shape, blade height, blade twist, bow and taper, and inner and outer flow contours. Any design and any parameter selection is, however, restricted by constraints. These are derived from con-

sidering the strength of blade and root, the critical frequency of the rotor and the blade rows, the maximum allowable axial thrust, the length of the cylinder and other geometrical and mechanical constraints. Due to the complexity of the problem and the large number of parameters, manual optimization will lead to an accepted design that, in all likelihood, is not the true optimum design but rather a compromise. In other words: A manual optimization that yields the optimum design is impossible.

Fortunately, manual optimization is not necessary, as new, up-to-date computer codes and design tools allow a rapid direct numerical optimization. The principle of such an optimization is shown in Figure 5. In a numerical optimization process, the objective function – in this case blading or cylinder efficiency – is calculated for a certain set of parameters. Then, data constraining the design are determined, such as values for strength and stresses, natural frequencies and geometrical constraints. If one of these constraints is violated or if the maximum efficiency is not yet attained, the optimization algorithm progresses by selecting an improved set of parameters and repeating the calculation. This iteration continues until the maximum blading efficiency is obtained for the given set of constraints. A typical blading design will involve more than 40 design parameters subject to over 100 constraints. Even then, the optimization algorithm finds an unbiased and unambiguous optimal solution, i.e. the maximum efficiency for the given operating and boundary conditions. In order to monitor and assess the progress of the optimization, a graphical user interface as shown in Figure 6 will display a rough sketch of the blade path, the evolution of the efficiency and other crucial data during run time.

A numerical optimization algorithm such as the one described above is used to design the

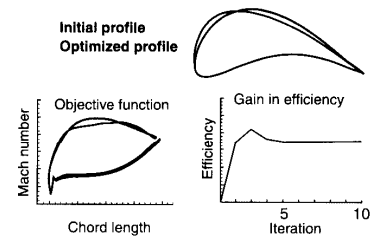


Fig. 7. Numerical profile optimization.

3DV™ blading. Inner and outer wall dimensions, blade height, stage reaction and stage loading are determined by the algorithm for each individual stage. The algorithm ensures that each measure is scrupulously chosen to achieve the utmost in efficiency. In particular, the total enthalpy drop is divided across the individual stages such that high loading at low reaction and low loading at high reaction is appropriately applied to each stage to achieve the highest efficiency possible for a particular application.

The blade profiles are also designed with the aid of numerical optimization techniques. In this case, the two-dimensional flow around the profile is calculated and the shape of the profile is altered by the algorithm until the desired flow quality is obtained. The results of such an optimization for an HP and IP turbine profile are shown in Figure 7. The optimized profile shape has less diffusion on the suction side and this results in lower losses. Profiles optimized in such a way will not only have a higher efficiency, they are also less prone to fouling and to deposits on the suction surface. In LP turbines, the transonic flow induces shock waves on the suction side of the blades and this leads to large losses. In this case, the optimization determines a profile shape that significantly reduces the strength of these shock waves and hence the losses.

Numerical optimization algorithms drastically reduce the design cycle time and insure that all constraints are satisfied. The peaks in efficiency in Figures 6 and 7, for example, are due to the fact that while striving for higher efficiency, geometrical or mechanical constraints are sometimes violated during the iteration. However, this is recognized by the algorithm and a modified set of parameters is

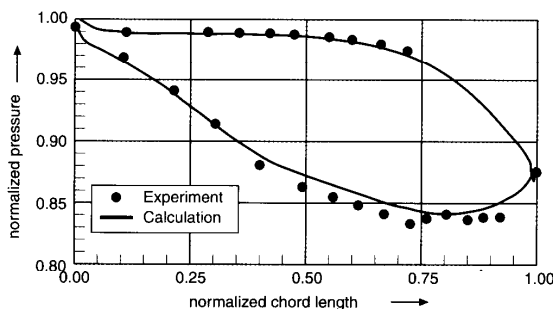


Fig. 8. Measured and predicted pressure distribution along the profile contour.

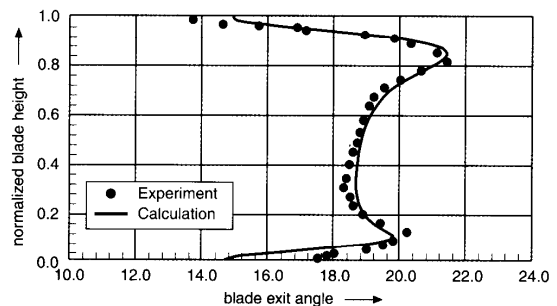


Fig. 9. Measured and predicted blade exit angle versus blade height.

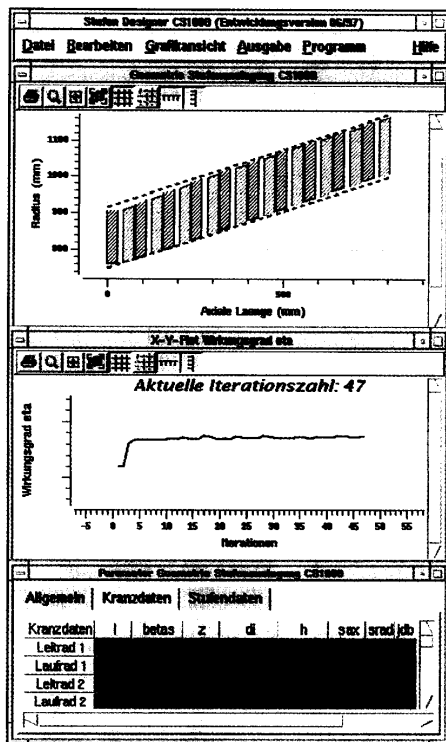


Bild 6. Graphische Benutzeroberfläche für die numerische Stufenoptimierung.

de ermöglichen eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades. Die neue 3DV™-Beschaeufelung ist somit eine konsequente Weiterentwicklung der 3DS®-Schaufel und ist neben der dreidimensionalen Blattgestalt durch einen für jede Stufe variablen Reaktionsgrad gekennzeichnet.

Neue „Tools“ für neue Schaufeln

Wie bereits erläutert wurde, ist die Wahl des optimalen Reaktionsgrades einer Stufe oder eines Stufenverbandes abhängig von den Randbedingungen und speziellen Gegebenheiten, unter denen die Stufe eingesetzt wird. Bei der Schaufelauslegung müssen neben dem Reaktionsgrad, der Profilform, der Schaufelhöhe, der aerodynamischen Stufenbelastung und der inneren und äußeren Strömungskon-

tur eine Vielzahl weiterer Parameter für jeden Schaufelkranz festgelegt werden. Die Wahl dieser Parameter wird eingeschränkt durch Forderungen an die Festigkeit von Schaufelblatt und -fuß, das dynamische Verhalten der Welle und der Schaufelreihe, den zulässigen Axialschub, die Baulänge sowie eine Vielzahl weiterer konstruktiver und mechanischer Einschränkungen. Eine manuelle Optimierung ist bei dieser Vielzahl von Parametern und Einschränkungen unmöglich.

Eine manuelle Optimierung ist aber auch nicht notwendig, denn die Verfügbarkeit neuer, moderner Berechnungstools ermöglicht eine computergestützte numerische Optimierung. Das Prinzip einer solchen Optimierung ist in Bild 5 dargestellt. Bei einem numerischen Optimierungsverfahren wird die Zielfunktion – in diesem Falle der Wirkungsgrad – für einen bestimmten Parametersatz berechnet. Außerdem werden Größen berechnet, die den Parametersatz einschränken, wie z.B. Festigkeitswerte, Spannungen, Eigenfrequenzen oder konstruktive Einschränkungen. Wenn der maximal erziel-

bare Wirkungsgrad noch nicht erreicht ist oder eine Einschränkung verletzt wurde, wählt der Optimierungsalgorithmus einen verbesserten Parametersatz aus, und die Berechnung beginnt von neuem. Erst wenn sich unter den gegebenen Einschränkungen keine weitere Verbesserung erzielen läßt, beendet der Algorithmus die Iterationen. Selbst bei über 40 freien Parametern und mehr als 100 Einschränkungen, wie sie typischerweise bei der Auslegung der Beschaeufelung einer Teilturbine auftreten, findet der Optimierungsalgorithmus eine eindeutige Lösung, d.h. den maximal möglichen Wirkungsgrad bei den gegebenen Einschränkungen. Eine graphische Benutzeroberfläche, wie in Bild 6 dargestellt, dient dazu, die Änderung wichtiger Größen während des Optimierungsverlaufes verfolgen und beurteilen zu können.

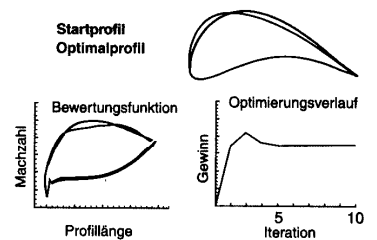


Bild 7. Numerische Profilloptimierung.

Ein solcher Optimierungsalgorithmus wird für die Auslegung der 3DV™-Beschaeufelung herangezogen. Strömungskontur, Schaufelhöhe, Reaktionsgrad und aerodynamisches Stufengefälle werden durch den Algorithmus für jede Stufe individuell bestimmt. Das Gesamtgefälle wird dabei so auf die einzelnen Stufen aufgeteilt, daß große Stufengefälle bei geringer Reaktion und geringe Stufengefälle bei mittlerer Reaktion jeweils dort verarbeitet werden, wo es mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad am günstigsten ist.

Auch die Gestaltung der Profilformen wird mit Hilfe einer numerischen Optimierung durchgeführt. Das Ergebnis einer solchen Optimierung für ein Hoch- bzw. Mitteldruckturbinenprofil zeigt Bild 7. Die Optimierung stellt in diesem Falle sicher, daß die Verzögerung der Strömung auf der Saugseite des Profils gering und damit die Umströmung verlustarm ist. Derart optimierte Profile weisen nicht nur einen höheren Wirkungsgrad auf, sie sind auch unempfindlicher gegenüber Ablagerungen während des Betriebes. Bei transsonisch durchströmten Profilittern in Niederdruckturbinen treten auf der Saugseite Verdichtungsstöße auf, die mit Verlusten verbunden sind. Die Optimierung bestimmt in diesem Falle eine Profilkontur, die diesen Verdichtungsstoß deutlich abschwächt.

Die numerischen Optimierungsverfahren beschleunigen die Auslegung und stellen sicher, daß alle Einschränkungen eingehalten werden. Beispielsweise rührt die Spitze im Gewinnverlauf über der Zahl der Iterationen in Bild 7 (und ebenso in Bild 6) daher, daß während der Iterationen im Streben nach höheren Wirkungsgraden zuweilen geometrische oder konstruktive Einschränkungen verletzt werden. Der Algorithmus erkennt dies aber und korrigiert den

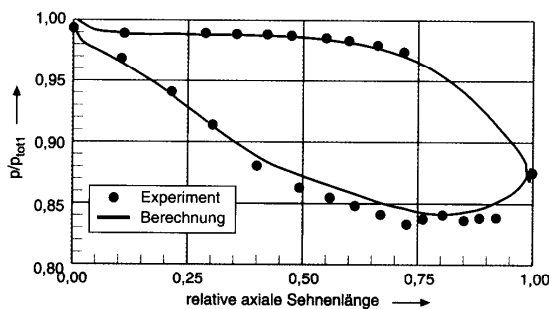


Bild 8. Gemessener und berechneter Druckverlauf entlang der Profilkontur.

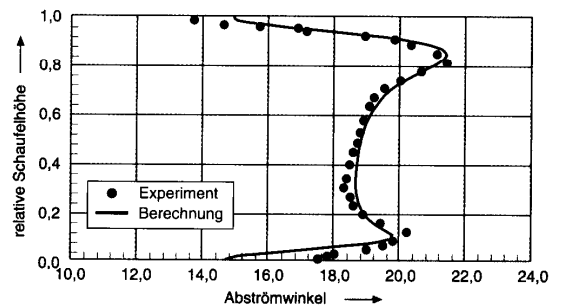


Bild 9. Gemessener und berechneter Abströmwinkel über der Schaufelhöhe.

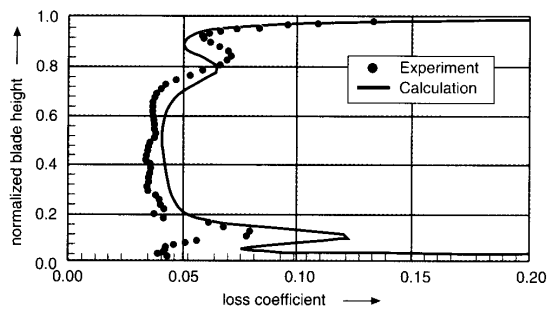


Fig. 10. Measured and predicted loss coefficient versus blade height.

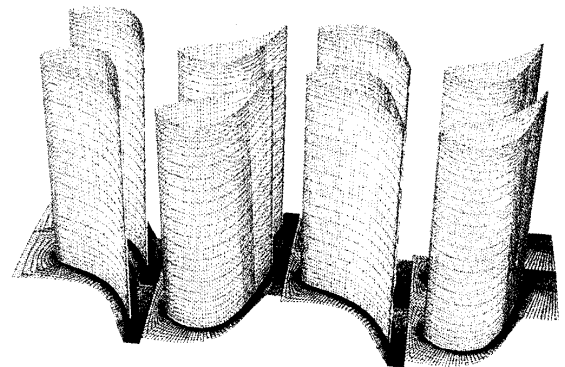


Fig. 11. Computational mesh for a 3D calculation of a two-stage HP turbine.

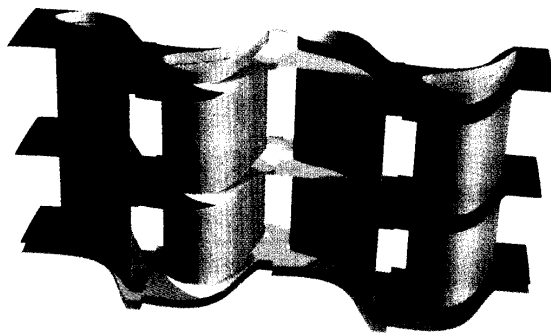


Fig. 12. Computed pressure contours at different radial positions of a two-stage HP turbine. Red = high pressure; Blue = low pressure

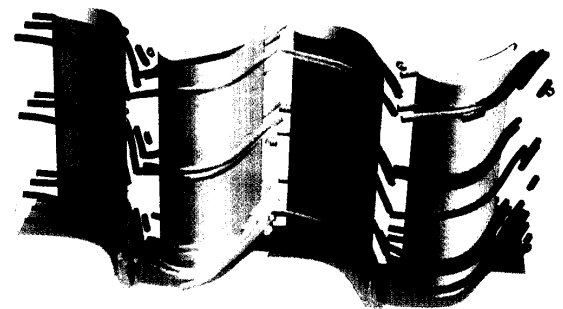


Fig. 13. Computed streamlines in a two-stage HP turbine.

selected such that all constraints are satisfied under any circumstances. Most important though, is the fact that numerical optimization algorithms perform a fine tuning of the parameters that is otherwise impossible and find an objective and unbiased optimal solution for maximum efficiency.

When developing the 3DVTM blading, these optimization systems were used in conjunction with the latest computer programmes to calculate three-dimensional viscous flows and experimental data derived from extensive wind tunnel and model turbine tests. A comparison of experimentally determined [6] and computed values of profile pressure distribution, blade exit angle and loss distribution is shown in Figures 8 through 10. The excellent agreement is a clear indication that these methods are well capable of describing three-dimensional flows both qualitatively and quantitatively. The methods are considered to be basic design tools and are now being routinely used at a very early stage in the design process to calculate the flow through several turbine stages [7]. The aim of these investigations is to improve our understanding of the complex three-dimensional flow field and to deduce optimum blade shapes. As an example, Figure 11 shows a computational mesh that was employed to predict the flow through a two-stage HP turbine. The pressure distribution and streamlines are depicted in Figures 12 and 13.

The results of these computations are used, for example, to identify vortices with high loss intensity at hub and tip of the blades. The design is then modified to reduce the strength of these vortices and hence the losses.

Modern Blades for Highest Customer Value

We will now illustrate the benefit of turbines with numerically optimized 3DVTM blading using a single-flow HP turbine for a 250 MW unit as an example. In traditional reaction type blading, all stages are designed for a stage reaction of 50%. This leads to a high pressure differential over the rotor blades and a dummy balance piston on a large diameter is required to compensate the ensuing axial thrust. The leakage losses due to this piston significantly reduce the cylinder efficiency. Employing 3DVTM blading, the stage reaction is markedly decreased in all stages and it is particularly low in the first stages. Therefore, the enthalpy drop in the rotor blades and the differential pressure acting on them is reduced. This leads to a lower axial thrust and lower diameter of the dummy balance piston. Hence, the leakage losses are reduced. The stage reaction of the 3DVTM blading is, however, well above the stage reaction of a typical impulse stage, thus avoiding excessive profile and secondary losses. This trade-off is very subtle and well suitable to numerical op-

timization. Therefore, 3DVTM blading has a definite advantage with regard to efficiency as compared to conventional blading. Figures 14 and 15 illustrate typical stator and rotor blades of the 3DVTM type. Even in cases where advantage cannot be gained from the redesign of the dummy balance piston as for example in double-flow IP turbines, the 3DVTM blading allows for considerable increases in efficiency [8]. Employing 3DVTM blading, cylinder efficiency can be improved by up to 1% point in addition to the gain achieved by using three-dimensional blading alone. For a 660 MW unit, this corresponds to an additional power output of 2.8 MW or a decrease in heat rate by 0.4% and is equivalent to 10.5 million DM lower life-cycle costs.

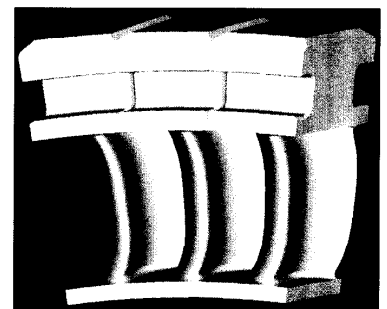


Fig. 14. 3DVTM stator blade.

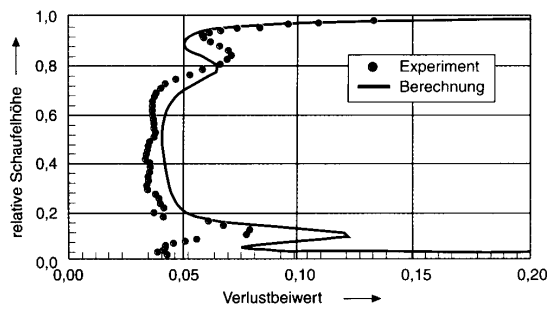


Bild 10. Gemessener und berechneter Verlustbeiwert über der Schauelhöhe.

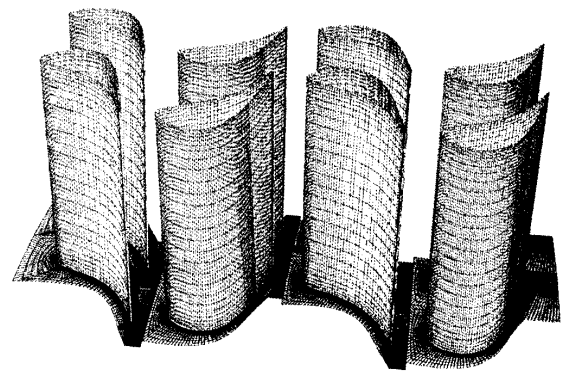


Bild 11. Rechengitter für eine 3-D-Berechnung der Strömung durch zwei HD-Stufen.

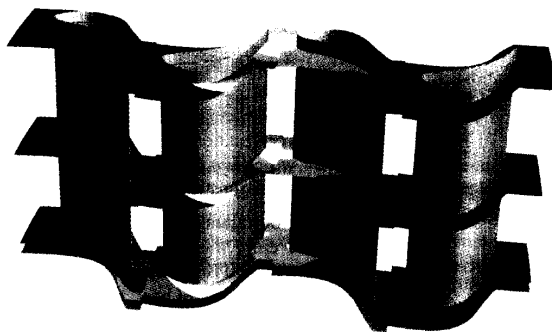


Bild 12. Berechnete Druckverteilung in verschiedenen radialen Schnitten in HD-Stufen.
Rot = hoher Druck; Blau = geringer Druck

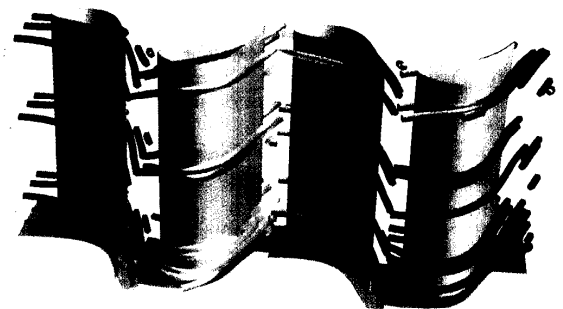


Bild 13. Berechnete Stromlinien in HD-Stufen.

Parametersatz derart, daß alle Einschränkungen unbedingt erfüllt werden. Vor allem aber nehmen die numerischen Optimierungsalgorithmen eine Feinabstimmung der Parameter vor, die manuell unmöglich ist und liefern ein objektives Wirkungsgradmaximum.

Neben den Optimierungsverfahren wurden bei der Entwicklung der 3DVTM-Beschäufelung modernste Verfahren zur Berechnung dreidimensionaler, reibungsbehafteter Strömungen verwendet sowie ausführliche Messungen in Windkanälen und an Testturbinen herangezogen. Wie der Vergleich mit experimentell ermittelten [6] und berechneten Werten von Profildruckverlauf, Abströmwinkel und Verlustverteilung in den Bildern 8 bis 10 zeigt, sind diese Verfahren in der Lage, dreidimensionale Strömungen qualitativ und quantitativ hinreichend genau zu beschreiben. Mit diesen Verfahren wird die reibungsbehaftete Strömung durch mehrere Stufen einer Turbine berechnet [7]. Ziel dieser Untersuchungen ist es, ein besseres Verständnis der räumlichen Strömung zu erlangen und optimale Schauelformen abzuleiten. In Bild 11 ist beispielhaft das Rechengitter für die Berechnung der dreidimensionalen Strömung durch zwei Hochdruckstufen dargestellt. Zur Beurteilung der Güte der Strömung dienen neben anderen Größen die Druckverteilung (Bild 12) und die Darstellung von Stromlinien (Bild 13). Mit Hilfe der Stromlinien lassen sich verlustreiche Wirbel in den Randbereichen der Schaufel erkennen, so daß Änderungen der Blattgestalt zur Verminderung dieser Verluste abgeleitet werden können.

Moderne Schaufeln für höchsten Kundennutzen

Die numerische Optimierung der 3DVTM-Beschäufelung stellt sicher, daß in jedem Expansionsbereich die optimale Schaufelform mit dem jeweils günstigsten Reaktionsgrad eingesetzt wird. Dies soll im folgenden beispielhaft anhand eines einflutigen Hochdruckteils für einen 250-MW-Turbosatz erläutert werden. Bei einer konventionellen Überdruckbeschäufelung weisen alle Stufen der Beschäufelung einen Reaktionsgrad von nahezu 50% auf. Wegen der hohen Druckdifferenz über die Laufschaufeln ist ein Schubausgleichskolben mit einem recht großen Durchmesser notwendig, und der Leckageverlust infolge dieses Kolbens muß in die Wirkungsgradbetrachtung einbezogen werden. Bei der optimierten 3DVTM-Beschäufelung ist der Reaktionsgrad insbesondere in den ersten Stufen der Turbine abgesenkt, liegt aber noch deutlich über dem Reaktionsgradniveau von Gleichdruckstufen. Dadurch wird mehr Gefälle auf die Leit- und Laufschaufeln übertragen, und die auf die Laufschaufeln wirkende Druckdifferenz und damit auch der Axialschub nehmen ab. Durch den geringeren Axialschub kann nun auch der Durchmesser des Ausgleichskolbens gesenkt und damit der Leckageverlust vermindert werden. Dadurch ergibt sich ein deutlicher Wirkungsgradvorteil durch die optimierte 3DVTM-Beschäufelung im Vergleich zu einer konventionellen Beschäufelung. Aber auch ohne die Berücksichtigung der Leckageverluste über einen Ausgleichskolben, wie z.B.

bei doppelflutigen Mitteldruckteilturbinen, lassen sich durch die 3DVTM-Beschäufelung erhebliche Wirkungsgradsteigerungen realisieren [8]. Typische Leit- und Laufschaufeln einer 3DVTM-Beschäufelung sind in den Bildern 14 und 15 dargestellt.

Bewährte Technik für hohe Zuverlässigkeit

Um hohe Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit zu gewährleisten, wurden bei der 3DVTM-Beschäufelung lediglich die Profil- und Blattgestalt modifiziert, und auf neue Konstruktionselemente wurden vollkommen verzichtet. Die neue Beschäufelung besitzt daher ausschließlich die bewährten Konstruktionselemente der Siemens-Dampfturbinenschaufeln. Diese Konstruktionselemente basieren auf der 70jährigen Erfahrung von Siemens im Bau von

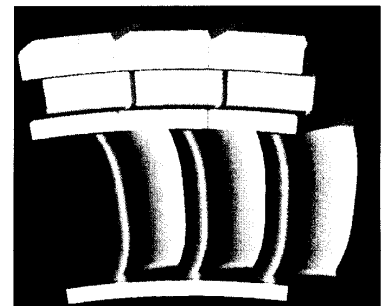


Bild 14. 3DVTM-Leitschaufel.

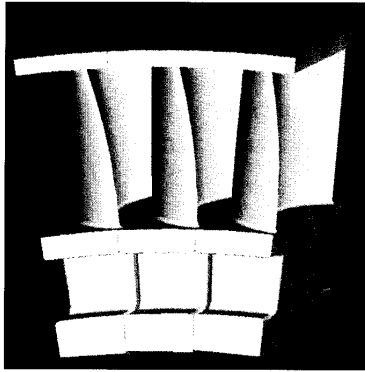


Fig. 15. 3DV™ rotor blade.

Proven Technology for High Reliability

To insure high availability and reliability, only the blade airfoil is modified for the new 3DV™ blading and any new structural design elements are deliberately avoided. Instead, the new blading features all the well proven design elements of Siemens' steam turbine blading. These design elements and design criteria are based on Siemens' 70 years experience in manufacturing steam turbines for ratings in the range of 10 MW to 1400 MW and for applications in industry and power plants. This experience is reflected in sound design criteria and design rules for structural and mechanical integrity, ease of manufacture, reliability and maintenance. These criteria and rules are used to constrain the numerical optimization algorithm in its search for maximum efficiency. Among the most outstanding features are the forged drum-type rotor, integrally

shrouded blades with rhomboidic T- or hook-type root and the blade attachment and installation procedures. Integrally shrouded blades with rhomboidic roots were first introduced nearly 40 years ago and have achieved an excellent service record since then [9]. The blades are installed in circumferential rotor T-slots, driven against each other in the circumferential direction and radially caulked. Owing to their rhomboidic shape, root and shroud are elastically twisted during assembly which results in a torsional moment in the blade profile. This moment induces locally elastic deformations of the blades and rotor grooves assuring a prestressed tight fit of the roots and shrouds within the entire blade row. Prestressing the blade rows prevents loosening during operation under all steady state and transient conditions. In contrast to rectangular root and shroud design, no gaps can develop in the root and shroud sections during operation. Therefore, vibration damping and dynamic excitation control is excellent.

Summary

3DV™ blading with variable stage reaction is the consequent and logical next step in the continuous development effort that led to the fully three-dimensional 3DS® blading. Using the latest computer technology to compute three-dimensional viscous flows through turbine stages and state of the art numerical optimization algorithms, each stage is individually designed with regard to stage reaction and blade profile. The new generation of variable reaction blading yields an increase in efficiency by up to 1 % beyond that which can be achieved by three-dimensional design alone.

Bibliography

- [1] *Costard, G.*: Zur Frage des zweckmäßigen Reaktionsgrades bei Dampfturbinen großer Leistung. Siemens-Zeitschrift 41 (1967), S. 9–21.
- [2] *Cofer, J.I.*: Advances in Steam Path Technology. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 118 (1996), pp. 337–352.
- [3] *Bürkner, R., Lochner, K., und Rüstenberg, D.*: Dampfturbine in Mischbauart. Patentanmeldung 96 E 3287 (1996).
- [4] *Oeynhaus, H., Drosdzio, A., und Deckers, M.*: Dampfturbinen für die neue Kraftwerksgeneration. VGB Kraftwerkstechnik 76 (1996), H. 12, S. 974–979.
- [5] *Jansen, M., and Ulm, W.*: Modern Blade Design for Improving Steam Turbine Efficiency. First European Conference on Turbomachinery. Fluid Dynamic and Thermodynamic Aspects, 1. bis 3. März 1995, Universität Nürnberg-Erlangen.
- [6] *Weskamp, K., und Zeschky, J.*: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der dreidimensionalen, reibungsbehafteten Unterschallströmung in Turbinenlaufrädern. FVV-Bericht 380 (1989).
- [7] *Deckers, M., Simon, V., and Scheuerer, G.*: The Application of CFD to Advanced Steam Turbine Design. International Journal of Computer Applications Technology 1997 (zur Veröffentlichung eingereicht).
- [8] *Simon, V., Stephan, I., Bell, R.M., Capelle, U., Deckers, M., Schnaus, J., and Simkine, M.*: Axial Steam Turbines with Variable-Reaction Blading. In: Advances in Turbine Materials, Design and Manufacturing. Proceedings of the Fourth International Charles Parsons Turbine Conference (Strang, A., Banks, W.M., Conroy, R.D., and Goulette, M.J., eds.), pp. 46–60, 1997, London: The Institute of Materials.
- [9] *Neumann, K., Stannowski, G., and Termuehlen, H.*: Thirty Years Experience with Integrally Shrouded Blades. Joint Power Generation Conference, ASME Power Division, PWR-Vol. 7 (1989).

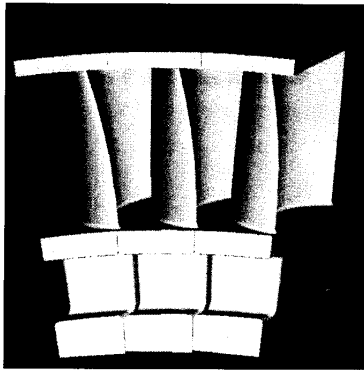


Bild 15. 3 DV™-Laufschaufel.

Dampfturbinen für Leistungsgrößen von 10 bis 1400 MW für Anwendungen im Industrie- und Kraftwerksbereich. Sie finden ihren Niederschlag unter anderem in den Auslegungsrichtlinien für Festigkeit und Schwingungsdämpfung sowie in den Konstruktionssystematiken, die der Optimierung als Einschränkung dienen. Neben einer Vielzahl an konstruktiven Details gehört dazu vor allem die bewährte Ausführung des Läufers als geschmiedeter Trommelläufer, die Gestaltung des Schaufelfußes sowie die Schaufelbefestigung und -einbausystematik. Die Schaufeln sind mit Hammerkopf- oder Hakenfuß und integraler Deckplatte ausgestattet. Diese Konstruktion wurde vor nahezu 40 Jahren eingeführt und hat sich seither be-

stens bewährt [9]. Der Schaufelfuß sowie die integrale Deckplatte werden rhombusförmig ausgeführt. Beim Einbau ermöglicht die Rhombusform von Fuß und Deckplatte eine definierte, kontrollierbare elastische Verspannung der Schaufeln. Diese elastische Verspannung des Schaufelverbandes wird unter allen Betriebsbedingungen aufrechterhalten. Im Gegensatz zu rechteckigen Fuß- und Deckplattenformen wird so eine Spaltbildung zwischen den Deckplatten während des Betriebes verhindert, und es ergibt sich eine ausgezeichnete Dämpfung von Schwingungen und dynamisch angeregten Kräften.

Zusammenfassung

Mit der Entwicklung der 3 DV™-Beschaeufelung für variable Stufenreaktion wird die Entwicklung der dreidimensional gestalteten 3 DS®-Schaufeln konsequent weitergeführt. Mit Hilfe moderner Verfahren zur Berechnung dreidimensionaler reibungsbehalteter Strömungen in Turbinenstufen und numerischer Optimierungsverfahren wird für jede Stufe individuell der Reaktionsgrad und die Schaufelform festgelegt. Damit läßt sich der Wirkungsgrad von dreidimensional gestalteten Beschaeufelungen noch weiter steigern.

Literatur

[1] Costard, G.: Zur Frage des zweckmäßigen Reaktionsgrades bei Dampfturbinen großer Leistung. Siemens-Zeitschrift 41 (1967), S. 9–21.

- [2] Cofer, J.I.: Advances in Steam Path Technology. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 118 (1996), pp. 337–352.
- [3] Bürkner, R., Lochner, K., und Rüstenberg, D.: Dampfturbine in Mischbauart. Patentanmeldung 96 E.3287 (1996).
- [4] Oeynhausens, H., Drosdziock, A., und Deckers, M.: Dampfturbinen für die neue Kraftwerksgeneration. VGB Kraftwerkstechnik 76 (1996), H. 12, S. 974–979.
- [5] Jansen, M., and Ulm, W.: Modern Blade Design for Improving Steam Turbine Efficiency. First European Conference on Turbomachinery. Fluid Dynamic and Thermodynamic Aspects, 1. bis 3. März 1995, Universität Nürnberg-Erlangen.
- [6] Weskamp, K., und Zeschky, J.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der dreidimensionalen, reibungsbehalteten Unterschallströmung in Turbinenlaufrädern. FVV-Bericht 380 (1989).
- [7] Deckers, M., Simon, V., and Scheuerer, G.: The Application of CFD to Advanced Steam Turbine Design. International Journal of Computer Applications Technology 1997 (zur Veröffentlichung eingereicht).
- [8] Simon, V., Bell, R.M., Capelle, U., Deckers, M., Schmaus, J., Simkine, M., and Stephan, I.: Axial Steam Turbines with Variable-Reaction-Blading. 4th International Charles Parsons Turbine Conference, November 4–6, Newcastle 1997 (zur Veröffentlichung angenommen).
- [9] Neumann, K., Stannowski, G., and Termuehlen, H.: Thirty Years Experience with Integrally Shrouded Blades. Joint Power Generation Conference, ASME Power Division, PWR-Vol. 7 (1989).

10. Windkraftanlagen - exemplarische Zusammenstellung von Schwingungs- und Festigkeitsüberlegungen

Dem folgenden Abschnitt diene im wesentlichen das Buch von R. Gasch (Hrsg.), Windkraftanlagen, Teubner Verlag, Stuttgart 1996 als Quelle (alle Bilder ohne Quellenangabe stammen dort her!). Im folgenden wird ein kurzer Überblick zur speziellen Funktionsweise der Windkraftanlage als Strömungsmaschine gegeben. Insbesondere werden anschließend typische Schwingungs- und Festigkeitsbetrachtungen für Strömungsmaschinen am Beispiel von Windkraftanlagen erörtert.

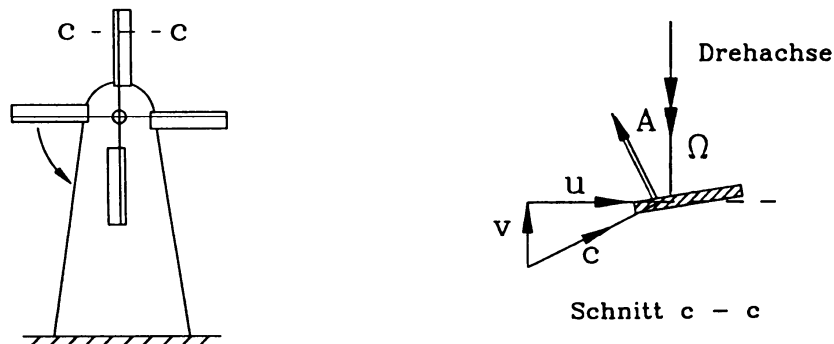


Bild 10.1: Auftriebsprinzip der Windkraftanlage mit horizontaler Achse.

Windkraftanlagen unterscheiden sich als Auftriebs- und Widerstandsläufer. Sämtliche Windkraftanlagen mit horizontaler Achse nutzen das Auftriebsprinzip, Bild 10.1. Am Beispiel von Savonius- und Darrieurotoren mit vertikaler Achse läßt sich der prinzipielle Unterschied einfach einsehen, Bild 10.2. Da bei Widerstandsläufern eine Körperfläche stets gegen die Anströmrichtung bewegt werden muß, ist die mögliche Energieausbeute deutlich geringer als bei Auftriebsläufern. Das Antriebsprinzip des Darrieurotoren wird in Bild 10.3 gezeigt.

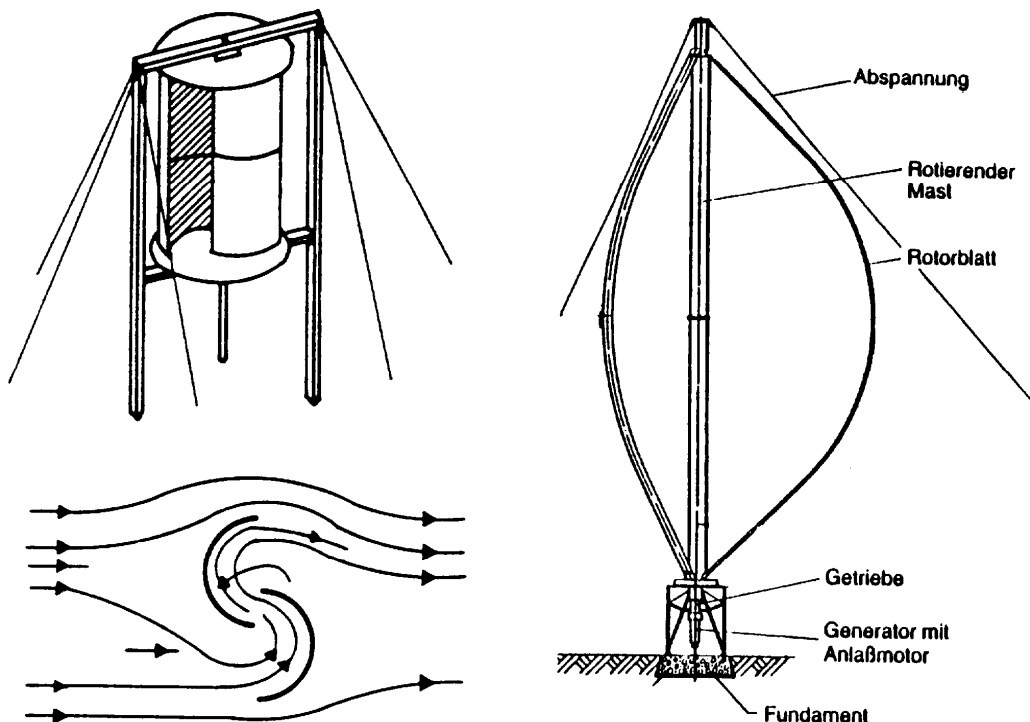


Bild 10.2: Savoniusrotor (links) als Widerstandsläufer und Darrieurotoren (rechts) als Auftriebsläufer.

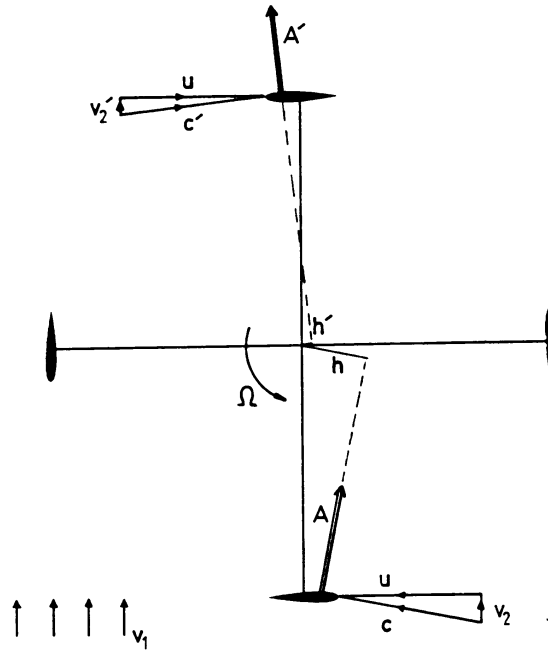


Bild 10.3: Auftriebsprinzip der Darrieus-Windkraftanlage.

Ein wichtige Kenngröße zur Unterscheidung von Windkraftanlagen ist die Schnellaufzahl λ als Quotient der Umfangsgeschwindigkeit zur Anströmgeschwindigkeit des Windes, vgl. Bild 10.4.

Widerstandsläufer	Auftriebsläufer
$W = \frac{\rho}{2} c^2 f c_w$	$A = \frac{\rho}{2} c^2 f c_A$
$c = v - u = v(1 - \lambda)$	$c = \sqrt{v^2 + u^2} = v \sqrt{1 + \lambda^2}$
$\lambda < 1$	$\lambda = 1 \text{ bis } 15$

gewölbte Platte (10%)	NACA 4415
$c_{Wmax} \approx 1,2$ $c_{Amax} \approx 1,2$	$c_{Wmax} \approx 1,2$ $c_{Amax} \approx 1,4$

$\text{Schnellaufzahl } \lambda = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit } u}{\text{Windgeschwindigkeit } v}$

Bild 10.4: Zusammenfassung Widerstands- und Auftriebsläufer.

Bild 10.5 zeigt verschiedene Windkraftanlagen und ihre zugehörigen Schnellaufzahlen λ und die Geschwindigkeitsdreiecke an der Blattspitze. Zur kommerziellen Stromerzeugung sind Anlagen mit drei Rotorblättern und Schnellaufzahlen um 6 am weitesten verbreitet.

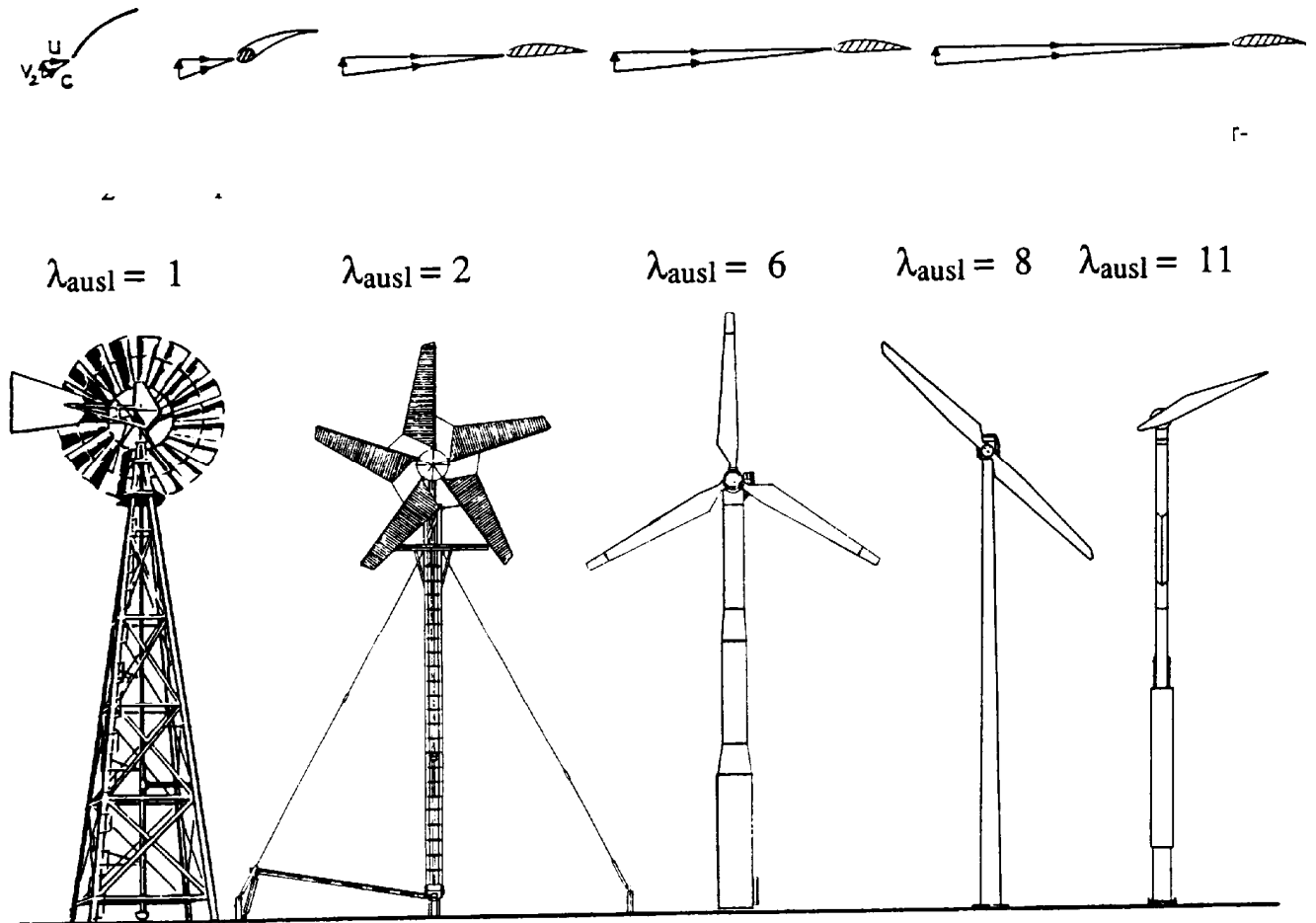


Bild 10.5: Geschwindigkeitsdreiecke an der Blattspitze und Schnellaufzahlen verschiedener Anlagen.

Bei der Verwendung von gewöhnlichen Generatoren zur Umsetzung der mechanischen in elektrische Leistung ist neben einer Beschränkung des Drehzahlbereichs ein Getriebe zur Umsetzung der niedrigen Drehzahl in eine geeignete Drehzahl zur Erzeugung von 50 Hz Wechselstrom notwendig. In Deutschland ist die Firma ENERCON GmbH, Aurich, <http://www.enercon.de>, sehr erfolgreich mit dem Konzept von getriebelosen, drehzahlvariablen Windkraftanlagen bis 1,5 MW (Stand 1.1.1999) Leistung. Eingesetzt wird dabei ein eigens entwickelter vielpoliger Ringgenerator. Anlagen ohne Getriebe sind gerade in Hinsicht der Schallemission besonders vorteilhaft, da keine niederfrequenten Getriebegeräusche erzeugt werden. In den Bildern 10.6 und 10.7 werden die technischen Daten der Windkraftanlage mit und ohne Getriebe einander gegenüber gestellt. Die technischen Daten der zur Zeit modernsten Anlage der Firma ENERCON, der E-66 mit einer Leistung von 1.5 MW, sind im Bild 10.8 zusammengestellt.

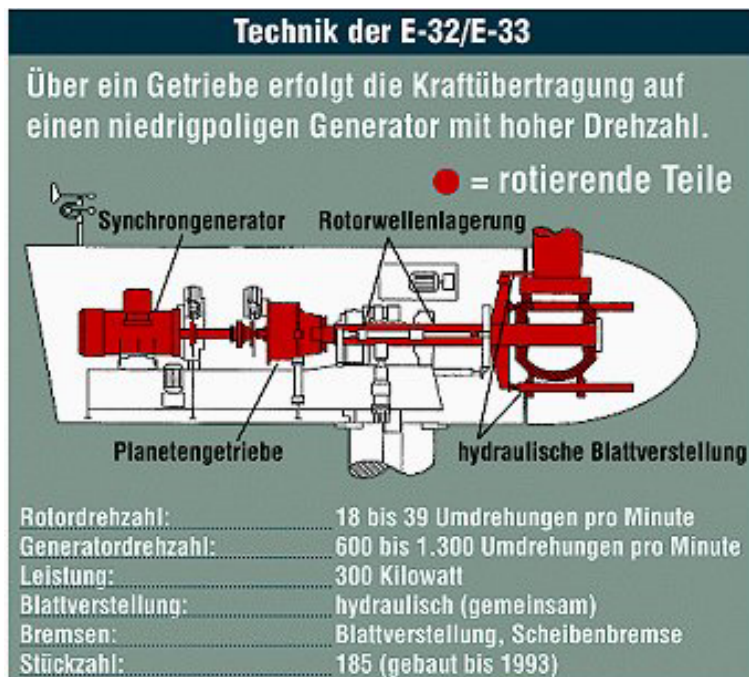


Bild 10.6: Konventionelle Windkraftanlage mit Planetengetriebe, Quelle: <http://www.enercon.de>.

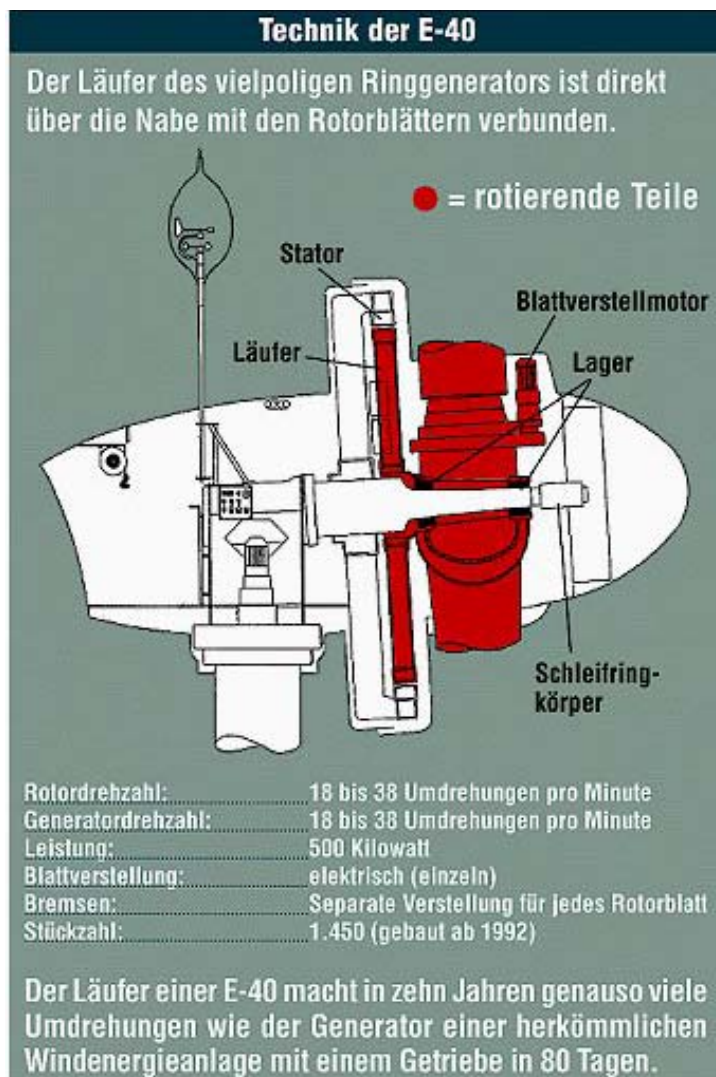


Bild 10.7: Windkraftanlage mit vielpoligem Ringgenerator, Quelle: <http://www.enercon.de>.



Data of the gearless E-66

	Manufacturer:	ENERCON GmbH
	Model:	E-66
	Rated capacity:	1.5 MW
	Rotor Diameter:	66 m
	Hub height:	67 - 98 m (variety of towers and bases)
Rotor with pitch control	Type:	upwind rotor with active pitch control
	Direction of rotation:	clockwise
	Number of blades:	3
	Swept area:	3,421 m ²
	Blade material:	fiberglass-reinforced epoxy resin with integral lightning protection system
	Rotor speed:	variable, 8 - 22 rpm
	Pitch control:	three synchronised blade pitch systems with emergency supply
Generator with drive train	Hub:	rigid
	Bearings:	tapered and cylindrical roller bearings
	Generator:	direct-driven synchronous ENERCON ring generator
Grid feeding:	ENERCON inverter	
Braking systems:	<ul style="list-style-type: none"> - 3 independent pitch-control systems with emergency supplies - rotor brake - rotor lock for service and maintenance 	
Yaw control:	active through adjustment gears, friction damping	
Cut-in wind speed:	2.5 m/s	
Rated wind speed:	13.0 m/s	

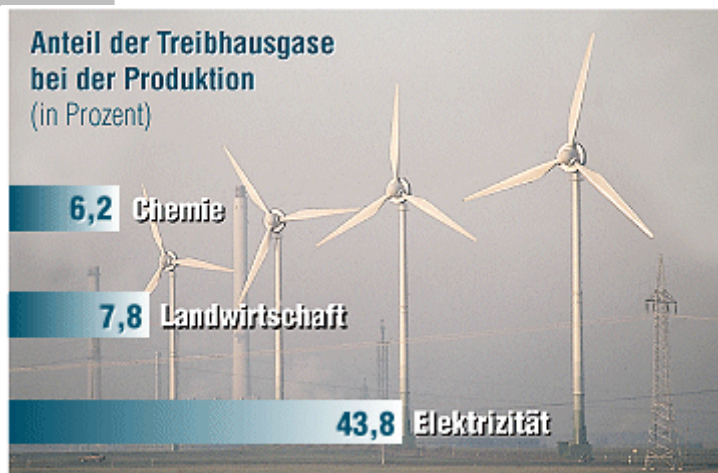


Bild 10.8: Technische Daten der ENERCON E-66, Quelle: <http://www.enercon.de>.

Aus Sicherheitsgründen ist es notwendig, dass Windkraftanlagen zwei von einander unabhängig funktionierende Bremssysteme haben. Neben einer mechanischen Scheibenbremse findet man bei größeren Anlagen die sogenannte Pitch-Regelung, bei der das Schaufelblatt aus dem Wind gedreht wird, vgl. Bild 10.9. Kleinere Anlagen, abhängig vom Hersteller bis ca. 300 kW, haben eine Stall-Regelung, bei der die Profilmströmung gemäß der aerodynamischen Auslegung abreißt und somit keine beliebig hohen Leistungen erreicht werden, vgl. Bild 10.10. Nur bei recht kleinen Anlagen findet man noch aerodynamische Bremsen an den Blattspitzen, wie sie in Bild 10.11 dargestellt sind.

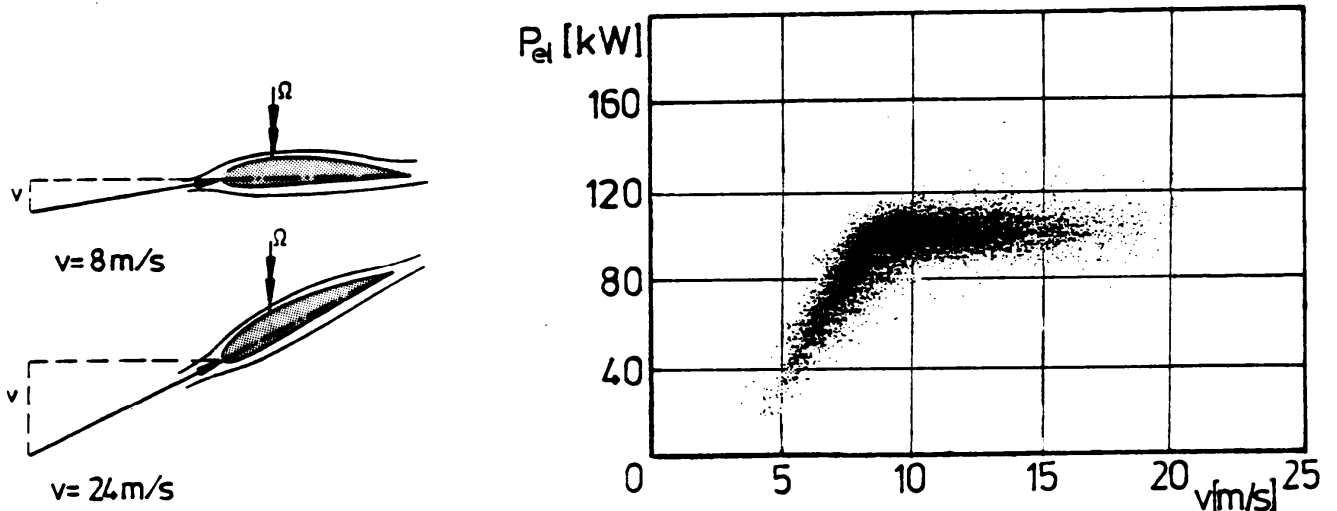


Bild 10.9: a) Wirkungsweise der Blattwinkelverstellung b) Typische Leistungscharakteristik einer Windkraftanlage mit Pitch-Regelung (DEBRA 100kW, $D=25\text{m}$, nach [21]; dargestellt sind 1sec-Mittelwerte)

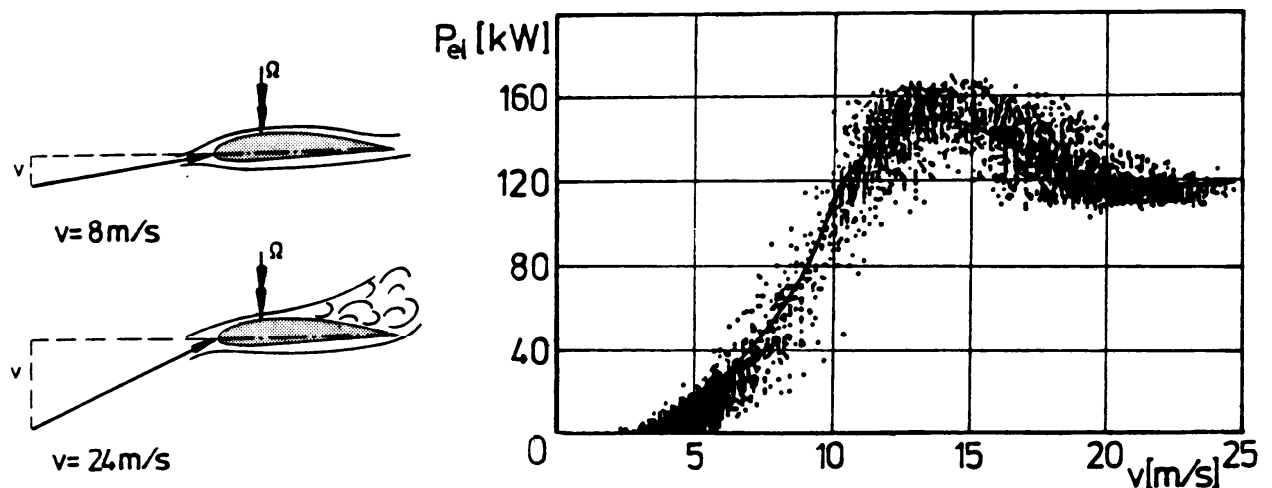


Bild 10.10: a) Wirkungsweise des "stall effects" b) Typische Leistungscharakteristik einer Windkraftanlage mit Stall-Regelung (BONUS 150kW, $D=23\text{m}$; nach [31]; dargestellt sind 10min-Mittelwerte)

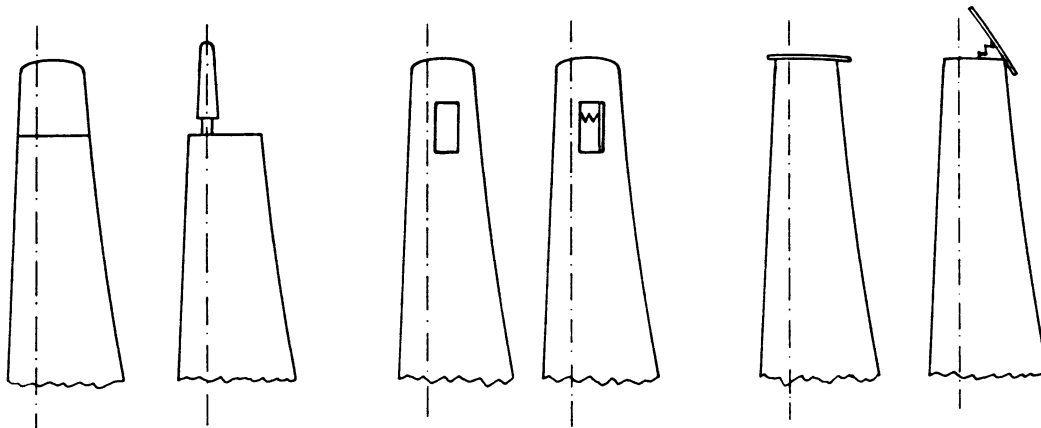


Bild 10.11: Bauformen für aerodynamische Bremsen.

Das Auffädeln der Profilschnitte erfolgt bei axialen Strömungsmaschinen in der Regel unter Festigkeitsgesichtspunkten. Fliehkräfte und Strömungskräfte verursachen Zug-, Biege- und Torsionsbeanspruchungen, vgl. Bild 10.12.

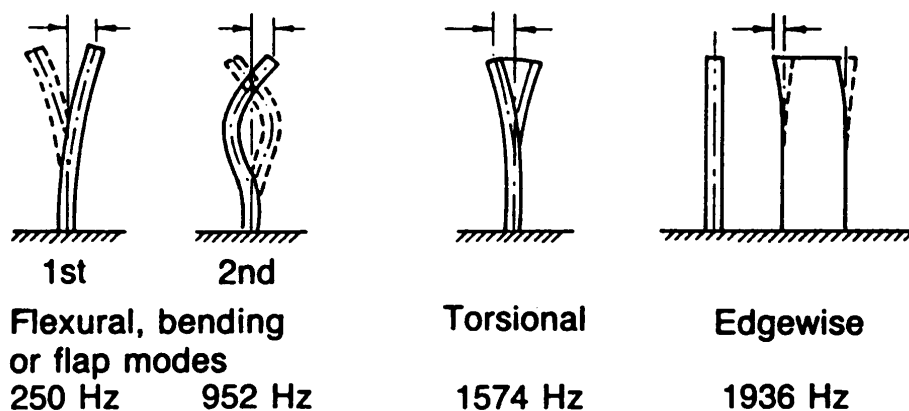


Bild 10.12: Schematische Darstellung der einfachsten Schwingformen eines axialen Schaufelblatts (Cumpsty (1989)).

In der Regel begrenzen die durch die Fliehkräfte verursachten Zugspannungen die Festigkeit der Rotorschaukeln am Schaufelfuß. Die Fliehkraft berechnet sich aus

$$dF = dm \cdot r \cdot \Omega^2 = \rho \cdot A \cdot dr \cdot r \cdot \Omega^2$$

mit der Dichte ρ des Schaufelmaterial, der Fläche A des Schaufelprofils, des Radius r und der Winkelgeschwindigkeit Ω . Die Zugspannung im Querschnitt A ist dementsprechend das Integral der Fliehkraft eines radialen Abschnitts von r_i nach r_a dividiert durch die Fläche A :

$$\sigma = \frac{1}{A} \int_{r_i}^{r_a} \rho \cdot A \cdot \Omega^2 \cdot r \, dr$$

Aufgrund der Fliehkraftwirkung werden bei Windkraftanlagen verschiedene Schaufelprofile entlang des Radius ausgewählt, um außen eine Struktur geringer Masse und innen eine stabile Schaufelwurzel zu haben, vgl. Bild 10.13.

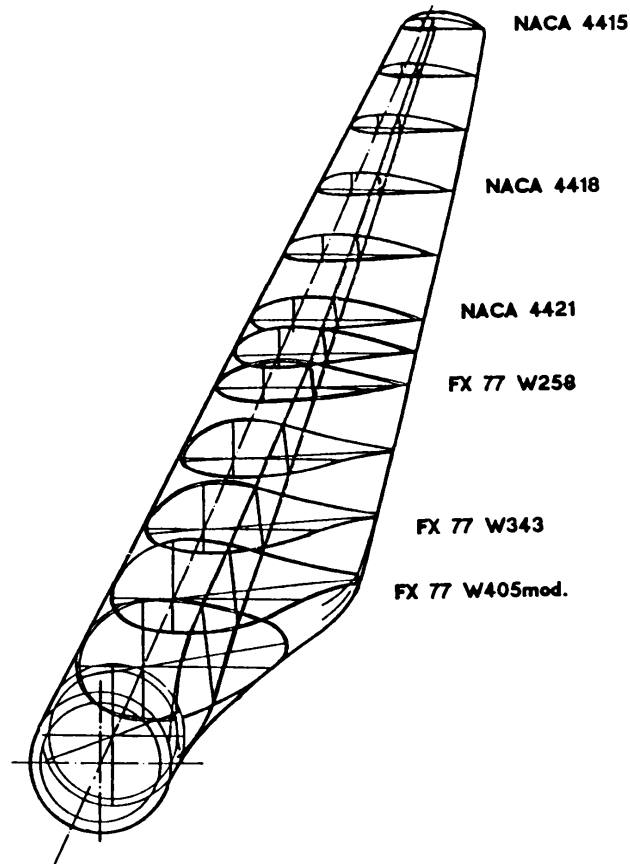


Bild 10.12: Schaufelblatt mit unterschiedlichen Profilen entlang des Radius.

Anders als zum Beispiel im Dampfturbinenbau, wo man massive Profile und entsprechende Werkstoffe verwendet, werden die Profile bei leichteren Strukturen nicht im Flächenschwerpunkt aufgefädelt. Häufig wird der sogenannte elastische Holm an die Stelle des größten aerodynamischen Drucks ($c_p = \max.$) bei $1/4$ bis $1/3$ der Sehnenlänge gelegt, Bild 10.13.

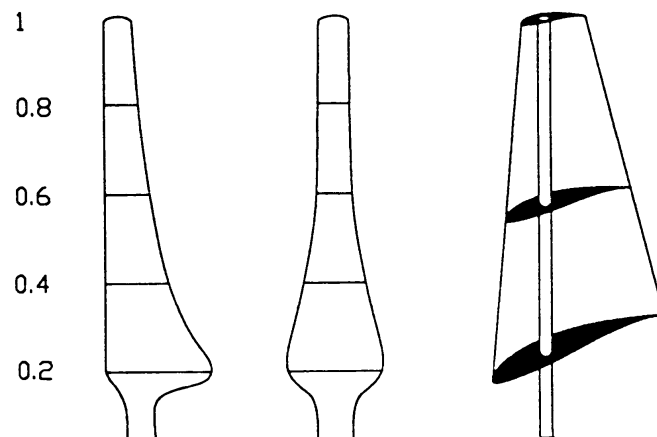


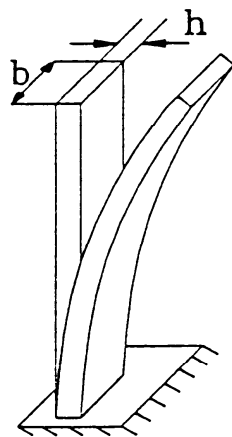
Bild 10.13: Auffädung der Profilschnitte.

Aus Festigkeitsgründen ist es nicht möglich, die langen Rotorblätter von bis zu 33 m Länge aus massivem Material herzustellen. Faserverbundstoffe aus dem Flugzeugbau kommen daher zum Einsatz wie in Bild 10.14 gezeigt. Die Verwendung von GFK ist allerdings hinsichtlich der Steifigkeit nicht ganz unproblematisch (vgl. spez. E-Modul in Tabelle 10.1), dieser Nachteil kann jedoch durch die Verwendung von Kohlefasern statt Glasfasern deutlich verbessert werden. Wichtig ist die Verwendung des zwar teureren Epoxydharz statt Polyesterharz, um die Bildung von Feinrissen über längere Zeit zu vermeiden.



Bild 10.14:

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen ist die Werkstoffschallgeschwindigkeit eine wichtige Kenngröße:



$$\omega_1 = 3.516 \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{12} \left(\frac{h}{l^2} \right)}$$

Bild 10.15: Schallgeschwindigkeit $c_{Schall} = \sqrt{E/\rho}$ als Werkstoffkenngröße der Dynamik. Erste Biegeeigenfrequenz ω_1 eines eingespannten Stabes der Länge l und der Dicke h

Zu kritischen Zuständen kommt es, wenn Drehzahlharmonische mit den Eigenfrequenzen der Schaufeln übereinstimmen. Dazu kommt es in jedem Fall bei Hochfahrten der Strömungsmaschinen auf Nenndrehzahl. Die Abhängigkeit der Schaufelschwingung von der Drehzahl wird in einem sogenannten Campbell-

Diagramm dargestellt, Bild 10.16. Bild 10.17 zeigt in einer äquivalenten Auftragung das Schwingungsverhalten des Turms einer Windkraftanlage. Die Tabelle 10.1 stellt abschließend die wichtigsten Werkstoffparameter unter Festigkeitsgesichtspunkten zusammen.

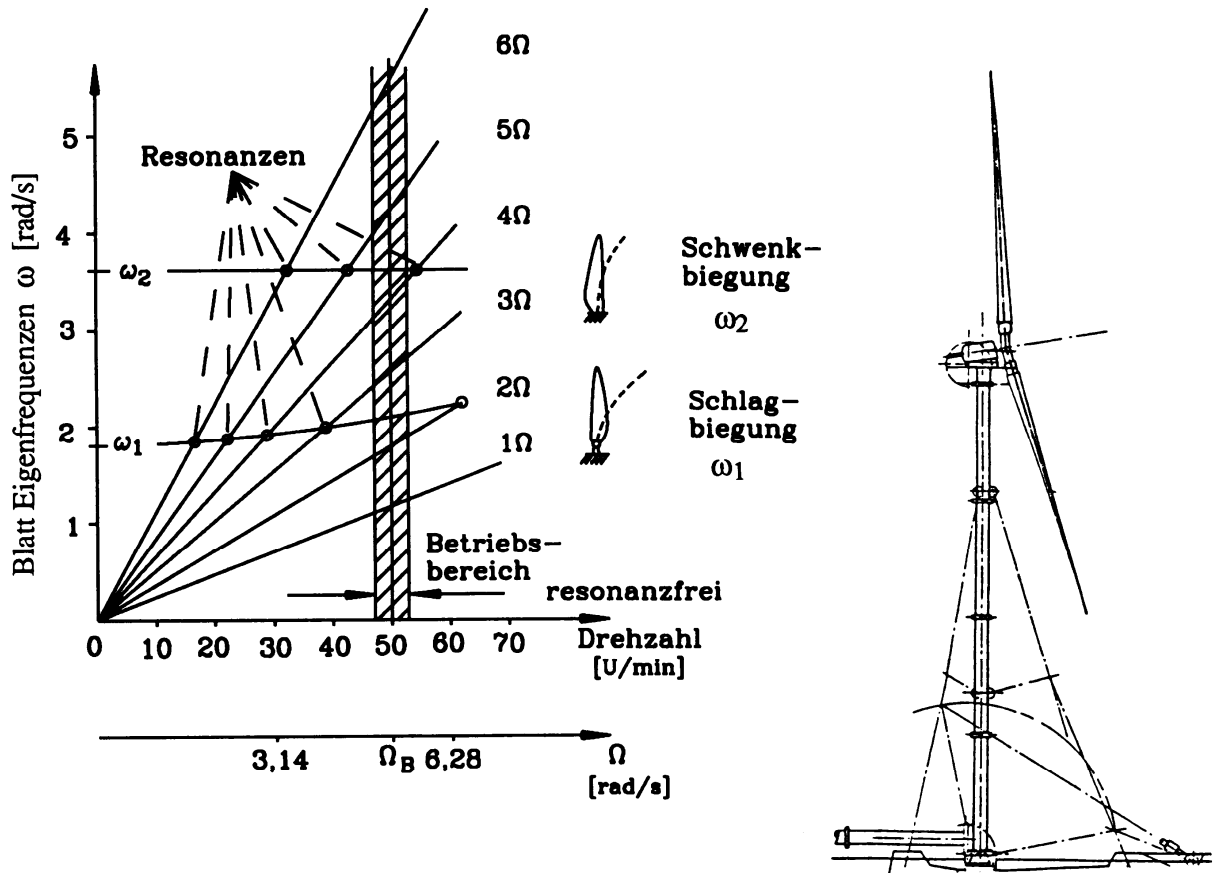


Bild 10.16: Campbell-Diagramm einer Schaufelschwingung für eine Windkraftanlage.

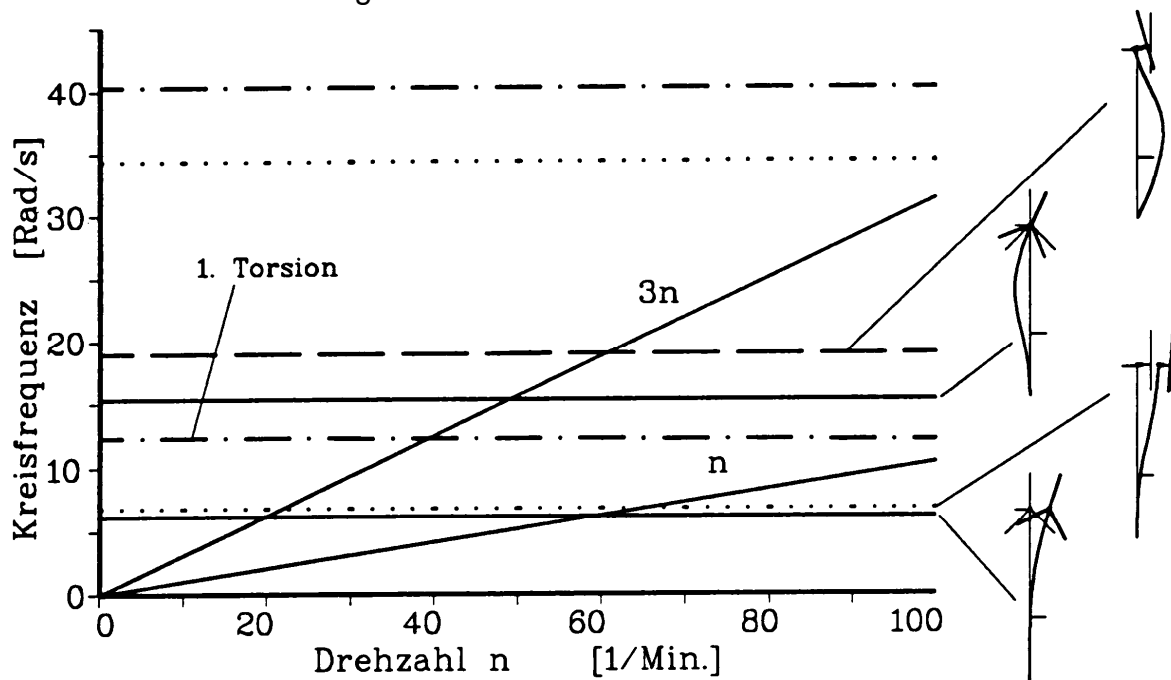


Bild 10.17: Campbell-Diagramm der Turmschwingungen einer Windkraftanlage.

	1	2	3	4	5	6	7	8
	Dichte ρ	Zugfestigkeit σ_{Bruch}	E-Modul	Dauerfestigkeit $\pm \sigma_A [10^7]$	Reißlänge $\sigma_{Bruch}/\rho g$	$U_{max} = \sqrt{2\sqrt{\sigma_{Bruch}/\rho}}$	spez.E-Modul $E/\rho g$	Schallgesch. $\sqrt{E/\rho}$
	g/cm^3	N/mm^2	kN/mm^2	N/mm^2	km	m/s	$10^3 km$	km/s
Baustahl St 52	7,85	520	210	60	6,5	362	2,7	5,2
Legierter Stahl 1.7735.4	7,85	680	210	70	8,7	415	2,7	5,2
Aluminium AlZnMgCu	2,7	480	70	40	18	594	2,6	5,1
Aluminium(schweißbar) AlMg5	2,7	236	70	20	8,7	416	2,6	5,1
Titanlegierung 3.7164.1	4,5	900	110	-	20	630	2,4	4,9
Glasfaser/Epoxy*	1,7	1150 72	22	35	67,6 4,23	1163 292	1,32	3,6
Kohlefaser/Epoxy*	1,4	900 190	55	100	63,8 8,22	1133 551	3,9	6,3
Aramid/Epoxy*	1,25	366 110	30	-	28 9	678 424	2,4	4,9
Glasfaser/Epoxy** unidirektional	2,0	1450	44	-	72,5	1204	2,2	4,69
Kohlefaser/Epoxy** unidirektional	1,51	1900	140	-	125,8	1586	9,27	9,62
Aramid/Epoxy** unidirektional	1,37	1800	80	-	131,4	1621	5,84	7,64
Holz (Sitka Spruce)	0,38	ca.65	ca.8	ca.20	ca. 17	585	2,1	4,5
Holz/Epoxy*	0,58	ca.75	ca.11	ca.35	ca.13	ca.507	ca.1,9	4,35

* Fasergehalt: $\phi = 60$ Vol.%, Bewehrungsrichtung: 60° , oberer Wert: Faserbruch, unterer Wert: Harzbruch; ** Fasergehalt: $\phi = 60$ Vol.%

Stahlbeton*** C30/C37-BSt420	ca.2,9	ca.8,4	ca.35,5	-	ca.0,29	ca.75	ca.1,24	ca.3,5
---------------------------------	--------	--------	---------	---	---------	-------	---------	--------

*** 2 % Bewehrung

Tabelle 10:1: Werkstoffkenngrößen für Festigkeitsbetrachtungen von Strömungsmaschinen.

Literatur

- Aerospace, Zeitschrift der DaimlerChrysler AG, 2/1999.
- Banzaf, H.U.: Stabile und instabile Betriebszustände bei Axialventilatoren, VDI Berichte 594, 1986.
- Becker: Strömungslehre, Teubner Verlag, 1982.
- BMW Rolls-Royce, BR710 und BR715, Firmenprospekte, 1995.
- Bohl, W., Bauernfeind, H.: Pumpen und Pumpenanlagen, Grafenau, 1979.
- Bohl, W.: Strömungsmaschinen I + II, 5. Aufl., Würzburg, 1994/1995.
- Bommes, L.: Strömungstechnische, thermodynamische und aeroakustische Grundlagen, in Bommes, L., Fricke, J., Klaes, K.: Ventilatoren, Vulkan-Verlag Essen, 1994.
- Cumpsty, N.A.: Compressor Aerodynamics, (Longman) Harlow England, 1989.
- Day, I.: Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors, Journal of Turbomachinery, Vol.115, pp.40-47, Jan 1993.
- DIN 2481: Wärmekraftanlagen; Graphische Symbole, Ausgabe:1979-06.
- DIN 24260: Mineralölerzeugnisse und Kohlenwasserstoffe; Bestimmung des Schwefelgehaltes; Verbrennung nach Wickbold (ISO 4260:1987); Deutsche Fassung EN 24260:1994
- Dixon, S.L.: Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 1998.
- Fox, R.W., McDonald, A.T.: Introduction to Fluid Mechanics, 4th Edition, New York, 1992.
- Gasch, R. (Herausgeber): Windkraftanlagen, Teubner Verlag, 1996.
- Grundmann, R.: Ähnlichkeitsgesetze, in: Ventilatoren, expert Verlag Böblingen, 1990.
- Greenpeace Magazin, verschiedene Ausgaben.
- Greitzer, E.M.: Review-Axial compressor stall phenomena, Journal of Fluids Engineering, Vol.102, pp.134-151, 1980.
- Hau: Windkraftanlagen, 1997.
- Hoffmann, Willy: Diplomarbeit TU Berlin, 1998.
- Hourmouziadis, J.: Vorlesungsskript Flugtriebwerke, TU Berlin, 1995.
- Kameier, F.: Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 7, Nr. 243, Düsseldorf, 1994.
- Kameier, F., Neise, W.: Spaltmodifikation verbessert Ventilatoren, Zeitschrift Heizung, Lüftung, Haustechnik (HLH), Bd. 45, Nr.8, 1994.
- Käppeli, E.: Strömungslehre und Strömungsmaschinen, 5. Aufl., Frankfurt a.M., 1987.
- Käppeli, E.: Strömungsmaschinen an Beispielen, Frankfurt a.M., 1994.
- Kramer, C.: Sonderventilatoren, in: Ventilatoren, expert Verlag Böblingen, 1990.
- KSB: Kreiselpumpenlexikon, Frankental, 1974.

Lakshminarayana, B.: Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, New York, 1996.

Lufthansa: Training Manual, Grundlagen 7.2 Triebwerke, Turbinentriebwerke, Ausgabe 6, 1989.

Paduano, Greitzer, Epstein, et al.: Dynamic Control of Aerodynamic Instabilities in Gas Turbine Engines, Journal of Turbomachinery, Vol.115, pp.48-56, Jan. 1993.

Raabe: Hydraulische Antriebe und Anlagen, 1989.

Rolls-Royce plc.: The jet engine, Derby, 1992.

Schade, H., Kunz, E.: Strömungslehre, 2. Aufl., Berlin, 1989.

Schiller: Auslegung von Axialventilatoren, in Ventilatoren, 1990.

Sigloch, H.: Strömungsmaschinen, 2. Aufl., München, 1993.

Siemens, Gasturbinen, Firmenprospekte, 1997.

Siemens Energieerzeugung (KWU): Produkte, Dienstleistungen, Partnerschaften, Energiewirtschaftliche Daten, Ansprechadressen und Informationen, Erlangen 2000.

Simon, Oeynhaus, Brückner, Eich: Impulse Blading? Reaction Blading? Variable Reaction Blading! VGB Kraftwerkstechnik 77, No. 9, 1997.

Tsukuda, Y, Takata, H.,.: Study on the mechanism of stall margin improvement of casing treatment, Paper No. Rf 20/1214, ASME Gas Turbine Conference, Houston, 1975.

VDI Nachrichten, verschiedene Ausgaben 1985-2000.

Wang, Hu: Bestimmung von Strömungsmerkmalen an der Stabilitätsgrenze eines Verdichters, Dissertation TH Darmstadt, 1994.

www.enercon.de
www.greenpeace.com
www.itpower.co.uk/itpmarin.htm
www.siemens.com/kwu
www.windpower.dk