

4 Strömungsmaschinen

Das Kennzeichen jeder Strömungs- oder Turbomaschine ist das umlaufende, mit einem Kranz von gekrümmten Schaufeln besetzte Rad und das stetige Umströmen dieser umlaufenden Schaufeln durch das Arbeitsmedium (Flüssigkeit, Gas). Der bei der Umströmung der gekrümmten Schaufeln des rotierenden Rades entstehende Strömungsdruck bewirkt hierbei im Verein mit der Rotationsbewegung die Energieübertragung vom Arbeitsmittel auf das Rad oder umgekehrt (dynamisches Prinzip). Strömungsmaschinen sind nur möglich, weil Geschwindigkeiten, Vektoren (Betrag sowie Richtung) und Fluide (Wasser, Gas, Dampf) massebehaftet sind.

4.1 Arbeitsverfahren der Strömungsmaschinen

Bei Strömungskraftmaschinen tritt die Primärenergie in Form von potenzieller Energie aus Höhengefällen oder als Enthalpiedifferenz aus Wärmegefällen in die Maschine ein. Die erste teilweise Energieumformung findet in der Leiteinrichtung statt. Potenzielle Energie bzw. Enthalpie wird infolge eines Druckgefälles durch Verkleinerung des Strömungsquerschnittes im Maschinengehäuse vor dem Laufrad in kinetische Energie umgewandelt. Im Laufrad findet dann eine zweite, weitere Energieumformung statt. Durch Umlenk- und Rückstoßwirkung des hoch beschleunigten Arbeitsmittels übt dieses beim Durchströmen der Schaufelkanäle auf die Schaufeln des Rades eine Umfangskraft aus. Kinetische Energie wird also in Umfangsarbeit umgewandelt, die als Drehmoment an der Welle abgenommen werden kann.

Bei Strömungsarbeitsmaschinen trifft die Antriebsenergie durch ein Drehmoment von der Kupplung über Welle und Rad auf die Schaufeln. Die erste Energieumformung findet in den Schaufelkanälen statt. Durch Druck- und Schleuderwirkung der rotierenden Schaufeln auf das Arbeitsmittel wird dieses verdrängt und beschleunigt. Die über das Drehmoment eingeleitete Drehenergie wird also in kinetische und eventuell auch bereits z. T. in potenzielle Energie umgewandelt. In der Leiteinrichtung findet die zweite Energieumformung statt. Durch Diffusorwirkung in einer Erweiterung des Strömungsquerschnittes im feststehenden Gehäuse hinter dem Laufrad wird kinetische in potenzielle Energie umgewandelt. Die Strömungsarbeitsmaschine ist also im Prinzip nur eine umgekehrt fluiddurchströmte, angetriebene Strömungskraftmaschine. Die Möglichkeit, Kraftmaschinen auch als Arbeitsmaschinen laufen zu lassen, wird verschiedentlich bei großen sog. Pumpenturbinen in Pumpspeicher-Kraftwerken ausgenutzt.

Für die Energieumformung im Laufrad der Strömungsmaschinen sind zwei Verfahren bekannt: das Gleichdruck- und das Überdruckverfahren. Bild 4.1 zeigt das Energieflussschaubild einer einstufigen, verlustlos arbeitenden Strömungsmaschine mit Gleichdruckverfahren. Die Bezeichnung ergibt sich aus der Tatsache, dass potenzielle bzw. innere Energie und damit der Druck des Arbeitsmittels vor und hinter dem Laufrad gleich groß sind. Die Schaufeln des Laufrades bewirken hier allein durch Umlenkung des strömenden Fluides nur eine Umwandlung von kinetischer Energie in Umfangsarbeit oder umgekehrt.

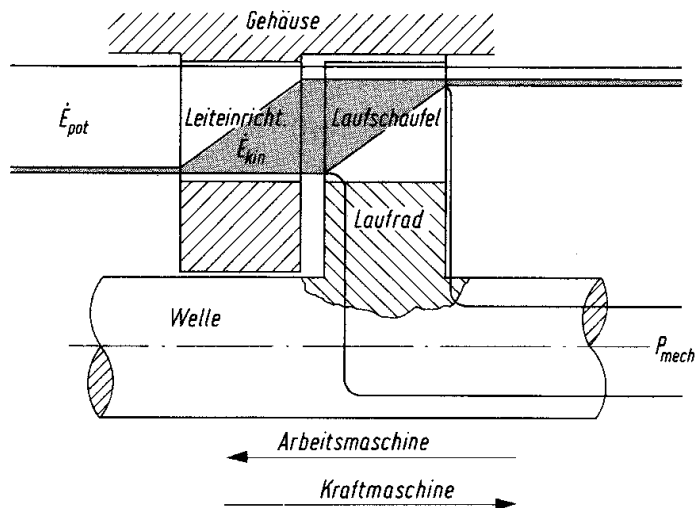


Bild 4.1 Energiefluss in einer Strömungsmaschine ohne Reaktion (Gleichdruckverfahren)

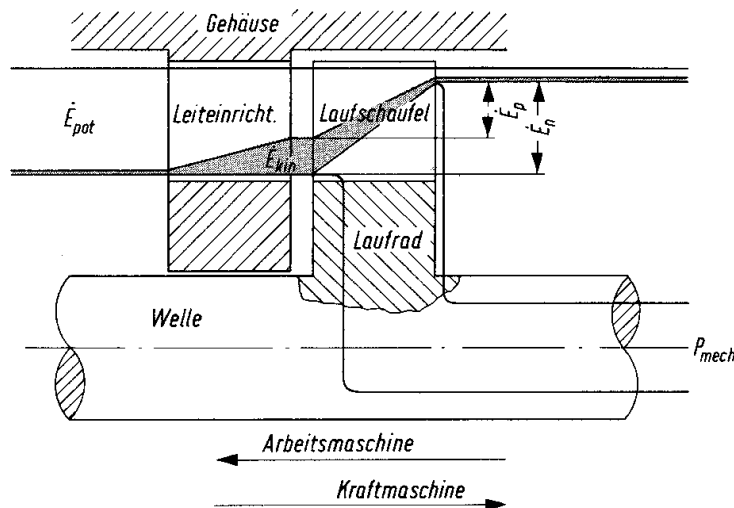


Bild 4.2 Energiefluss in einer Strömungsmaschine mit Reaktion (Überdruckverfahren)

Bild 4.2 zeigt eine Energieumformung im Laufrad nach dem Überdruckverfahren. Die Bezeichnung ergibt sich hier aus der Tatsache, dass potenzielle bzw. innere Energie des Arbeitsmittels und damit sein Druck vor und hinter dem Laufrad verschieden hoch sind. Man erreicht diese Arbeitsweise durch zusätzliche Düsen- bzw. Diffusorwirkung in den Laufschäufelkanälen.

$$\text{Reaktionsgrad } r = \frac{\dot{E}_{pot}}{\dot{E}_{nom}} \quad (4.1)$$

$r = 0$ bedeutet Gleichdruck

Es bedeuten: \dot{E}_{kin} , \dot{E}_{pot} , \dot{E}_{nom} Energieströme des Fluides (Flüssigkeit, Dampf oder Gas).

Indizes: kin ... kinetischer, pot ... potenzieller bzw. innerer, nom ... nomineller (gesamter)

4.2 Geschwindigkeitsplan

Zur Bestimmung der Änderung der kinetischen Energie müssen die Strömungsgeschwindigkeiten nach Betrag und Richtung (Vektoren) ermittelt werden. Für jeden beliebigen Punkt der Strömung beim Durchströmen eines umlaufenden Laufschaufelgitters lassen sich in einem Geschwindigkeitsplan alle Strömungsgeschwindigkeiten darstellen, die den jeweiligen Strömungszustand kennzeichnen.

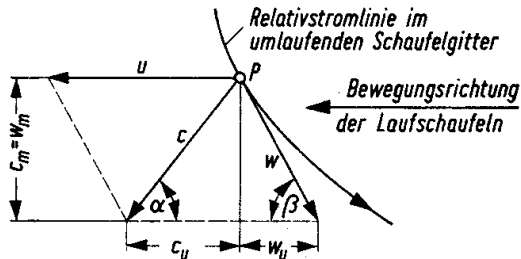


Bild 4.3 Geschwindigkeitsplan

Bild 4.3 zeigt einen solchen Geschwindigkeitsplan. Die Bezeichnungen der Geschwindigkeiten und ihre Beziehungen zueinander sind folgende:

u Umfangsgeschwindigkeit des Punktes P mit dem Abstand $d/2$ (Radius) von der Drehachse (Basisgeschwindigkeit)

$$u = \pi \cdot d \cdot n \quad n \text{ Drehzahl des Laufrades}$$

w Relativgeschwindigkeit (relativ zu dem umlaufenden Rad)

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c \cdot \cos \alpha \quad \text{Kosinussatz}$$

c Absolutgeschwindigkeit (absolut zur festen Umgebung)

$$c^2 = w^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w \cdot \cos \beta \quad \text{Kosinussatz}$$

Komponenten der Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung (tangential)

$$\begin{aligned} c_u &= c \cdot \cos \alpha \\ w_u &= w \cdot \cos \beta \end{aligned} \quad c_u + w_u = u$$

Komponenten der Geschwindigkeiten senkrecht zur Umfangsrichtung (meridional)

$$\begin{aligned} c_m &= c \cdot \sin \alpha \\ w_m &= w \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad c_m = w_m$$

Winkel der Geschwindigkeiten gegenüber der Umfangsrichtung

$$\tan \alpha = \frac{c_m}{c_u} \quad \tan \beta = \frac{w_m}{w_u}$$

Die Fluidteilchen im Schaufelkanal besitzen gegenüber den Kanalwänden die Relativgeschwindigkeit w . Ein sich mit dem Laufrad bewegendem Beobachter würde diese wie eine Strömung durch einen ruhenden Kanal sehen. Gleichzeitig bewegt sich der Schaufelkanal mit der Umfangsgeschwindigkeit u (Basis). Für den außenstehenden Beobachter besitzt das Flüssigkeitsteilchen eine absolute Geschwindigkeit, die sich somit aus der vektoriellen Addition von w und u ergibt.

Für jeden Punkt der Strombahn gilt die vektorielle Beziehung: $\vec{u} + \vec{w} = \vec{c}$ (absolute Geschwindigkeit).

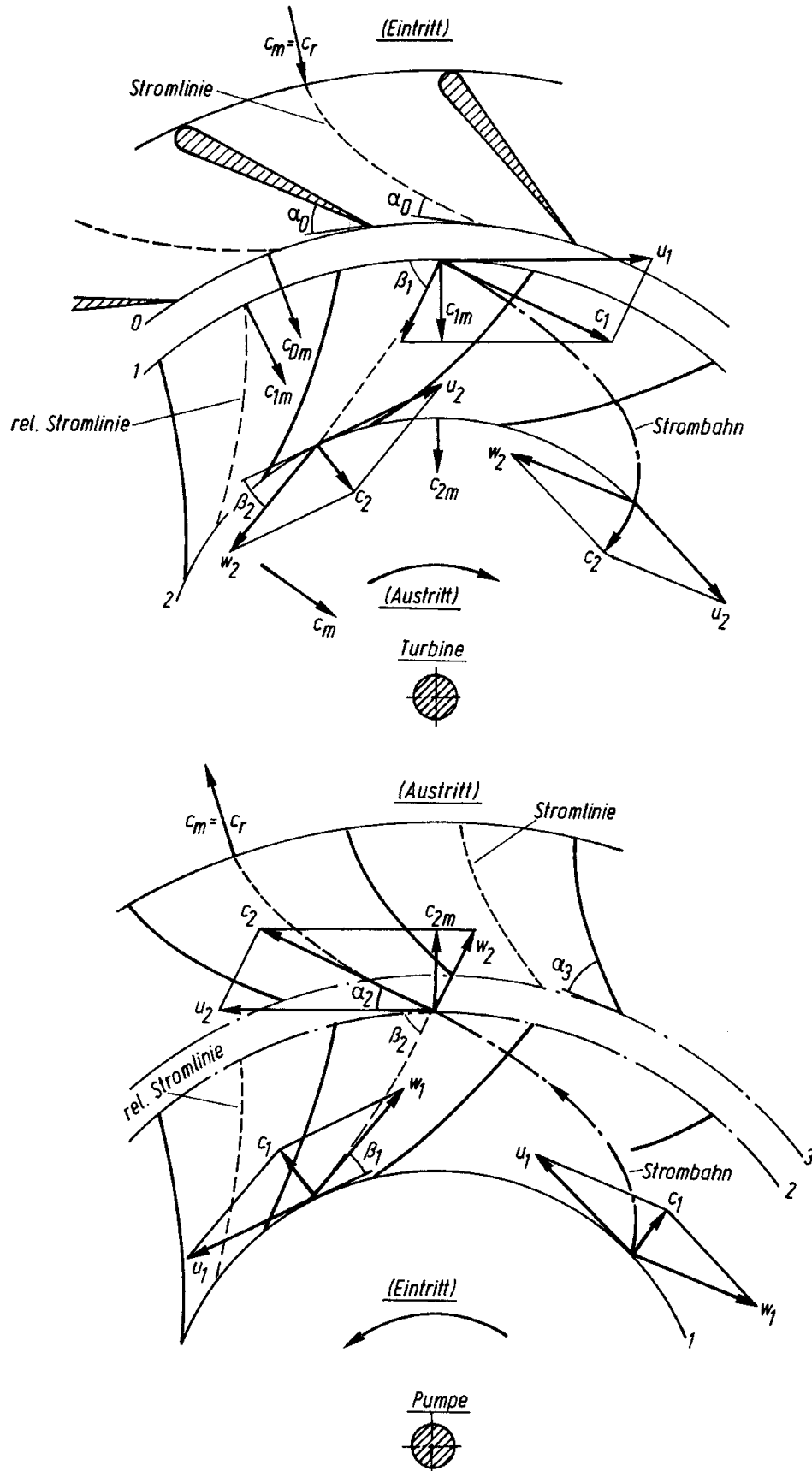


Bild 4.4 Geschwindigkeiten am Radialgitter

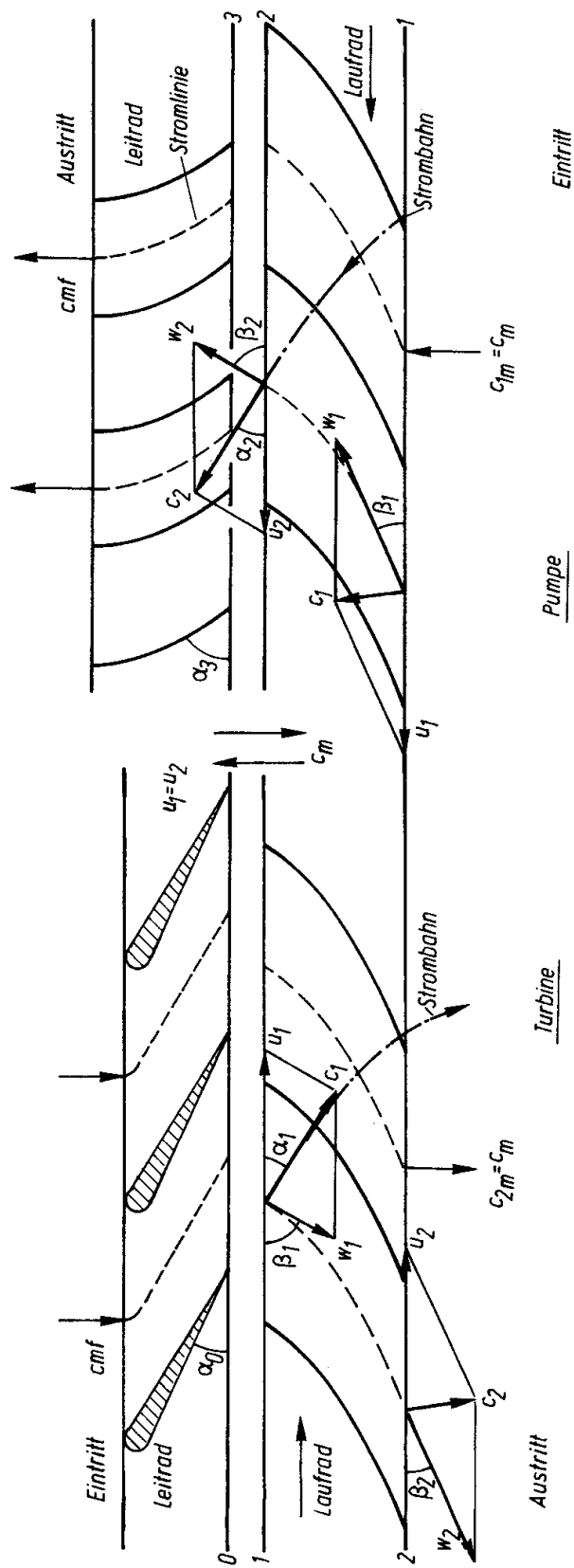


Bild 4.5 Geschwindigkeiten am Axialgitter

4.2.1 Geschwindigkeiten am radialen Laufrad

Die Strombahn selbst ist für die Berechnung und Gestaltung des Laufrades von minderer Bedeutung, wenn von den Strömungsverlusten abgesehen wird. Wichtig sind vielmehr die Geschwindigkeitsänderungen zwischen Eintritts- und Austrittskante des Laufrades, da sie nach dem Impulssatz für die Kraftwirkungen zwischen Laufrad und Strömung maßgebend sind. Bild 4.4 zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse an den Laufrädern einer Kraft- und einer Arbeitsmaschine. Folgendes lässt sich daraus entnehmen:

Es besteht ein Zusammenhang zwischen der Schaufelform und der Relativgeschwindigkeit w . An der Eintrittskante müssen die Geschwindigkeiten u_1 und c_1 so abgestimmt werden, dass w_1 tangential zur Laufschaufel ohne Stoß in den Laufschaufelkanal eintreten kann. An der Austrittskante ist die Richtung von w_2 durch die Form der Laufschaufel, die von dem Schaufelwinkel β_2 bestimmt wird, gegeben.

Bei der Kraftmaschine ergibt sich aus der beschleunigten Strömung eine Druckabsenkung (Düsenwirkung), bei der Arbeitsmaschine ergibt sich aus der verzögerten Strömung eine Druckerhöhung (Diffusorwirkung).

Werden Drehrichtung und Strömungsrichtung umgekehrt, so kann bei gleicher Schaufelform die Turbine als Pumpe oder die Pumpe als Turbine arbeiten.

4.2.2 Geschwindigkeiten am axialen Laufrad

Bei dem Axialgitter (Gitter = abgerollter, koaxialer Schaufelschnitt) führen die gleichen Überlegungen zu den gleichen Ergebnissen wie beim Radialgitter. Wird bei den Radialgittern nach Bild 4.4 der Radius immer größer und schließlich theoretisch unendlich groß, so entsteht ein entsprechendes Axialgitter, wie in Bild 4.5 dargestellt. Die Gitterbegrenzung verläuft nun geradlinig und entspricht der Abwicklung eines Zylinderschnittes.

4.3 Hauptgleichung der Strömungsmaschinen

Allen Strömungsmaschinen gemeinsam ist die Tatsache, dass das Fluid in einem konstruktiv festgelegten Querschnitt 1 in das Laufrad eintritt und dieses im zugehörigen Querschnitt 2 wieder verlässt (Bild 2.15).

Der Eintrittsradius eines Stromfadens sei r_1 , der Austrittsradius r_2 . Wir zerlegen die Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten c_1 und c_2 in ihre drei Raumkoordinaten in Achsrichtung c_m (Axial- oder Meridiankomponente), in radialer Richtung c_r (Radialkomponente) und in Umfangsrichtung c_u (Umfangskomponente). Die Geschwindigkeitskomponenten c_m bzw. c_r (Bild 4.4 und 4.5) bedingen den Fluiddurchsatz, sind jedoch ohne Einfluss auf den spezifischen Energieumsatz, da sie keinen Hebelarm zur Welle haben und folglich auch kein Drehmoment gemäß Drallsatz erzeugen können. Einzig und allein die Umfangskomponente c_u greift senkrecht am Hebelarm r an und kann ein Drehmoment an die Welle abgeben (Turbine) oder von der Welle aufnehmen (Pumpe).

Nach dem *Drall-* bzw. *Impulssatz* (Abschnitt 2.2.6) ist mit Index ∞ für theoretisch (unendliche Schaufelzahl)

$$\Delta (u \cdot c_u) \Big|_1^2 = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = \frac{P_{\text{th}}}{\dot{m}} = \frac{E}{\dot{m}} = Y_{\infty} \quad (4.2)$$

Y_{∞} spezifische theoretische Schaufelarbeit und $c_u = c \cdot \cos \alpha$ (Index 1 bzw. 2)

Aufgeschlüsselt in die einzelnen Maschinentypen ergibt sich:

	Axialmaschinen	Radialmaschinen
Kraftmaschinen	$u (c_{1u} - c_{2u}) = Y_{\text{Sch}}$	$u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = Y_{\infty}$
Arbeitsmaschinen	$u (c_{2u} - c_{1u}) = Y_{\text{Sch}}$	$u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = Y_{\infty}$

4.4 Strömungsarbeitsmaschinen

4.4.1 Gemeinsame Grundlagen der Strömungsarbeitsmaschinen

4.4.1.1 Radial durchströmte Maschinen

Das Wirkungsprinzip der radialen Strömungsarbeitsmaschinen basiert – wie bei jeder Strömungsmaschine – auf dem Energiesatz. Über Kupplung und Welle wird das Antriebsdrehmoment an das Laufrad gebracht (Bild 4.6). Die gekrümmten Schaufeln des angetriebenen Rades üben auf das Fördermedium (Flüssigkeit oder Gas) einen Druck aus. Durch Verdrängungs- und Zentrifugalwirkung wird das Fördermedium radial nach außen geschleudert und erhält durch die Raddrehung einen Drall. Es verlässt das Laufrad am äußeren Umfang mit erhöhter Geschwindigkeit und wegen Diffusorwirkung der Schaufelkanäle auch bereits mit erhöhtem Druck. Die Massenverdrängung nach außen bewirkt am Laufradeintritt einen Unterdruck, wodurch ständig neue Flüssigkeit bzw. neues Gas nachgesaugt wird. Der Unterdruck kann sich nur aufbauen, wenn an den Dichtstellen eine wirksame Abdichtung erfolgt.

- Abdichtung bei Kreiselpumpen durch Dichtspalte (Bild 4.6c),
- Abdichtung bei Kreiselerdichtern durch Labyrinth (Bild 4.6d).

Im Leitapparat, der radial an den Außenumfang des Laufrades anschließt und fest im Gehäuse sitzt, wird durch weitere Diffusorwirkung die kinetische Energie des vom Laufrad ausströmenden Fördermediums in potenzielle Energie umgewandelt, d. h. die Strömungsgeschwindigkeit und der Drall werden abgebaut und dafür der statische Druck vergrößert.

Zwischen den Rückführschaufeln wird der noch vorhandene Restdrall des Fördermediums vom Gehäuse aufgenommen und das Medium drallfrei, d. h. ohne Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung, dem Eintritt der nächsten Stufe zugeleitet.

Die Antriebsenergie ist dann vollständig in potenzielle Energie umgewandelt worden, wenn bei gleichem Querschnitt die Austrittsgeschwindigkeit aus der Maschine bzw. aus der Stufe gleich der Eintrittsgeschwindigkeit ist.

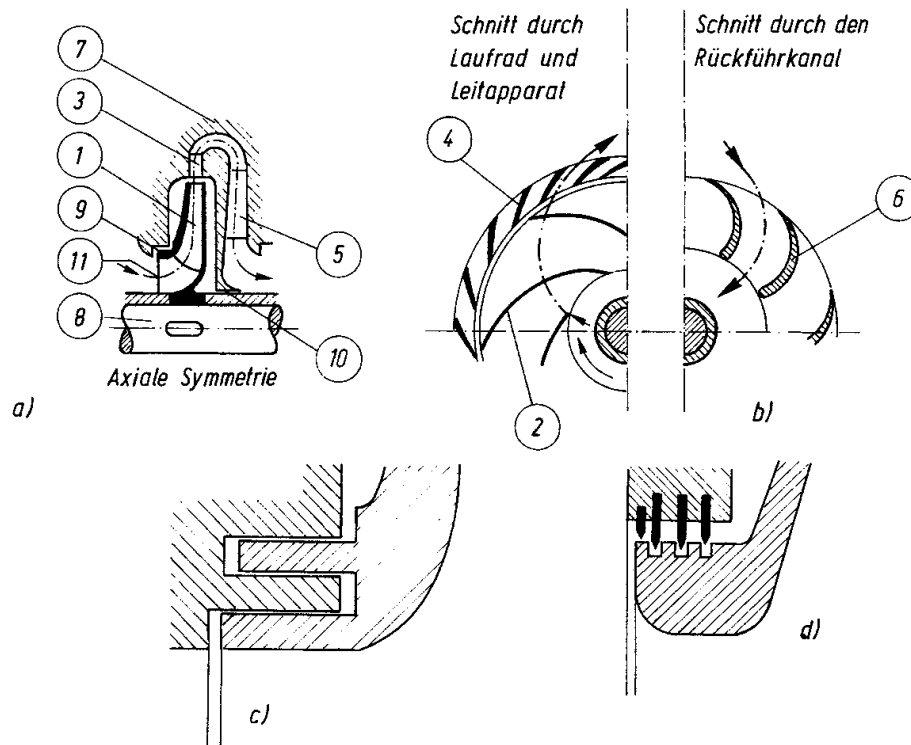


Bild 4.6 Radial durchströmte Kreisrad-Arbeitsmaschine

- a) Meridianschnitt
 b) Querschnitt
 c) dreifache Spaltdichtung bei HD-Kreiselpumpenrädern
 d) Labyrinthdichtung bei Verdichterrädern

1 Laufrad, 2 Laufschaufel, 3 Leitapparat, 4 Leitschaufel, 5 Rückführkanal, 6 Rückführschaufel, 7 Gehäuse, 8 Welle, 9 Laufraddichtung, 10 Wellendichtung, 11 Saugmund

Energieumwandlung im radialen Laufrad

Nach der Haupt- oder Eulergleichung für Strömungsmaschinen ist bei einer radialen Arbeitsmaschine mit idealer, d. h. schaufelkonturtreuer Strömung (Index ∞)

$$Y_{\infty} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} = \Delta (u \cdot c_u) \Big|_1^2 \quad (4.2a)$$

Die Umfangskomponenten findet man aus den Geschwindigkeitsplänen (Bild 4.7).

Die in Bild 4.7 dargestellte achsparallele Form der Laufschaufeleintrittskante hat den Nachteil, dass die Anströmung an der Saugmundseite unter einem spitzen Winkel erfolgt (ungünstig, da starke Umlenkung). Ein Vorziehen der Eintrittskante gegen den Saugmund hin bringt wesentlich günstigere Strömungsverhältnisse. Zwischen Saugmund und Laufschaufelkanaleintritt verhindert eine kleine Beschleunigung das Ablösen der Strömung von den gekrümmten Wänden.

$$c_0 = (1,0 \dots 1,2) \cdot c_s = \frac{\dot{V}'}{\pi \cdot d_1 \cdot b_1} \quad (4.3)$$

$$c_s = 2 \dots 6 (\dots 12) \text{ m/s für Pumpen} \quad \dot{V}' = \dot{V}/\eta_1 \text{ (s. Gl. 4.18)}$$

$$c_s = 30 \dots 100 \text{ m/s für Verdichter}$$

$$\eta_1 = 0,85 \dots 0,95; \text{ Liefergrad, berücksichtigt die Spaltverluste der Dichtungen}$$

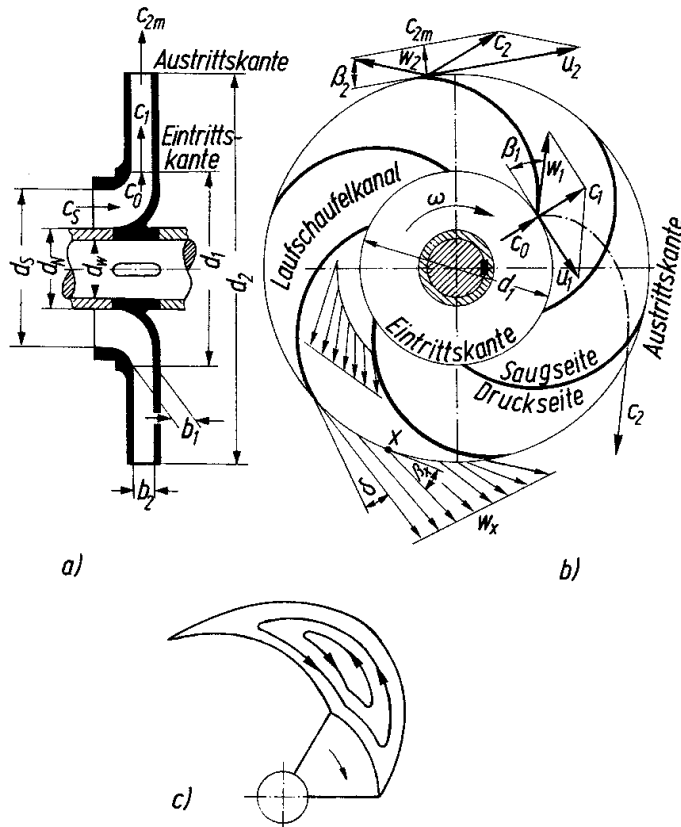


Bild 4.7 Strömungsverlauf im Laufrad einer Kreisrad-Arbeitsmaschine
 a) Meridianschnitt
 b) Querschnitt (Radialschnitt)
 c) Relativströmung im allseits verschlossenen, rotierenden Laufschaufelkanal (relativer Kanalwirbel), verursacht Druckunterschied zwischen Schaufelvorder- und -rückseite.

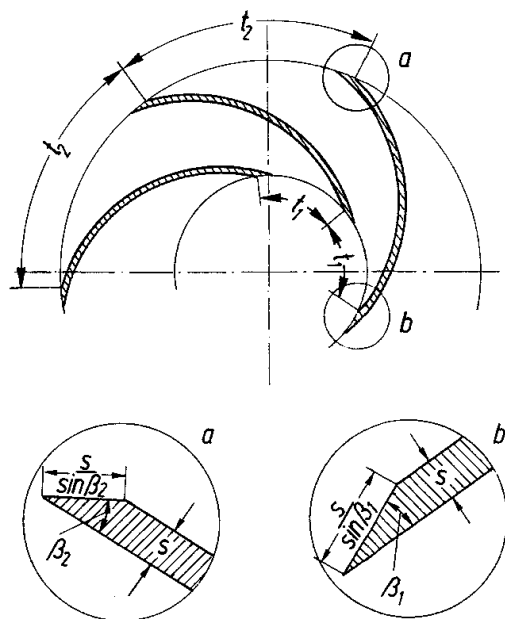


Bild 4.8 Schaufelform an der Eintritts- und an der Austrittskante unter Vernachlässigung der Krümmung

Beim Eintritt der Strömung in die Laufschaufelkanäle wird der Strömungsquerschnitt durch die Schaufelwandstärke gemindert. Die Querschnittsminderung wird durch den Verengungsfaktor τ (Gl. 4.4) ausgedrückt (Bild 4.8).

Mit

- z Schaufelzahl
- t Schaufelteilung
- s Schaufelwanddicke
- β_1 Krümmungswinkel der Schaufel an der Eintrittskante
- β_2 Krümmungswinkel der Schaufel an der Austrittskante
- b Schaufelkanalbreite

$$\text{sind } t = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

und der Verengungsfaktor mit Index 1 bei Saugkante und 2 bei Druckkante

$$\tau = \frac{b(t - s/\sin \beta)}{b \cdot t} = 1 - \frac{s}{t \cdot \sin \beta} = 1 - \frac{z \cdot s}{\pi \cdot d \cdot \sin \beta} \quad (4.4)$$

Damit wird

$$c_1 = \frac{\dot{V}'}{\pi \cdot d_1 \cdot b_1 \cdot \tau_1} = \frac{c_0}{\tau_1} \quad (4.5)$$

Radiale Kreislarbeitsmaschinen werden in der Regel ohne Eintrittsleitapparat gebaut. Die Strömung erfolgt daher vom Saugmund aus in radialer Richtung auf die Schaufeleintrittskante, d. h.

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad \text{und} \quad c_{1u} = 0$$

Man spricht von drallfreiem Eintritt, sogenanntem Regelfall. Damit vereinfacht sich die Hauptgleichung zu

$$Y_\infty = u_2 \cdot c_{2u} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (4.6)$$

Mit c_1 , $\alpha_1 = 90^\circ$ und $u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n$ lässt sich das Eintrittsdreieck konstruieren (Bild 4.9a). Damit das Verhältnis d_s/d_1 nicht zu ungünstig ausfällt, wegen Kavitationsgefahr, sollte bei Kreiselpumpen β_1 bei $17^\circ \dots 18^\circ$ liegen. Das bedeutet eine entsprechende Wahl von c_s .

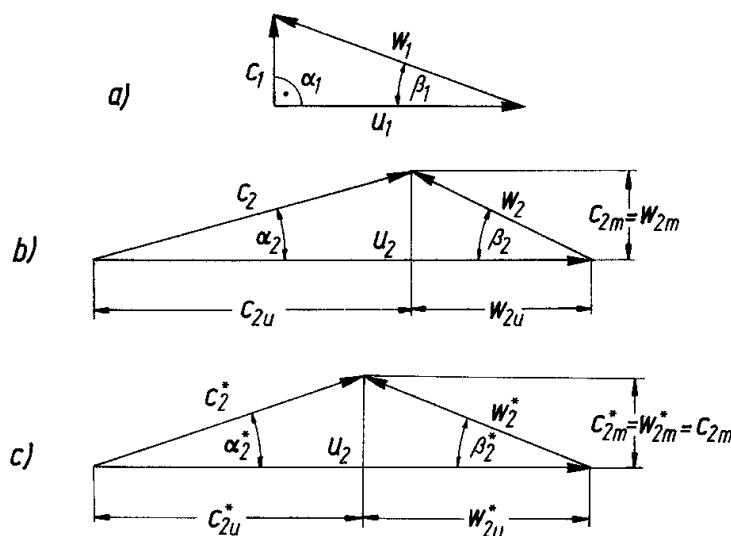


Bild 4.9 Geschwindigkeitspläne der radialen Strömungsmaschine an den Schaufelenden (Saug- und Druckkante)
a) Eintrittsdreieck (Regelfall)
b) Austrittsdreieck bei unendlicher Schaufelzahl
c) Austrittsdreieck bei endlicher Schaufelzahl