

# Labor Strömungsmaschinen

Prof. Dr.-Ing. J.A. Szymczyk  
Dipl. Ing. T. Panten

STM 0

Grundlagen Strömungsmaschinen

# 1 Strömungsmaschinen

Fluidenergiemaschinen (FEM) sind von einem Fluid durchströmte Energiewandler. Die Energie wird zwischen einem mehr oder minder kontinuierlich strömenden Fluid und einem mit Schaufeln besetzten, gleichförmig umlaufenden Rotor umgesetzt. Als Energieträger benötigen die Energieumwandlungsmaschinen (EWM) ein Arbeitsmedium das entweder dampfförmig oder gasförmig sein kann.

## Fluidenergiemaschinen

a) **Dynamische Fluidenergiemaschinen** arbeiten mit der Energieumformung im offenen Arbeitsraum und werden kontinuierlich durchströmt.

### - **Strömungsmaschinen** (Turbomaschinen)

Turbokraftmaschinen (Antriebsmaschinen) sind treibende Strömungsmaschinen (zur Abgabe von Arbeit / Leistung), also Wasser-, Gas- und Dampfturbinen und Windräder. Der Energiefluss erfolgt vom Fluid an das Laufrad, mit dem gearbeitet wird. Das Laufrad treibt einen elektrischen Generator. Durch die Wirkung von Druck und Geschwindigkeit des Arbeitsmittels erzeugt einen Impuls auf die Schaufeln des Rotors, damit entsteht ein Drehmoment an der Welle, das z.B. zum Antrieb eines elektrischen Generators genutzt werden kann.

Turboarbeitsmaschinen sind angetriebene Strömungsmaschinen (durch Arbeit angetriebene), also Pumpen, Verdichter und Propeller. Der Energiefluss erfolgt vom Laufrad an das Fluid, das gefördert wird. Das Laufrad muss zuerst elektrisch angetrieben werden. Durch das an der Welle aufgebrachte Drehmoment (durch einen Elektromotor) wird dem Fluid der Impuls über die Laufschaufeln und damit Druck- und Geschwindigkeitsenergie zugeführt.

b) **Statische Fluidenergiemaschinen** arbeiten mit der Energieumformung im abgeschlossenen Arbeitsraum und pulsierender (periodischer) Energieübertragung.

### - **Kolbenmaschinen**

- treibende Kolbenkraftmaschinen:

alternierend, also OTTO-, DIESEL- und STIRLING- Motor

rotierend, also WANKEL- Motor

- angetriebene Kolbenarbeitsmaschinen:

alternierend, also Kolbenpumpe und Kolbenverdichter

rotierend, also Schraubenverdichter und Rootsgebläse

## 1.1 Arbeitsprinzip

Da im Rahmen des Labors Strömungstechnik und Strömungsmaschinen nur Laborversuche an dynamischen Fluidenergiemaschinen durchgeführt werden, konzentrieren sich die folgenden Ausführungen auf diese Art der Fluidenergiemaschinen. Bei den Kreisradmaschinen (auch bei Turbinen) erfolgt die Energieübertragung mit Hilfe eines rotierenden Laufrades, das drei verschiedene Grundformen haben kann (Bild 21). Diese Grundformen werden auch mit der Durchströmungsrichtung des Laufrades gleichgesetzt. Dabei werden die Laufräder und damit auch die Strömungsmaschinen in Radialmaschinen, Axialmaschinen und Diagonalmaschinen unterschieden.

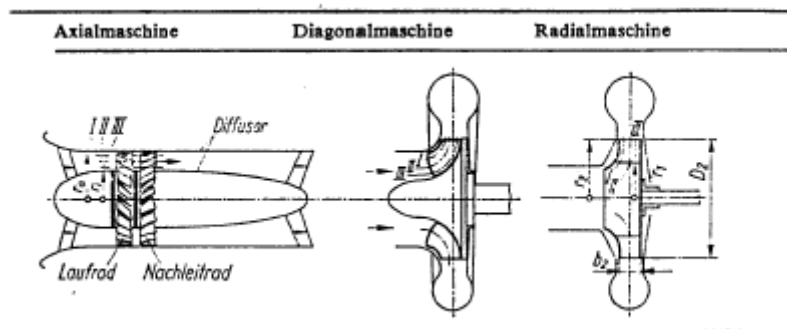


Bild 1: Durchströmungsrichtungen und Maschinenformen

Bei der Berechnung des Energieumsatzes müssen berücksichtigt werden:

- die Abmessungen und die geometrische Form der Schaufeln
- die Drehzahl des Rotors
- die Strömungsgeschwindigkeiten
- Physikalischen Eigenschaften des Arbeitsmittels  
(Dichte, Zähigkeit, Kompressibilität)

Zur Beschreibung der Strömungskinetik im Laufrad benutzt man üblicherweise Geschwindigkeitspläne, insbesondere für den Strömungsverlauf am Laufradein- bzw. austritt. In Bild 22 ist ein radiales Laufrad einer Strömungsmaschine dargestellt, das von innen nach außen durchströmt wird.

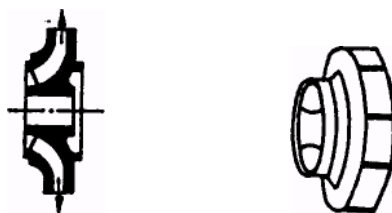


Bild 2: Radiales Laufrad

## 1.2 Strömungsgeschwindigkeiten und Beziehungen

Es werden an Lauf und Leiträdern von Strömungsmaschinen drei Geschwindigkeiten unterschieden. Dabei werden je nach dem Arbeitsprinzip die Geschwindigkeiten am Laufradeintritt mit dem *Index 1* und die Geschwindigkeiten am Laufradaustritt mit dem *Index 2* gekennzeichnet. Die drei Geschwindigkeitsvektoren  $\vec{u}$ ,  $\vec{c}$  und  $\vec{w}$  haben folgende Bedeutungen

### 1.2.1 Umfangsgeschwindigkeit $u$

Der Betrag der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  ergibt sich aus Radius  $r$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  bei der Umfangsgeschwindigkeit gibt es keine axiale Komponente und sie steht senkrecht auf dem Radius.

$$u = r \cdot \omega \quad \text{Gl:1}$$

### 1.2.2 Relativgeschwindigkeit $w$

Die Relativgeschwindigkeit  $w$  ist die Geschwindigkeit, mit der das Laufrad durchströmt wird. Es ist die Geschwindigkeit die ein Beobachter wahrnimmt der sich mit Winkelgeschwindigkeit des Laufrades umlaufend um die Drehachse des Laufrades bewegt. Die Richtung der Relativgeschwindigkeit  $w$  stimmt mehr oder minder genau mit der Schaufelrichtung und Schaufelkrümmung überein. Der Betrag ergibt sich aus den einfachen Kontinuitätsbeziehungen und entspricht der Normalgeschwindigkeit die senkrecht auf der durchströmten Fläche  $A_s$  (Schaufelkanal) steht. Die Relativgeschwindigkeit kann in die Umfangskomponente  $w_u$  und die Meridiankomponente  $w_m$  zerlegt werden.

$$w = Q / A_s \quad \text{Gl:2}$$

$$\vec{w} = \vec{w}_u + \vec{w}_m \quad \text{Gl:3}$$

### 1.2.3 Absolutgeschwindigkeit $c$

Die Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  ist die Geschwindigkeit, die ein außerhalb des Laufrades befindlicher Beobachter wahrnimmt. Sie besteht zum weiteren aus der Umfangskomponente  $\vec{c}_u$  und der Meridiankomponente  $\vec{c}_m$ .

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_m \quad \text{Gl:4}$$

Die Meridiankomponente berechnet sich aus der Kontinuitätsgleichung. Zur genauen Bestimmung wird die Fläche des Laufrades die sich aus dem Umfang des Laufrades und der Laufradbreite ergibt genommen.

$$c_m = \dot{V} / A_u \quad \text{Gl:5}$$

Die Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  ist die geometrische Summe (vektorielle) aus der Umfangs- und der Relativgeschwindigkeit.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad \text{Gl:6}$$

### 1.2.4 Winkel $\alpha$

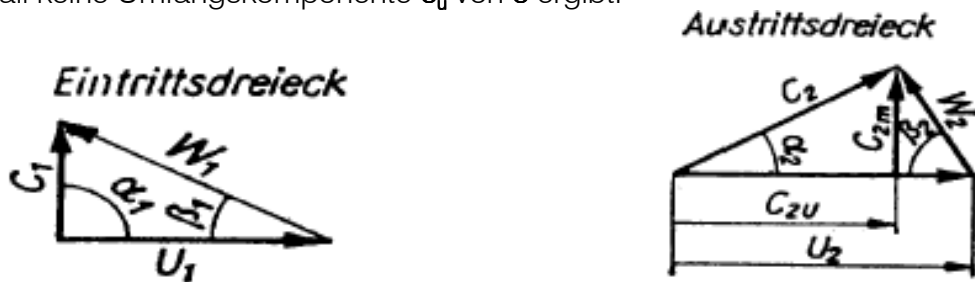
Der Winkel  $\alpha$  ist der Winkel der sich am Scheitelpunkt zwischen der Umfangsgeschwindigkeit und der Absolutgeschwindigkeit ergibt.

### 1.2.5 Winkel $\beta$

Der Winkel  $\beta$  ist der Winkel der sich am Scheitelpunkt von der **negativen** Umfangsgeschwindigkeit und der Relativgeschwindigkeit ergibt. Er wird auch als Schaufelwinkel bezeichnet da er der Kontur der Schaufelkante folgt.

### 1.2.6 Allgemeine Geschwindigkeitsdreiecke

In Bild 25 sind für ein radiales Laufrad die theoretischen Geschwindigkeitspläne dargestellt. Sie werden auch als das Ein- und Austrittsdreieck bezeichnet. Dabei gibt es den idealen Fall zu beachten dass der Winkel  $\alpha_1=90^\circ$  beträgt und sich in diesem Fall keine Umfangskomponente  $c_u$  von  $c$  ergibt.



mit  $c$  - absolute Geschwindigkeit der Strömung    Indizes: 1 - unmittelbar nach dem Eintritt in den Laufradkanal  
 $w$  - relative Geschwindigkeit der Strömung    2 - unmittelbar vor dem Austritt aus dem Laufradkanal  
 $u$  - Umfangsgeschwindigkeit     $m$  - Geschwindigkeit in der Meridianebene  
 $\alpha$  - Winkel zwischen  $u$  und  $c$      $u$  - Umfangskomponente der Geschwindigkeit  
 $\beta$  - Winkel zwischen  $w$  und der negativen Richtung von  $u$

Bild 3: Geschwindigkeitsdreiecke

### 1.2.7 Geschwindigkeitsplan

Aus den vorhergehenden Erläuterungen lassen sich die Geschwindigkeitspläne für ein beliebiges Laufrad herleiten. Dabei ist die Durchströmungsrichtung und die damit die Art der Strömungsmaschine von Bedeutung.

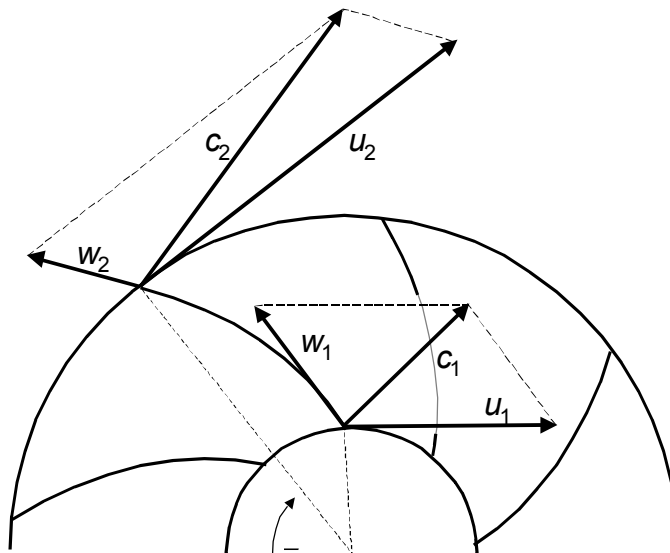


Bild 4: Geschwindigkeitsplan für ein Radiallaufrad

## 1.3 Hauptgleichung und Kenngrößen

### 1.3.1 Eulergleichung

Die Hauptgleichung der Strömungsmaschinen ist die *Euler* Gleichung. Diese Gleichung folgt aus der Anwendung des Impuls- oder auch des Drallsatzes auf Laufräder von Strömungsmaschinen.

$$Y = \frac{\Delta p_g}{\rho} = \frac{1}{2} \left( (c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2) \right) \quad \text{Gl:7}$$

Aus dieser Gleichung kann eine vereinfachte Form hergeleitet werden. Die *Euler* Gleichung in dieser zweiten Form für die Ermittlung der spezifischen Arbeit lautet:

$$Y = \frac{\Delta p_g}{\rho} = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad \text{Gl:8}$$

Die spezifische Arbeit  $Y$  ist von der Art des Fluids unabhängig und damit gelten Gl. 7 und Gl. 8 für Turbinen, Pumpen und Verdichter. Die spezifische Arbeit kann bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit durch eine Veränderung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt bzw. am Laufradaustritt (realisierbar durch Änderung der Schaufelgeometrie oder der Zuströmbedingungen) verändert werden. Des Weiteren wird diese Arbeit bei gleichen Verhältnissen der Komponenten durch Änderung der Umfangsgeschwindigkeit; also der Drehzahl beeinflusst.

Die *Euler* Gleichung gilt für:

- ein inkompressibles und reibungsfreies Fluid
- eine exakt schaufelkongruente Strömung
- die gleiche Form alle Stromfäden
- die Vernachlässigung des Einflusses der Schwerkraft
- eine stationäre Strömung.

### 1.3.2 Kennzahlen

Für das Vergleichen von Strömungsmaschinen werden weitere Kennzahlen definiert:

- Druckzahl  $\varphi$
- Durchflusszahl  $\Psi$
- Leistungszahl bei Arbeitsmaschinen und Kraftmaschinen  $\lambda$
- Laufzahl  $\sigma$
- Durchmesserzahl  $\delta$
- spezifische Drehzahl  $n_q$  (veraltet)
- spezifischer Durchmesser  $D_q$  (veraltet)

Die Laufzahl, die spezifische Drehzahl, die Durchmesserzahl und der spezifische Durchmesser beziehen sich auf die Optimalwerte der Strömungsmaschinen. Die optimalen Werte sind die dementsprechenden Werte die sich mit dem höchsten Wirkungsgrad ergeben.

#### - Druckzahl $\psi$

Die Druckzahl wird auch Energiedifferenzzahl bezeichnet und beschreibt das Verhältnis der spezifischen Stutzenarbeit zur Rotationsgeschwindigkeit am Austritt.

$$\psi = \frac{2Y}{u_2^2} \quad \text{Gl:9}$$

#### - Durchflusszahl $\varphi$

Die Durchflusszahl wird auch als Lieferzahl oder Volumenzahl bezeichnet und stellt den Zusammenhang zwischen der Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit dar.

$$\varphi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad \text{Gl:10}$$

#### - Laufzahl $\sigma$

Die Laufzahl stellt das Verhältnis von der Drehzahl, dem Volumenstrom und der spezifischen Arbeit dar. Dieses kann auch als Verhältnis von der Durchflusszahl und der Druckzahl verstanden werden.

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi} \quad \text{Gl:11}$$

#### - Leistungszahl $\lambda$

Die Leistung einer Strömungsmaschine ist proportional zum Massenstrom, zur spezifischen Arbeit und zum Wirkungsgrad. Die Leistung in Bezug auf den Wirkungsgrad wird bei den Kraftmaschinen und den Arbeitsmaschinen unterschiedlich berechnet. Diese Laufzahl ergibt sich nach:

$$\lambda_{KM} = \varphi \cdot \psi \cdot \eta \quad \text{Gl:12}$$

KM - Kraftmaschine

$$\lambda_{AM} = \frac{\psi \cdot \eta}{\varphi} \quad \text{Gl:13}$$

AM - Arbeitsmaschine

Mit diesen Kennzahlen können Eigenschaften der Beschaukelung von Strömungsmaschinen übersichtlich in so genannten *Euler* - Diagrammen dargestellt werden. Diese dienen als Hilfe bei der Auslegung der Beschaukelung.

### 1.3.3 Berechnung der Arbeit und der Leistungen

#### - spezifische Förderarbeit $Y$

Pumpenanlagen bestehen in der Regel aus einem saug- und einem druckseitigem Rohrleitungssystem mit entsprechendem Saug- bzw. Druckbehälter. Die in einem derartigen System an das Fördermedium übertragene Arbeit entspricht dem Zuwachs an Geschwindigkeitsenergie, dem Zuwachs an Druckenergie, der geodätischen Förderarbeit und der zum Ausgleich der Rohrleitungsverluste notwendigen Energie. Die daraus resultierende Gleichung für die spezifische Arbeit einer Pumpenanlage  $Y_A$  ist eine Form der Energiegleichung in Geschwindigkeitsform für inkompressible Fluide:

$$Y_A = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2} + \frac{p_a - p_e}{\rho} + g \cdot (z_a - z_e) + Y_{VS} + Y_{VD} \quad \text{Gl:14}$$

Index e bezogen auf den Eintrittsquerschnitt der Anlage

(Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter)

Index a bezogen auf den Austrittsquerschnitt der Anlage

(Flüssigkeitsspiegel im Druckbehälter)

z - geodätische Höhe

$Y_{VS}$  - Verluste in der Saugleitung

$Y_{VD}$  - Verluste in der Druckleitung

Wie auch bei der Erläuterung der Energiegleichung können in Gl.34 ein statischer und ein dynamischer Anteil unterschieden werden:

- statische spezifische Förderarbeit  $Y_{Ast}$

$$Y_{Ast} = \frac{p_a - p_e}{\rho} + g \cdot (z_a - z_e) \quad \text{Gl:15}$$

- dynamische spezifische Förderarbeit  $Y_{Ady}$

$$Y_{Ady} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2} + Y_{VS} + Y_{VD} \quad \text{Gl:16}$$

Betrachtet man nur die Pumpe, so entfallen die Verlustglieder  $Y_V$  und in der Regel tritt auch kein Höhenunterschied zwischen Saug- und Druckstutzen auf, so dass  $g \cdot (z_a - z_e) = 0$  gilt. Die Gleichung für die spezifische Förderarbeit der Pumpe  $Y_P$  lautet dann:

$$Y_P = \frac{w_D^2 - w_S^2}{2} + \frac{p_D - p_S}{\rho} \quad \text{Gl:17}$$

Index D - Druckseite (im Druckstutzen der Pumpe)

Index S - Saugseite (im Saugstutzen der Pumpe)

Dividiert man die spezifische Arbeit durch die Erdbeschleunigung g, so erhält man analog zur Energiegleichung in Höhenform, die so genannte Förderhöhe  $H$  der Pumpe:

$$H = \frac{Y_P}{g} \quad \text{Gl:18}$$

Als Saughöhe  $H_s$  wird der Abstand des Eintrittsquerschnittes der Pumpe zum tiefer gelegenen saugseitigen Flüssigkeitsspiegel bezeichnet.

#### - Kupplungsleistung $P_K$

In Bezug auf den Antrieb von Pumpen ist die Kupplungsleistung  $P_K$  von Bedeutung. Sie charakterisiert den Energieaufwand der die Pumpe antreibenden Maschine (in der



Regel ein E-Motor), d.h. sie ist die an der Pumpenwelle (Kupplung) aufgenommene mechanische Leistung. Die Kupplungsleistung kann aus dem gemessenen Drehmoment  $T$  und der zugehörigen Winkelgeschwindigkeit  $\omega$

$$P_K = T \cdot \omega \quad \text{Gl:19}$$

oder aus der Wirkleistung des E-Motors unter Berücksichtigung der Motorverluste (Antriebswirkungsgrad  $\eta_{el}$ ) und der evtl. zwischen Motor und Pumpe z.B. durch Getriebe oder hydraulische Kupplung auftretenden Übertragungsverluste (Übertragungswirkungsgrad  $\eta_U$ ) berechnet werden:

$$P_K = P_{el} \times \eta_{el} \times \eta_U \quad \text{Gl:20}$$

#### - Nutzleistung $P_N$

Auf Grund der verlustbehafteten Vorgänge der Energieübertragung ist die effektiv abgegebene Nutzleistung  $P_N$  immer kleiner als die an die Maschine übertragene Kupplungsleistung  $P_K$ .

$$P_N < P_K \quad \text{Gl:21}$$

Die Nutzleistung einer Pumpe  $P_M$  ergibt sich aus Massenstrom und spezifischer Förderarbeit:

$$P_N = \rho \cdot Y_p \cdot \dot{V} = \dot{m} \cdot \dot{V} \quad \text{Gl:22}$$

Die benötigte Leistung einer Pumpenanlage kann ebenso mit dem Wert der spezifischen Anlagenarbeit berechnet werden.

$$P_A = \rho \cdot Y_A \cdot \dot{V} \quad \text{Gl:23}$$

#### - Pumpenwirkungsgrad $\eta_p$

Bei der Strömung des Fördermediums durch die Pumpe entstehen zwischen Saug- und Druckstutzen Druckverluste. Diese werden durch Reibung, Wirbelbildung infolge von Richtungs- und Querschnittsänderungen, Spaltverluste durch die konstruktiv bedingten Spalten zwischen bewegten und festen Bauteilen hervorgerufen. Der Wirkungsgrad einer Pumpe  $\eta_p$  ergibt sich aus dem Quotienten von Nutzleistung  $P_N$  und Kupplungsleistung  $P_K$ :

$$\eta_p = \frac{P_N}{P_K} \quad \text{Gl:24}$$

Man kann jede Verlustart noch in speziellen einzelnen Wirkungsgraden (z.B. hydraulischer Wirkungsgrad) erfassen. Je nach Ausführung der Pumpe liegt der Pumpenwirkungsgrad  $\eta_p$  im Bereich  $0,3 < \eta_p < 0,9$ .

### 1.3.4 Drosselkennlinien

Als Drosselkennlinien wird der Zusammenhang der Förderarbeit zum geförderten Volumenstrom betrachtet. Bei dieser Darstellung bietet es sich an die Drehzahl der Strömungsmaschine als Kriterium zu betrachten. Der funktionale Zusammenhang lässt sich wie folgt darstellen.

$$Y_p = f(\dot{V}) \text{ oder } H = f(\dot{V})$$

Gl:25

Die Kurven werden auch als Drosselkurven (oder -kennlinien) bezeichnet, da die verschiedenen Volumenströme im Allgemeinen durch Drosselung mit entsprechenden Armaturen eingestellt werden.

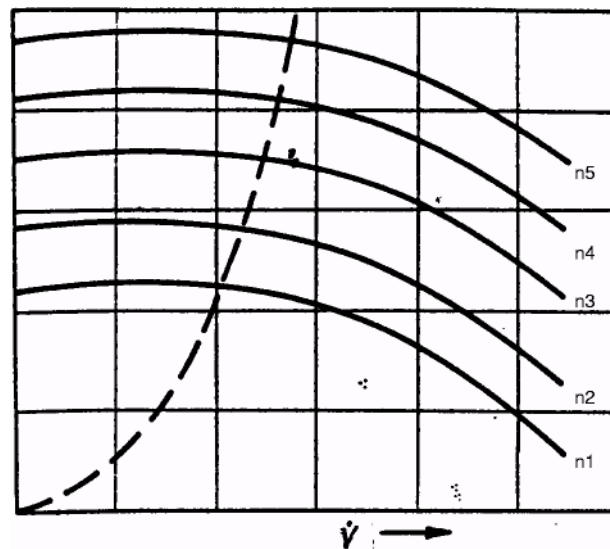


Bild 5: Drosselkennlinien für Strömungsmaschinen

Die Anlagenkennlinie beschreibt den Leistungsbedarf der Anlage. Aus diesem Zusammenhang kann für jede Kombination einer Strömungsmaschine mit einer Anlage ein Betriebspunkt gesucht werden der dem optimalen Wirkungsgrad sehr nahe kommt.

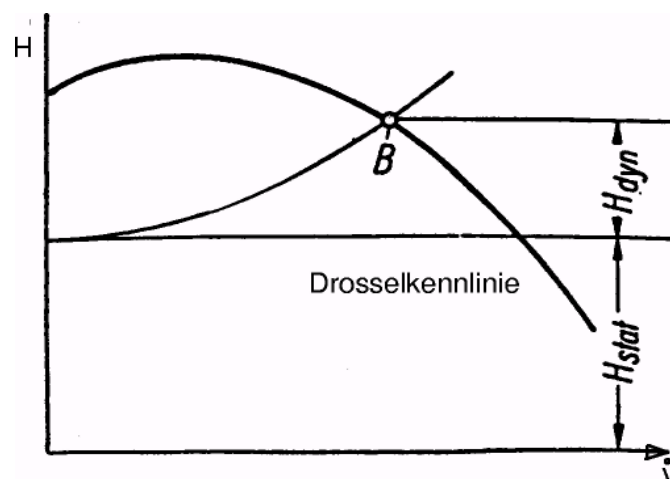


Bild 6: Betriebspunkt einer Anlage