

Dampfturbinen

*Lehrstuhl Strömungsmaschinen
Universität Rostock*

1. Einführung
2. Energieumwandlung in einer Dampfturbine
3. Gleichdruck-Dampfturbine
4. Überdruck-Dampfturbine
5. Verluste in den Stufen
6. Regelung von Dampfturbinen

Sigloch, H. „Strömungsmaschinen“

Dietzel, F. „Dampfturbinen“

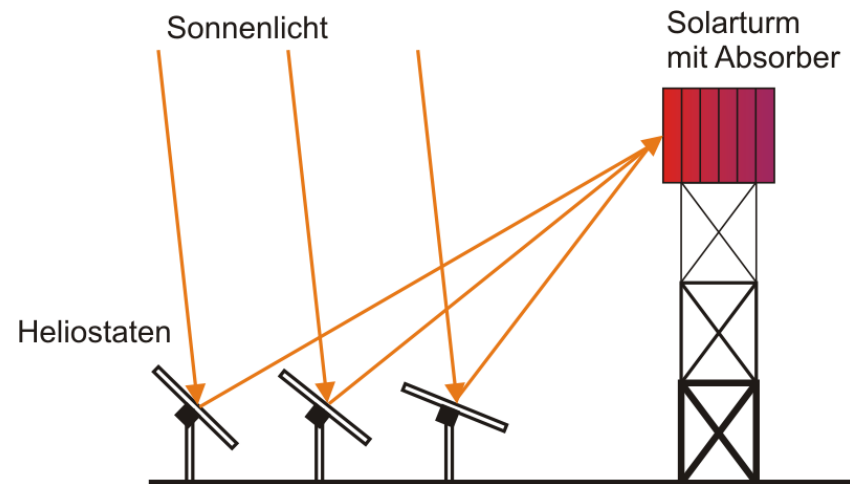
Lindner, E. „Lehrbriefe SM“

Bohl, W. „Strömungsmaschinen“

Traupel, W. „Thermische Turbomaschinen“

Welche Bedeutung haben Dampfturbinen heute?

- 65 % der Stromerzeugung in Deutschland stammt aus Dampfkraftanlagen (2016)
- Primärenergieträger:
 - Kohle
 - Kernbrennstoffe
 - Erdöl
 - Erdgas
 - Biomasse
 - Solarenergie



Funktionsprinzip Sonnenwärmekraftwerk

[Bildquelle: Wikipedia]

- Anwendungsbereiche für Dampfturbinen:
 - Stromerzeugung
 - Antrieb von Verdichtern und Pumpen großer Leistung (> 1 MW)
 - atomgetriebene Schiffe
 - GuD-Anlagen

bedeutende Dampfturbinenhersteller:

- **General Electric** (USA, 11000 Mitarbeiter in DE)
- **Siemens Sector Energy**
- **Bharat Heavy Electricals**
- **Mitsubishi Hitachi Power Systems Europe GmbH** (1450 Mitarbeiter 2017)
- **MAN Diesel & Turbo SE** (Deutschland, 15000 Mitarbeiter, 2,8 Mrd. € Umsatz 2017)
- **Mitsubishi Heavy Industries**
- **M+M Turbinen-Technik GmbH**

Historische Entwicklung

1. Einführung

1.1 Historische Entwicklung

301 v. Chr. Dampfkanone von
Archimedes

100 n. Chr. Heronsball von
Heron von Alexandria



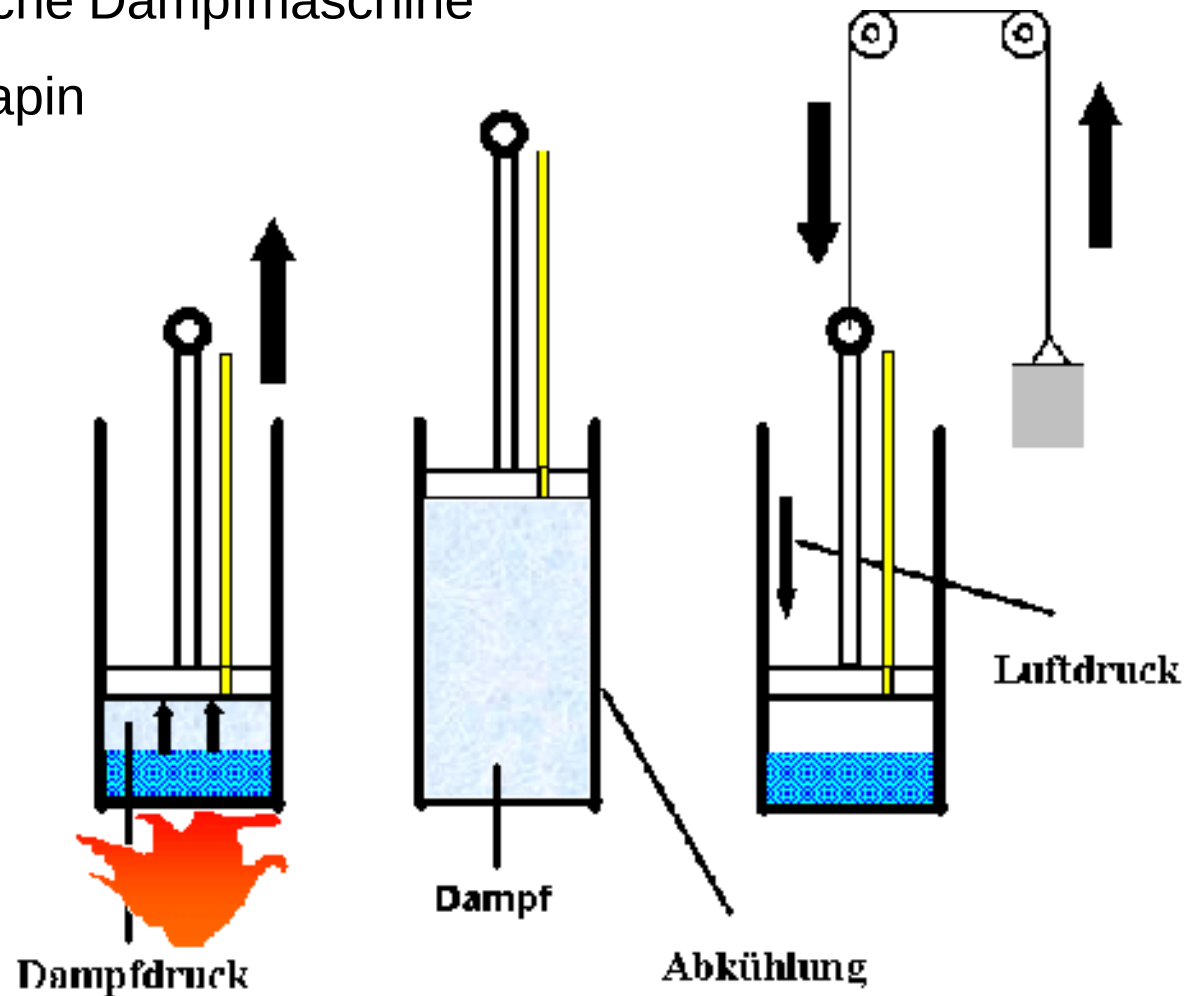
Aeolipile (Heron's ball), Heron von
Alexandria, Antike

Bildquellen: Wikipedia

1. Einführung

1.1 Historische Entwicklung

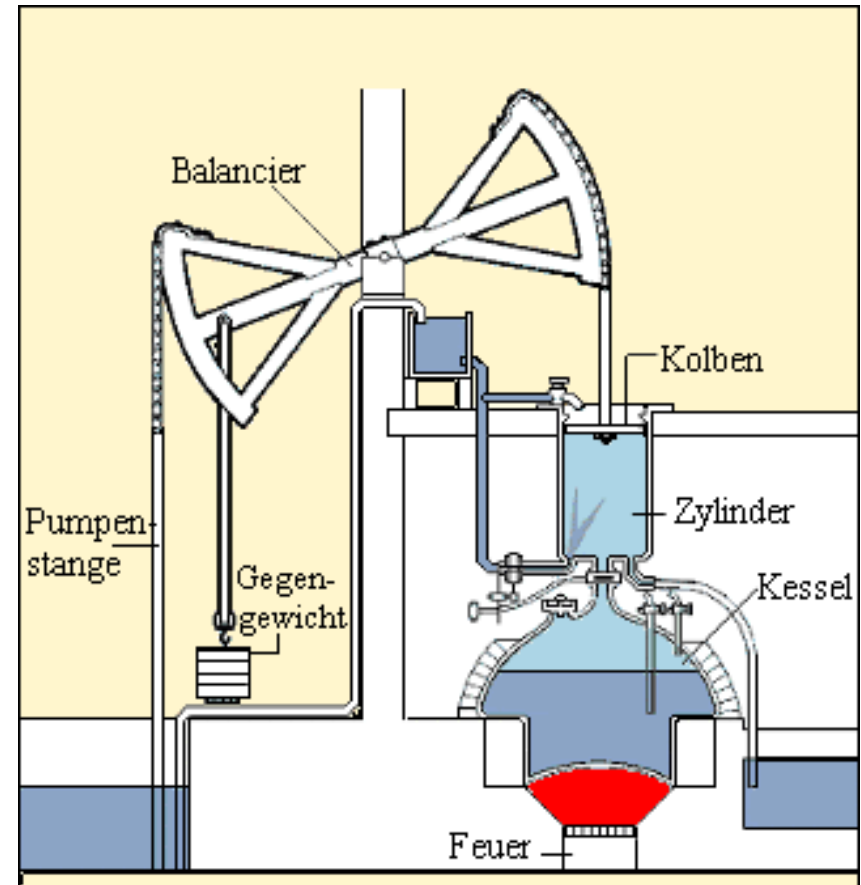
1690 atmosphärische Dampfmaschine
von Denis Papin



1. Einführung

1.1 Historische Entwicklung

- 1712 Dampfmaschine von Newcomen
- 1769 Verbesserung der Dampfmaschine von Newcomen durch James Watt
- 1781 Weiterentwicklung der Dampfmaschine durch J. Watt

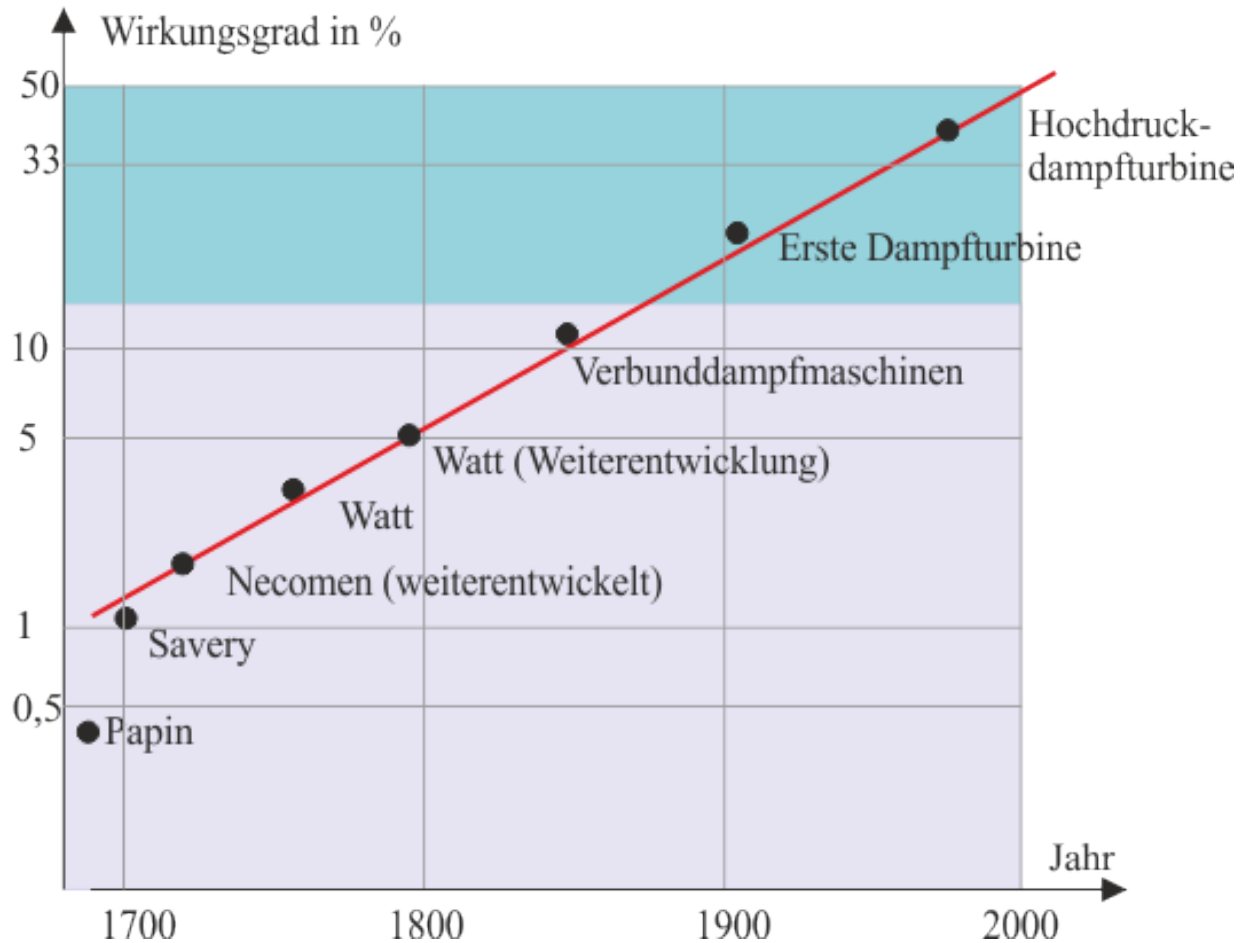


Dampfmaschine von Newcomen, 1712

Bildquellen: <http://www.leifiphysik.de>

erste einsetzbare Dampfturbinen:

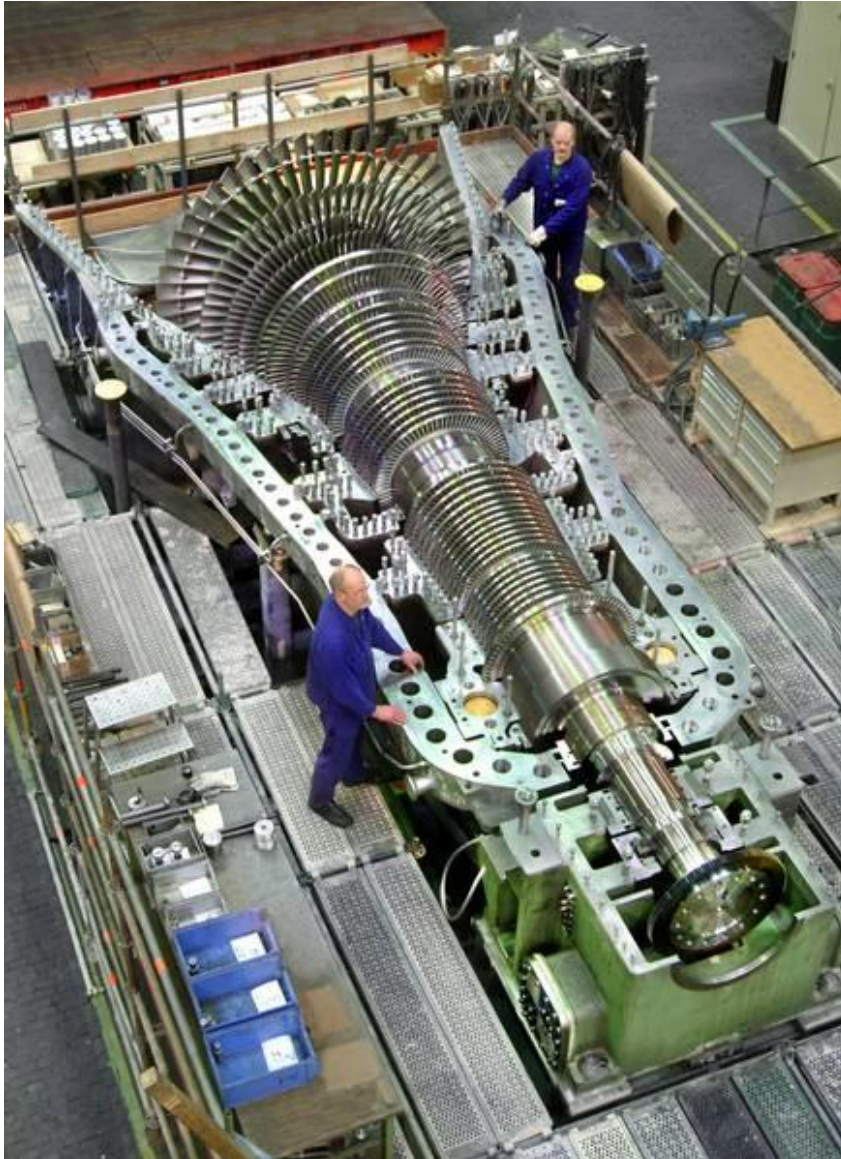
- 1883 entwickelte Carl Gustav Patrik de Laval eine Dampfturbine, die nach dem Aktionsprinzip arbeitet
- 1884 entwickelte Charles Parsons eine Dampfturbine, die das Reaktionsprinzip nutzt



1. Einführung

1.1 Historische Entwicklung

moderne
Dampfturbinen



Parsons-Turbine (MAN)

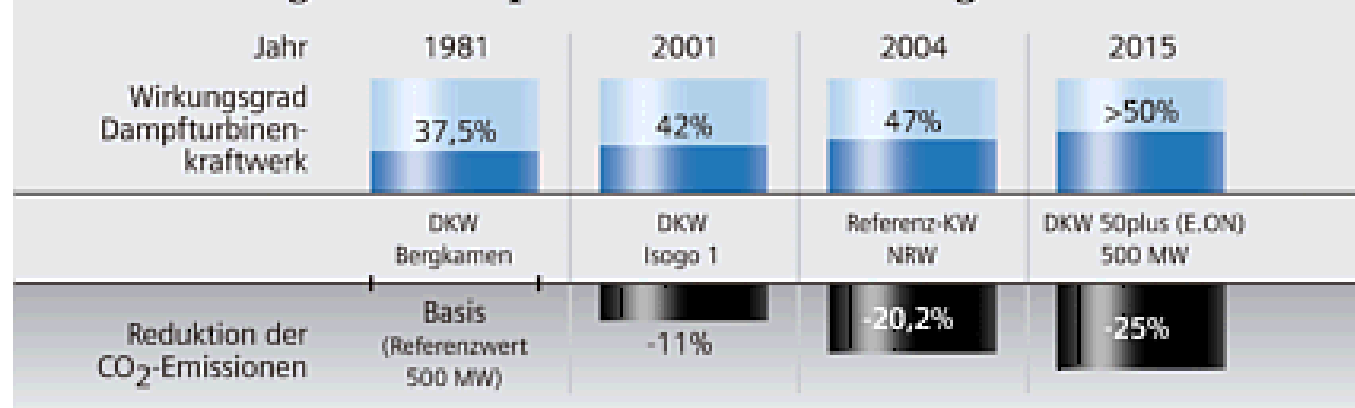
Bildquellen: Sigloch, Strömungsmaschinen

1. Einführung

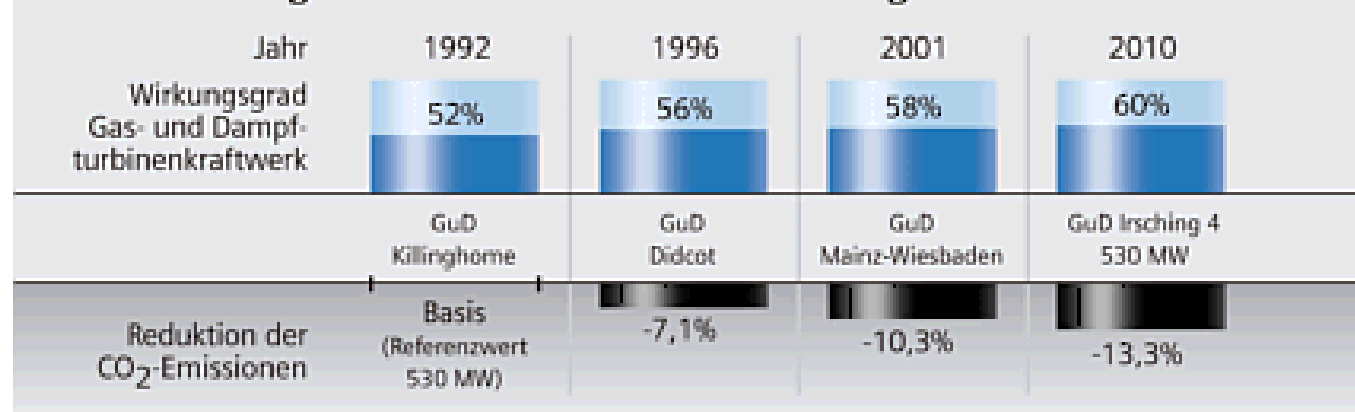
1.1 Historische Entwicklung

moderne Dampfturbinen

Entwicklung der Dampfturbinen-Technologie



Entwicklung der Gasturbinen-Technologie



Bildquellen: Siemens

1. Einführung

1.1 Historische Entwicklung

Beispiel: Steinkohlekraftwerk in Lünen - Stummhafen

Baujahr: 2013

Turbinenhersteller: Siemens

elektr. Leistung: 750 MW

elektr. Wirkungsgrad: 46 %

Dampfparameter:

Druck: 270 bar

Temperatur: 597 °C

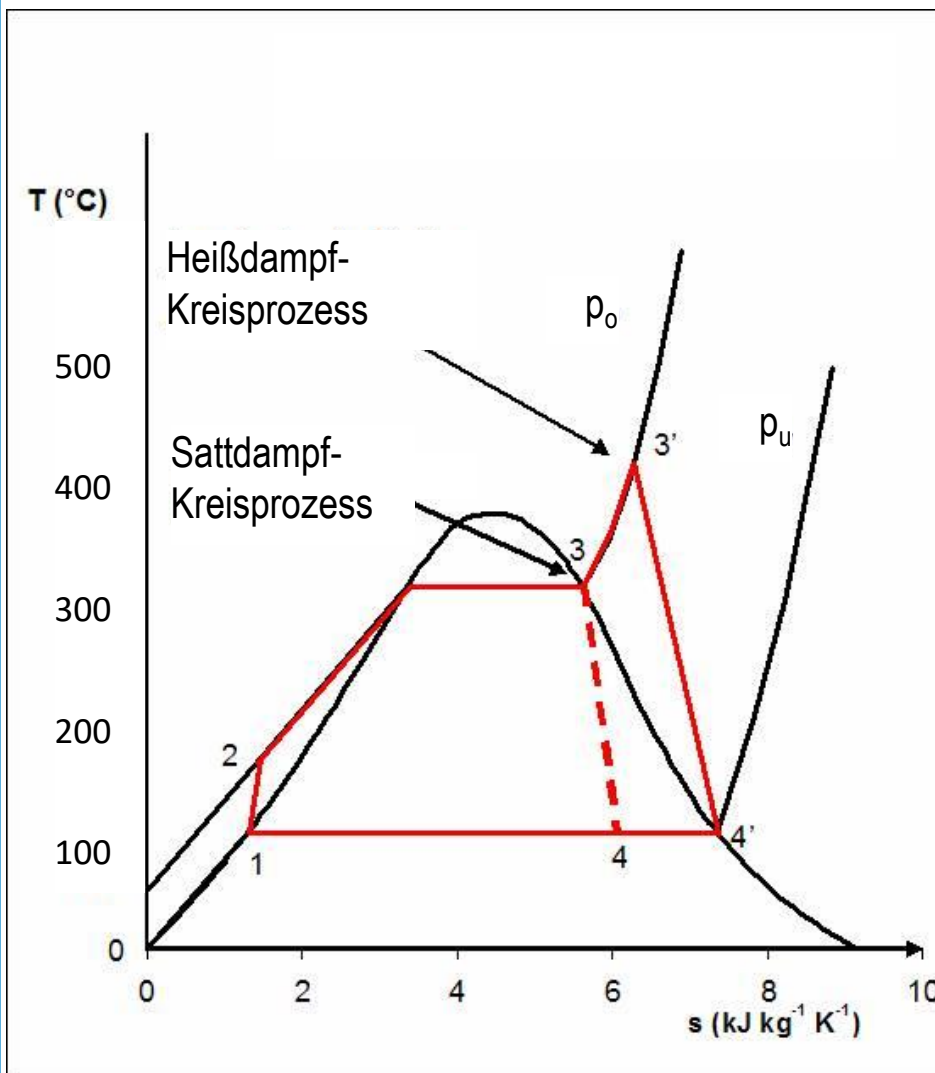


Bildquellen: Siemens

Neue Kraftwerke mit Wirkungsgraden $> 50\%$ benötigen Temperaturen von ca. 720 °C und Drücke von 350 bar !

1. Einführung

1.2 Dampfkraftprozess nach Clausius-Rankine



1→2: Druckerhöhung in
Speisewasserpumpe

2→3: Wärmezufuhr im Verdampfer

3→3': Überhitzung im Überhitzer

3, 3'→4: Expansion in Turbine

4', 4 →1: Wärmeabfuhr im
Kondensator

kritischer Punkt von Wasser:

$$T=374,12\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p=221,2\text{ bar}$$

Wirkungsweise:

- Gleichdruck-DT, Überdruck-DT

Beaufschlagung:

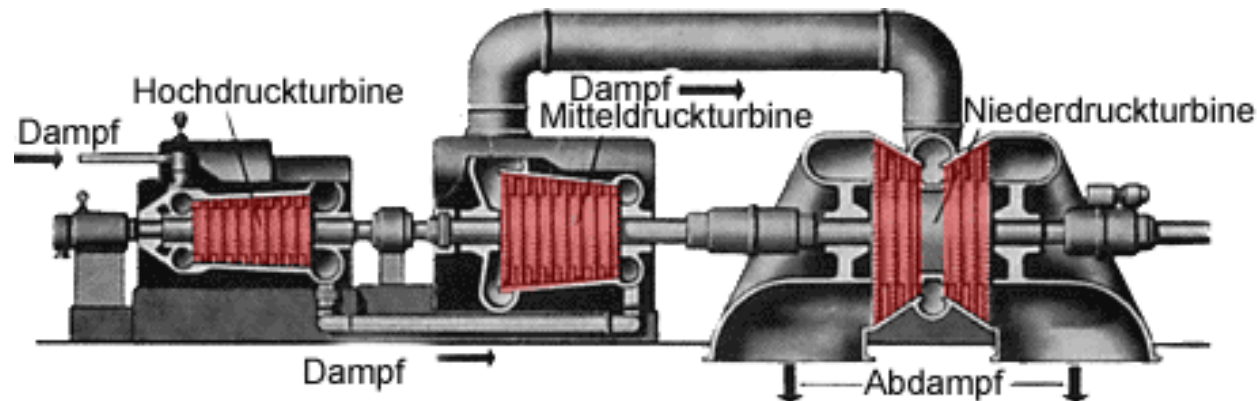
- Teilbeaufschlagung
 - für kleine Leistungen
 - für Regelzwecke
- Vollbeaufschlagung

Bauart:

- Axial- und (Radial)-DT

Gehäusezahl:

- Eingehäuse-DT für kleine Dampfturbinen
- Mehrgehäuse-DT für große Dampfturbinen



Antriebsart:

- Direktantrieb → Kraftwerk
- Getriebeantrieb → Industrie- und Schiffs-DT

Grafik: Gekoppelte Dampfturbine. Quelle: Helmut Hütten, "Motoren", Motorbuchverlag Stuttgart, S.379

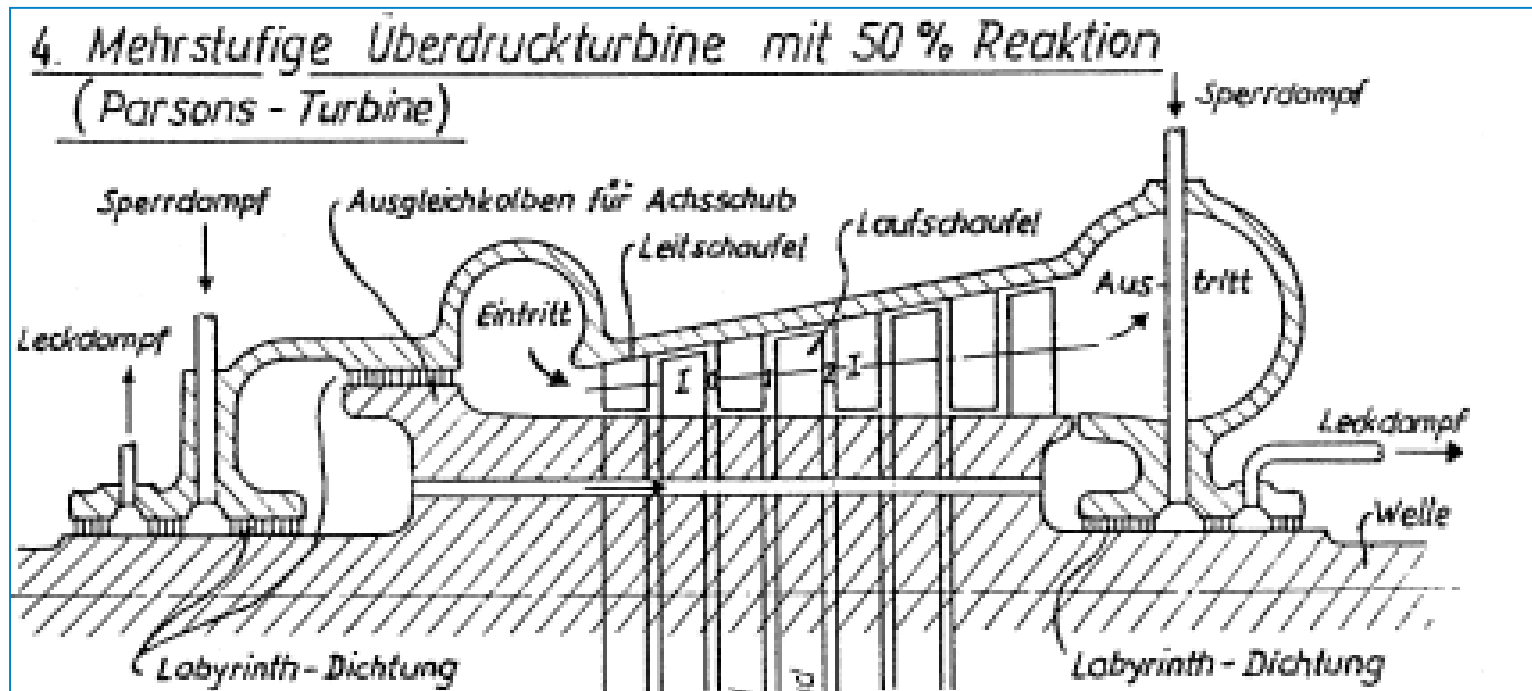
Dampfdruck

- Kondensations-, und Gegendruck-DT
- Entnahme- und Abdampfturbinen
 - Kraftwerk → Entnahme-Kondensations-DT
 - Industrie → Gegendruck- oder Entnahme-DT
 - Abdampfturbinen (bei Gefälle zw. Abdampf- und Kondensatordruck)

Verwendung:

- Kraftwerke (Elektrizitätserzeugung)
- Industrie (Elektrizitätserzeugung)
- Schiffe (Antrieb oder Elektrizitätserzeugung + Antrieb über E-Motor)
- Hilfs-DT (Antrieb von Pumpen, Verdichtern usw.)

Aufbau einer Dampfturbine am Beispiel der Parsons-Turbine



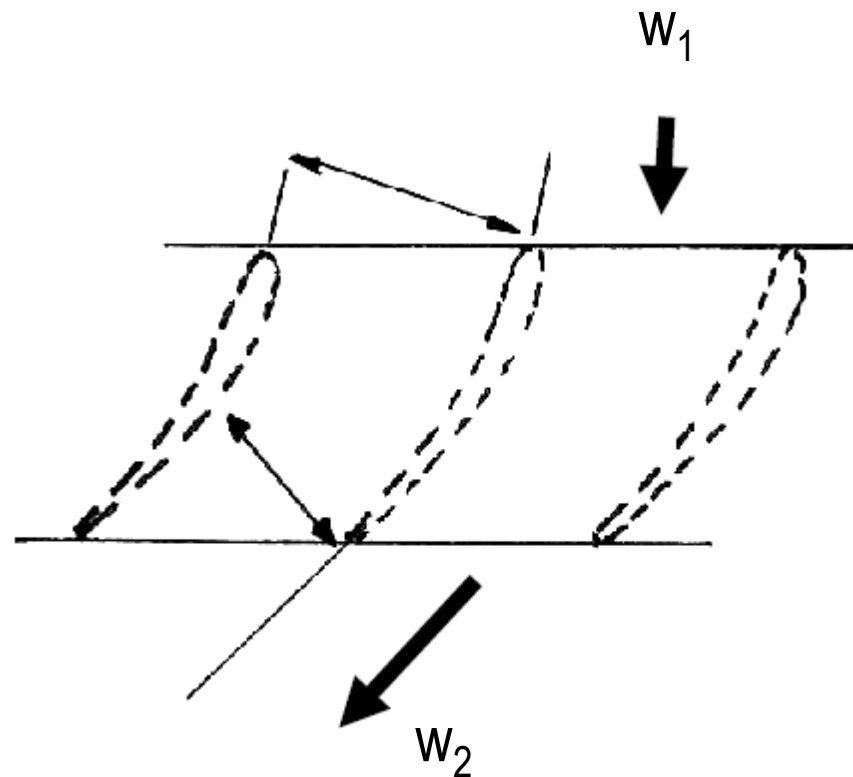
weitere Bauteile:

- Einlassventil mit Schnellschluss
- Regelventile (Ringkanal mit Düsendruppen)
- Turbinengehäuse
- Wellenlager
- Ölbehälter und Hilfspumpe
- Dichtungen

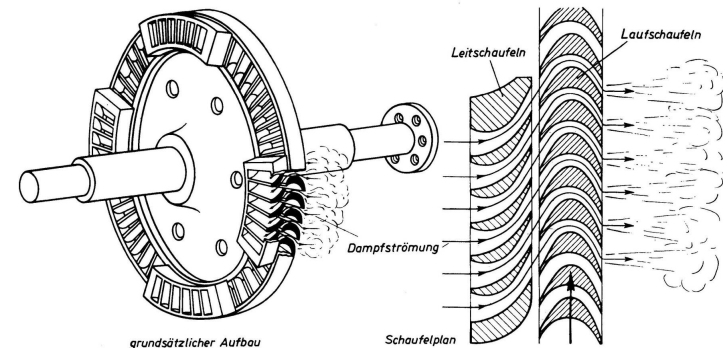
In Turbinen wird die Relativbewegung des Fluids

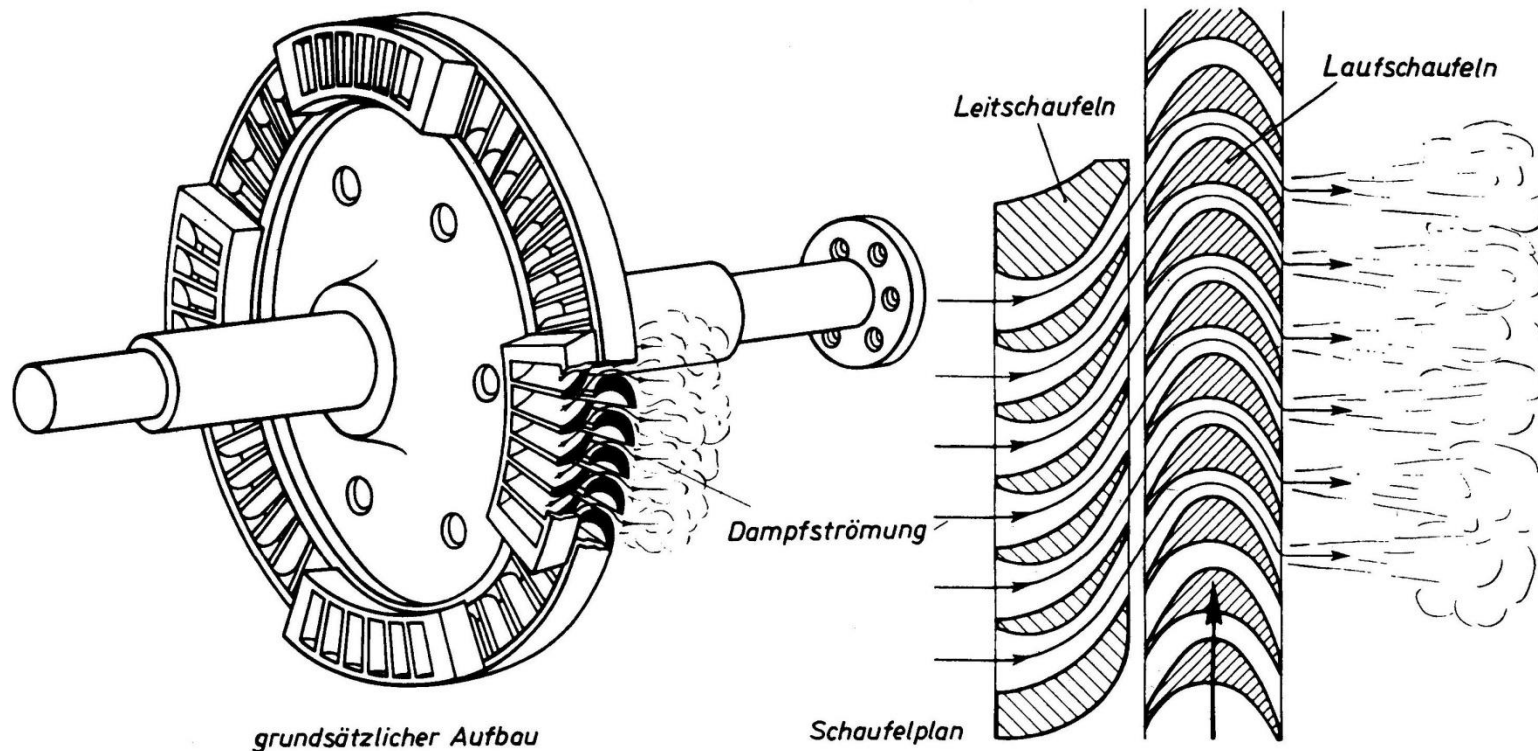
- beschleunigt (→ Beschleunigungsgitter)
- oder stark umgelenkt.

Beschleunigungsgitter:

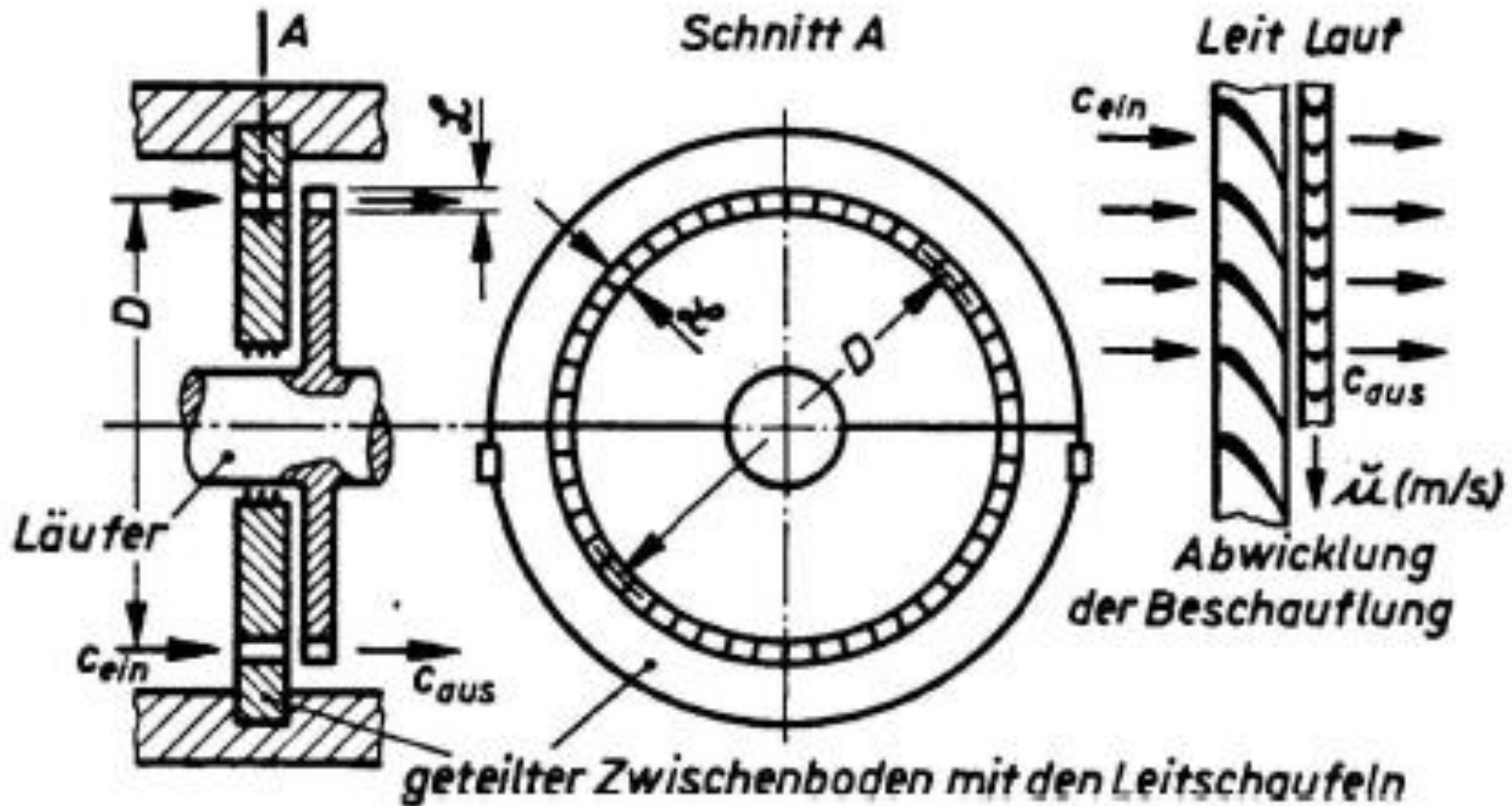


- Frischdampf aus Dampferzeuger wird in abgewinkelte, düsenförmige Leiteinrichtung geführt
 - Entspannung des Dampfes
 - Umwandlung eines Teils der Dampfenenthalpie in kinetische Energie
 - Dampfführung auf Laufschaufel
- Umlenkung des Dampfes in gekrümmten Laufschaufeln
 - unterschiedliche Prinzipien: Gleichdruck-, Überdruckverfahren
 - Umwandlung kinetische Energie des Dampfes in Umfangsarbeit → Kraftwirkung auf Schaufel → Drehmoment





Wirkungsweise einer Dampfturbine (teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe)



durchströmter Querschnitt:

$$A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \varepsilon$$

ε ...Beaufschlagungsgrad

Leistung:

$$P = \Delta h_{is} \cdot \dot{m} \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

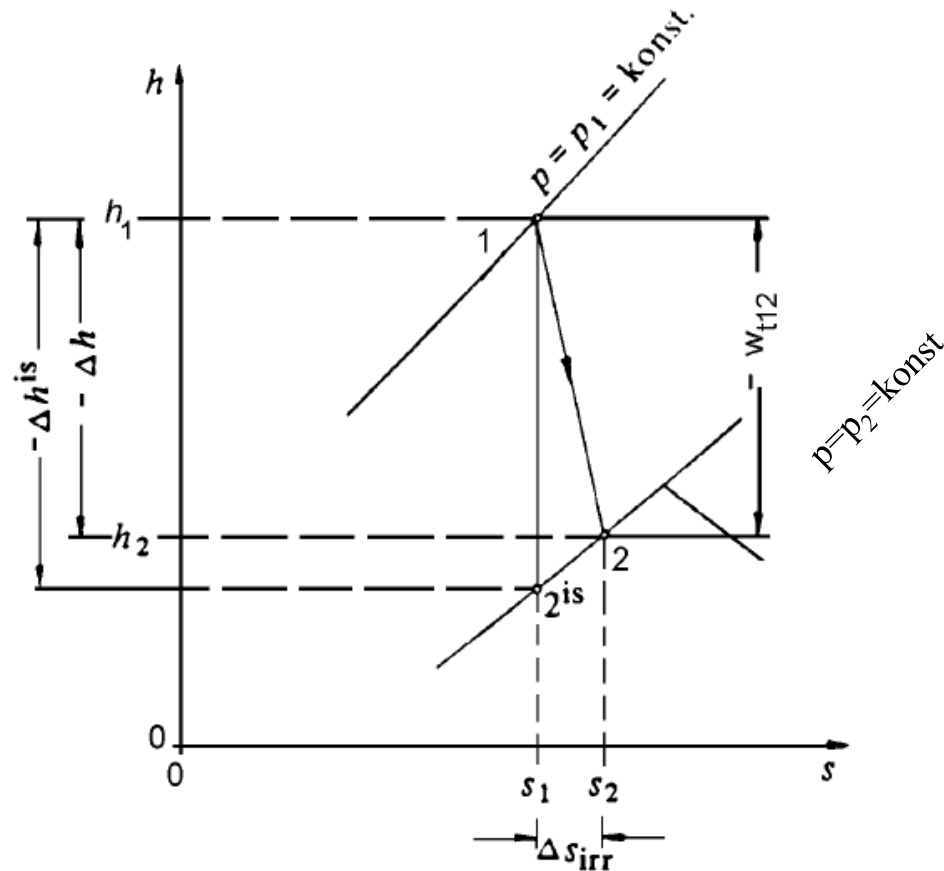
Δh_{is} ... isentropes Enthalpiegefälle

$\dot{m}$... Dampfmassenstrom durch Turbine

η_i ... innerer Turbinenwirkungsgrad

η_m ... mechanischer Wirkungsgrad (Turbine + Getriebe)

$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$... effektiver Wirkungsgrad



Totale Enthalpiedifferenz:

$$\Delta h_{tot,12} = w_{t12} = \Delta h_{12} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

T2

Expansionsströmung in einer Düse (Leitrad) →
Dampfgeschwindigkeit bei isentroper Expansion:

$$c_{aus} = \sqrt{2 \cdot (h_{ein} - h_{aus}) + c_{ein}^2}$$

Im h-s-Diagramm für Wasserdampf wird h in kJ/kg gemessen →

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot 1000 J / kJ \cdot (h_1 - h_2) kJ / kg + c_1^2}$$

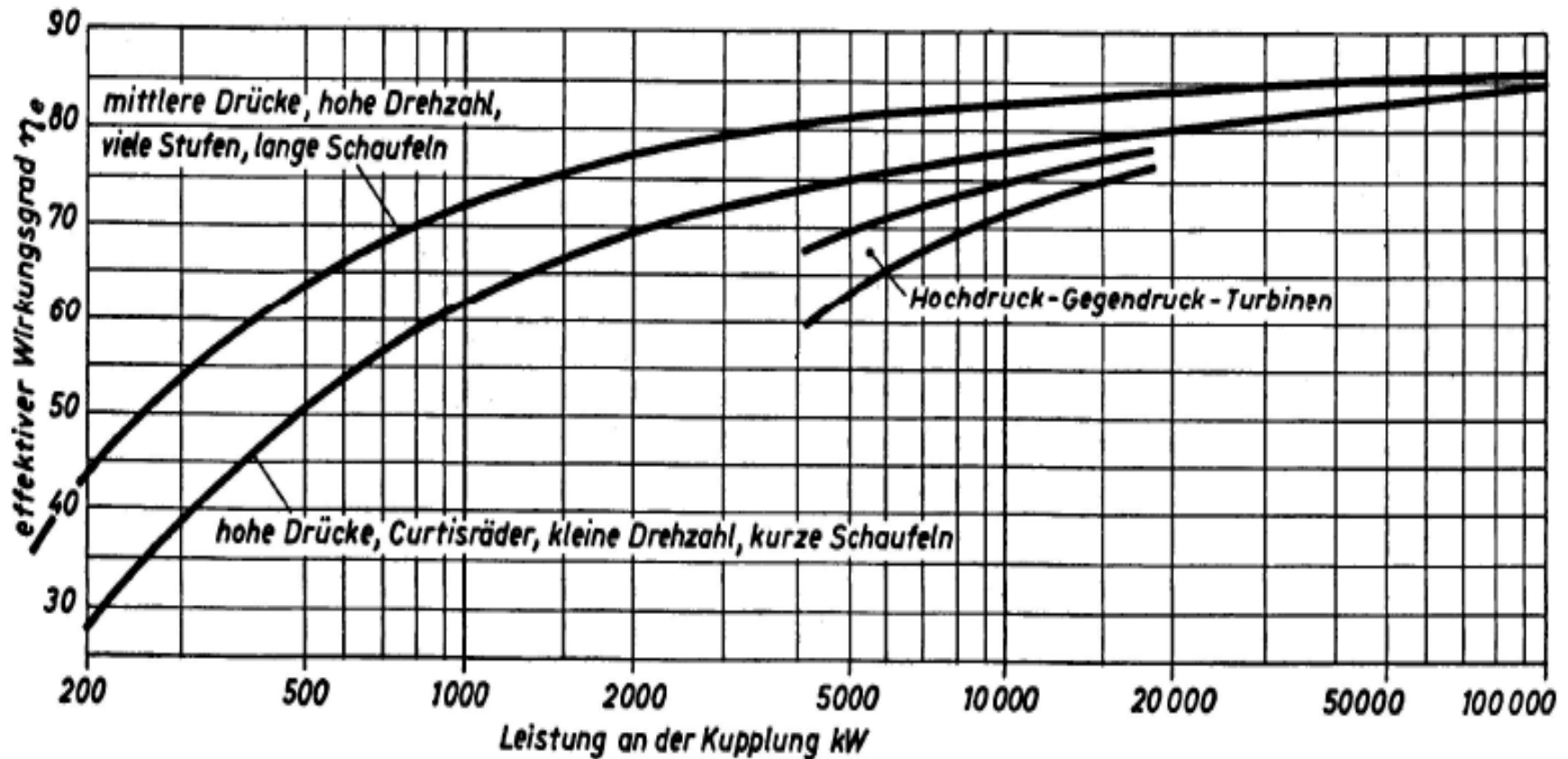
$$c_2 = 44,72 \cdot \sqrt{h_1 - h_2 + \underbrace{c_1^2 / 2000}_{\text{mit } c \approx 100 \text{ m/s vernachlässigbar}}}$$

c in m/s, h in kJ/kg

Stufengefälle-
Geschwindigkeit: $c_{th} = 44,72 \cdot \sqrt{h_1 - h_2}$

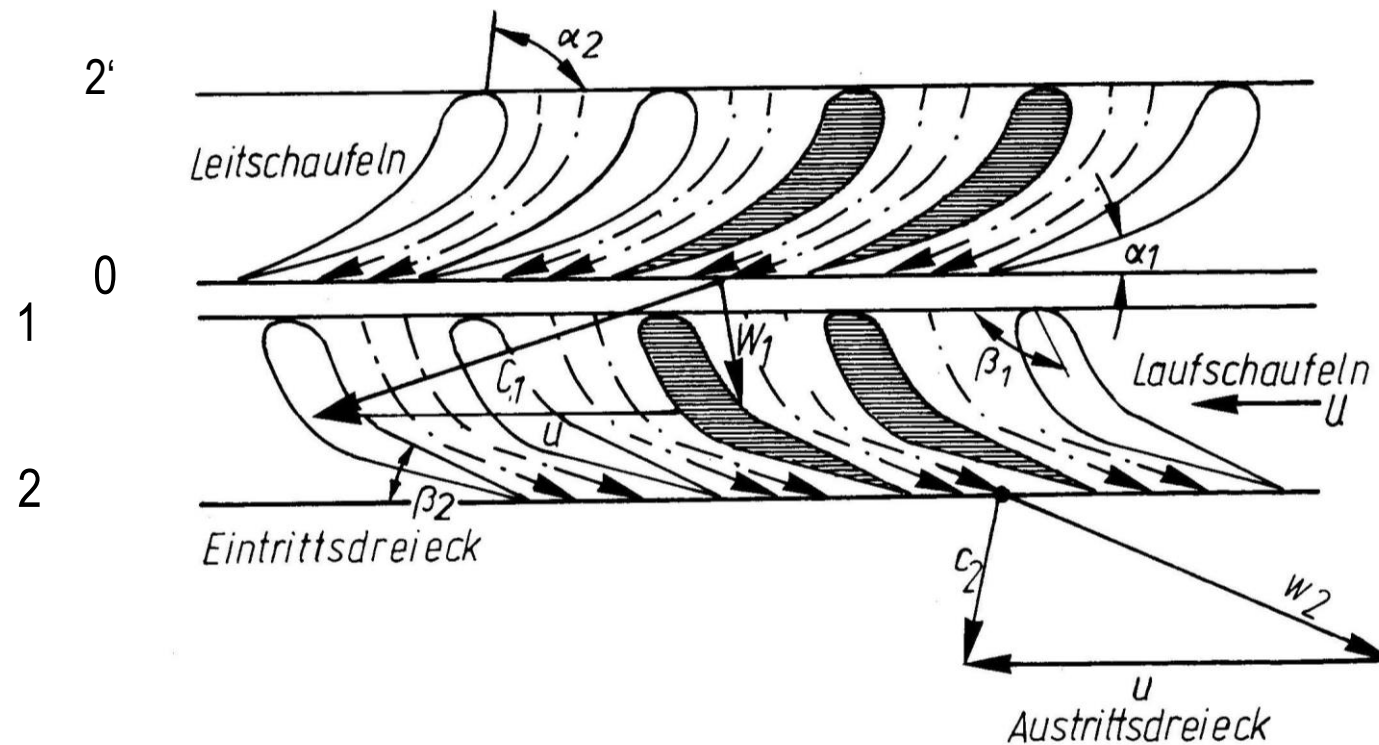
T3

Wirkungsgrade:



2. Energieumwandlung in einer Dampfturbine (in einer Stufe)

2.1 Geschwindigkeitspläne



Anzustreben ist eine möglichst kleine Austrittsgeschwindigkeit c_2 , die außerdem möglichst senkrecht zu u gerichtet sein soll (drallfreie Abströmung). Die Energie von c_2 leistet keine Arbeit in der Stufe. Sie kann als Zulaufgeschwindigkeit zur nächsten Leitschaufelreihe genutzt werden. Stets ist ihre Energie in einer letzten Stufe verloren.

Eulersche Turbinenhauptgleichung:

$$\Delta h_{Le} + \Delta h_{La} + \frac{c_{Le, \text{ein}}^2 - c_{La, \text{aus}}^2}{2} = u_{La \text{ ein}} \cdot c_{u, La \text{ ein}} - u_{La \text{ aus}} \cdot c_{u, La \text{ aus}}$$

$$\Delta h_{Le} = \frac{1}{2} (c_{Le \text{ aus}}^2 - c_{Le \text{ ein}}^2)$$

$$\Delta h_{La} = \frac{1}{2} (w_{La \text{ aus}}^2 - w_{La \text{ ein}}^2 + u_{La \text{ ein}}^2 - u_{La \text{ aus}}^2)$$

Umfangskraft Axialturbine:

$$F_u = \dot{m} \cdot (\vec{w}_{1u} - \vec{w}_{2u}) = \dot{m} \cdot (\vec{c}_{1u} - \vec{c}_{2u})$$

Kraft, welche der strömende Dampf auf die Laufschaufeln ausübt.

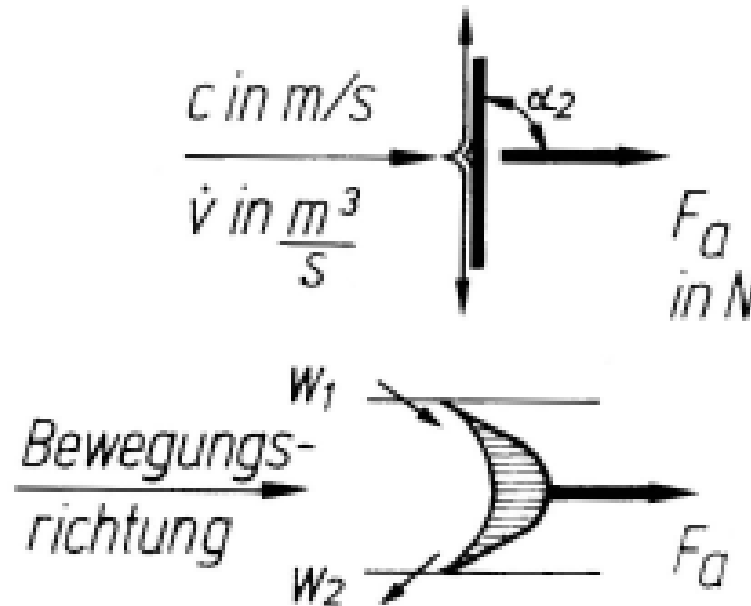
Je größer die Umlenkung der Strömung innerhalb der Laufschaufeln, umso größer die treibende Kraft.

Leistung am Radumfang Axialturbine:

$$P_u = F_u u = \dot{m} u (\vec{w}_{1u} - \vec{w}_{2u}) = \dot{m} u (\vec{c}_{1u} - \vec{c}_{2u})$$

Leistung, die vom strömenden Dampf an die Welle abgegeben wird.

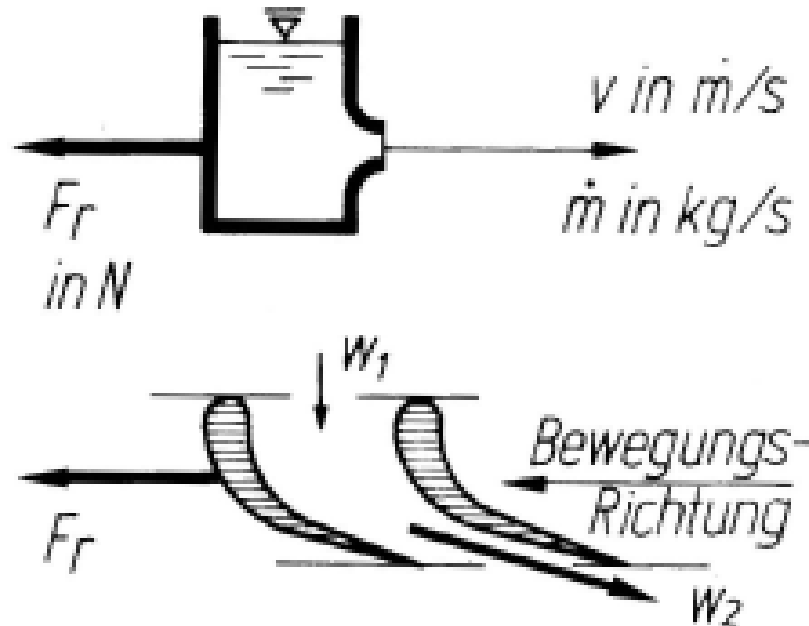
Aktionskraft:



Aktions- oder Stoßdruckkraft:

- auf die Wand treffende Flüssigkeitsstrahl übt eine Aktions- oder Stoßkraft aus
- nur Ablenkung bzw. Umlenkung des Fluidstroms $\rightarrow$ Entzug kinetischer Energie
- $w_2 = w_1$

Reaktionskraft:



Reaktions- oder Rückstoßkraft:

- Erhöhung der Relativgeschwindigkeit infolge weiteren Druckabbaus im Laufrad → Rückstoßwirkung beim Austritt aus Laufrad
- $W_2 > W_1$

2.4 Reaktionsgrad

Je mehr vom Stufengefälle in den Laufschaufeln verarbeitet wird, umso größer ist der Reaktionsgrad der Stufe:

$$r = \frac{\Delta h_{\text{Laufgrad}}}{\Delta h_{\text{Stufe}}} = \frac{\Delta h_{La}}{\Delta h_{Le} + \Delta h_{La}}$$

hier statische Enthalpien

$$\Delta h_{Le} = \Delta h_{Stufe} - \Delta h_{La} = \Delta h_{Stufe} - r \cdot \Delta h_{Stufe} = \Delta h_{Stufe} \cdot (1 - r)$$

Auslegungsmöglichkeiten:

$r=0$: 0% des Stufengefälles im Laufrad
 100% des Stufengefälles im Leitrad

$r=0,8$: 80% des Stufengefälles im Laufrad
 20% des Stufengefälles im Leitrad

$0 < r < 0,8$

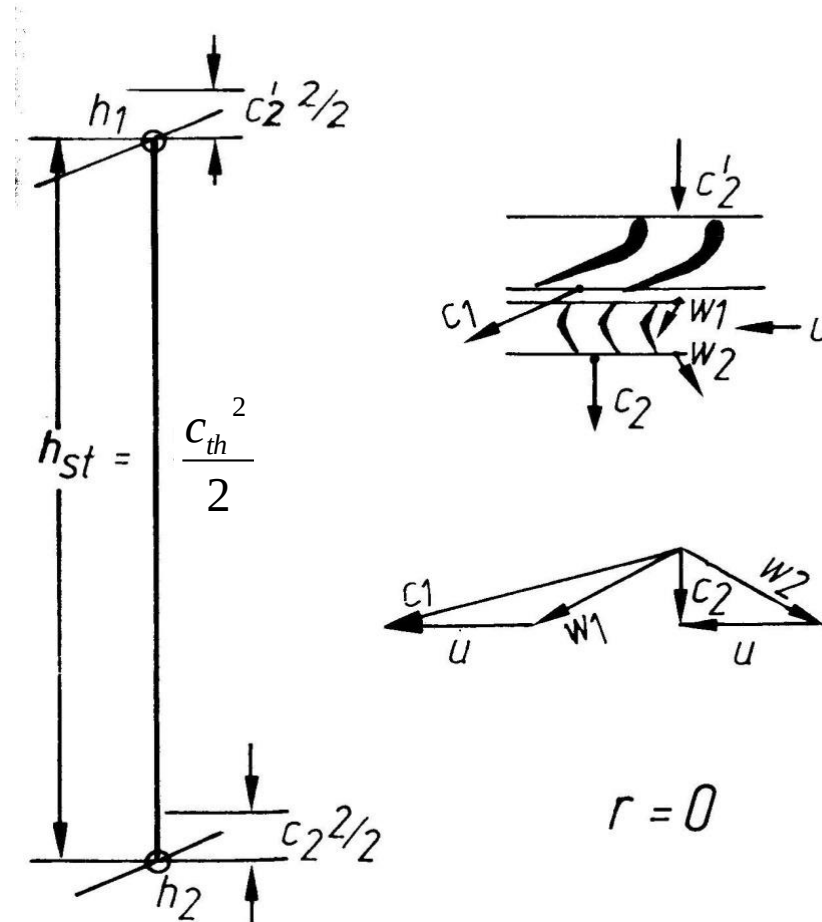
Gleichdruckstufe:

Stufengefälle-Geschw.

$$c_{th} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{Stufe}}$$

Leitschaufel-Austritts-
geschwindigkeit:

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} + c_2'^2}$$



T4

Überdruckstufe:

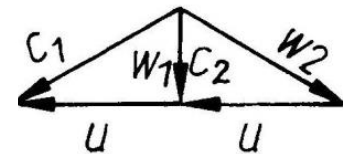
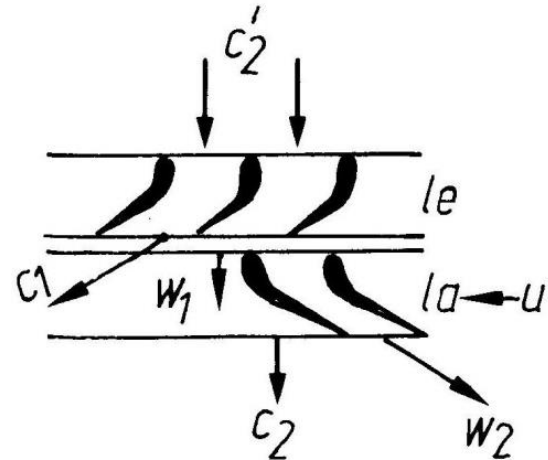
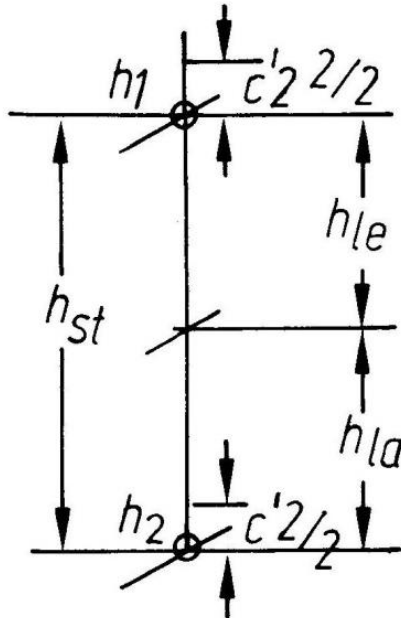
Leitschaufelaustritts-
geschwindigkeit:

$$\frac{c_0^2}{2} = h_{st} \cdot (1 - r) + \frac{c'_{2/2}{}^2}{2}$$

$$c_0^2 = 2 \cdot [h_{st} \cdot (1 - r) + c'_{2/2}{}^2 / 2]$$

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} \cdot (1 - r) + c'_{2/2}{}^2} = \text{Leitschaufel-Austritt}$$

$$r = 0,5$$



Überdruckstufe:

Laufschaufelgefälle: $\Delta h_{La} = \Delta h_{Stufe} - \Delta h_{Le}$

Zunahme der relativen Geschwindigkeit in einer axialen Laufschaufel:

$$\begin{aligned} h_{la} &= (w_2^2 - w_1^2)/2 \text{ oder} \\ w_2^2/2 &= h_{la} + w_1^2/2 \\ w_2 &= \sqrt{2 \cdot h_{la} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot r \cdot h_{st} + w_1^2} \end{aligned}$$

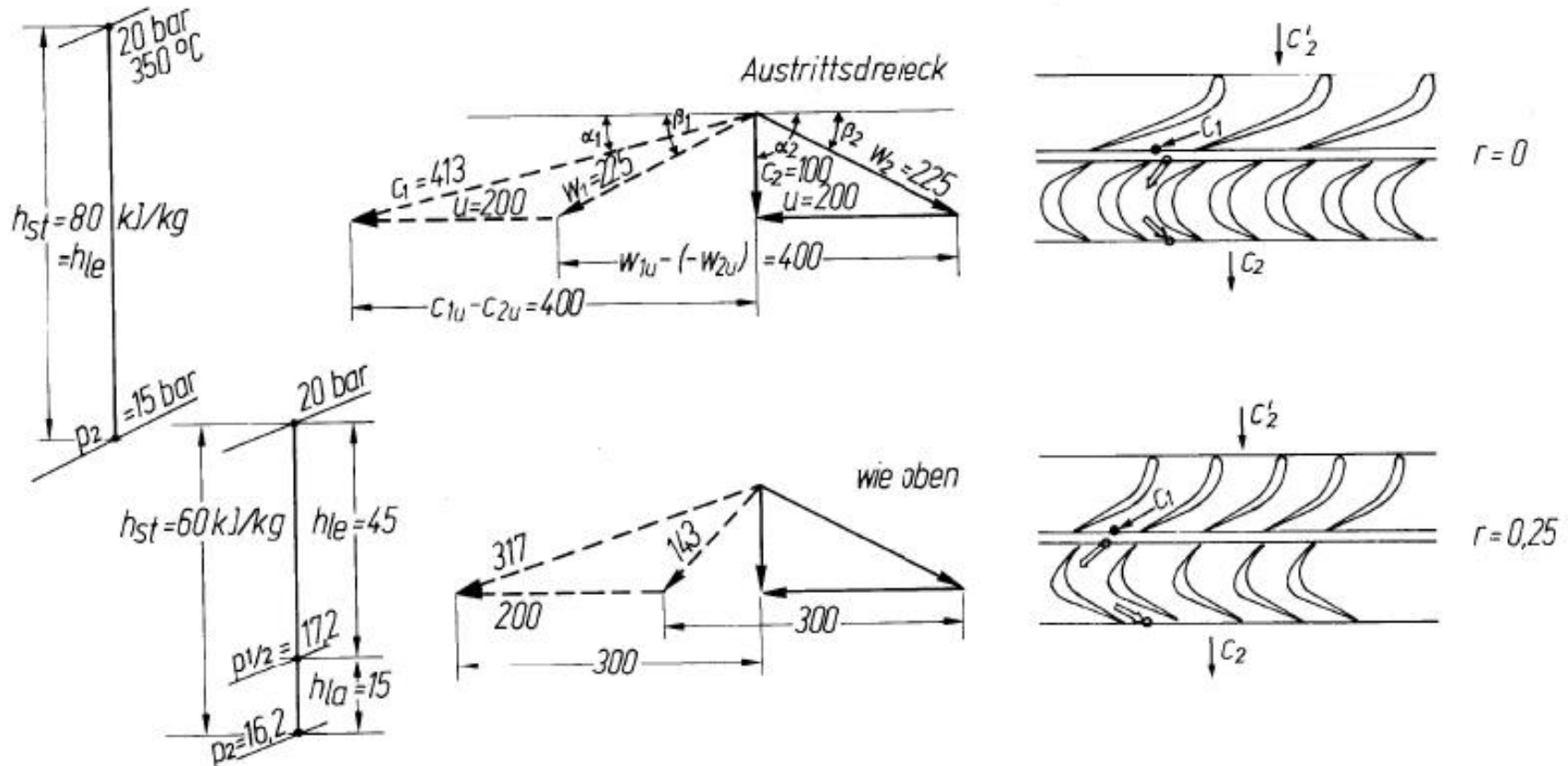
Auch hier sind praktisch noch Strömungsverluste zu berücksichtigen, sodass w_2 etwas kleiner wird.

Abhängigkeit des Enthalpiegefälles (Stufengefälles) vom Reaktionsgrad

2.7 Vergleich GD und ÜD

Stufenparameter in Abhängigkeit des Reaktionsgrades:

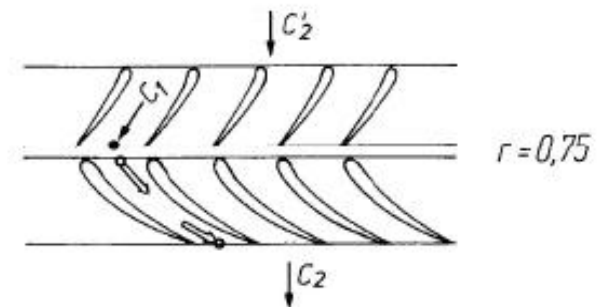
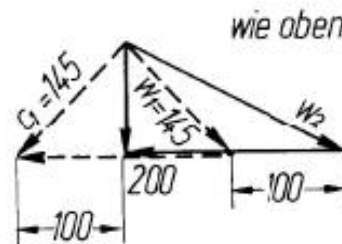
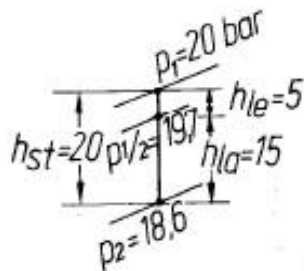
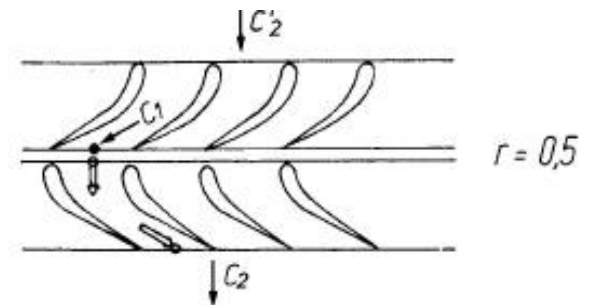
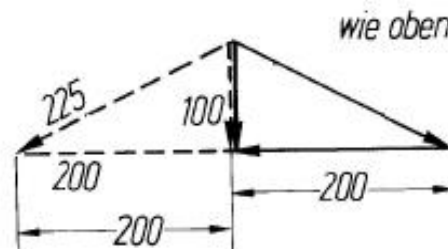
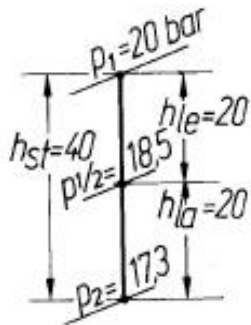
Stufengefälle, Geschwindigkeitspläne, Schaufelformen bei gleichem Austrittsdreieck und variablem Reaktionsgrad



2.7 Vergleich GD und ÜD

Stufenparameter in Abhängigkeit des Reaktionsgrades:

Stufengefälle, Geschwindigkeitspläne, Schaufelformen bei gleichem Austrittsdreieck und variablem Reaktionsgrad



2.7 Vergleich GD und ÜD

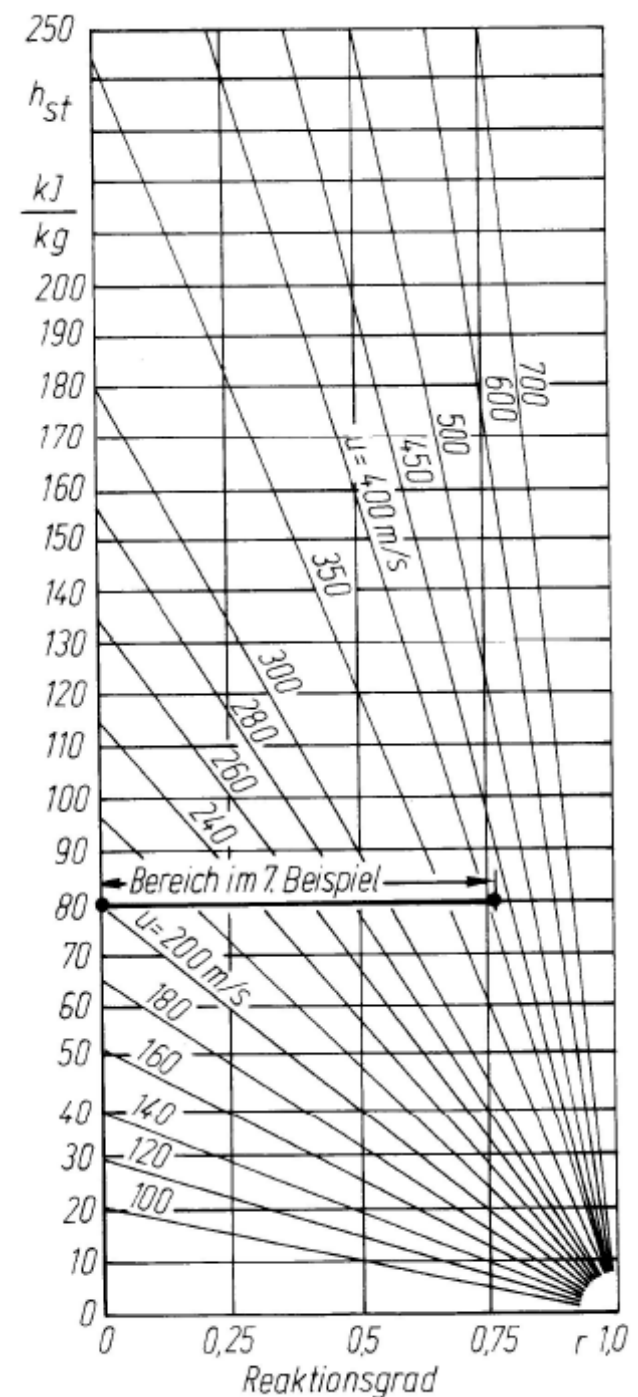
Zusammenfassung:

- Bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit u des Laufrades nehmen die Stufenfälle mit zunehmendem Reaktionsgrad r ab $\rightarrow$ für das gleiche Gesamtgefälle benötigen daher ÜD-Turbinen wesentlich mehr Stufen als GD-Turbinen
- Dabei ändert sich auch die Verteilung des Gefälles auf Leit- und Laufschaufel $\rightarrow$ Innerhalb des mit ansteigendem r abnehmenden Stufengefälles nehmen die Anteile an Leitschaufelgefälle ab, die Laufschaufelgefälle zu.
- Diese Gefälleänderungen bewirken auch eine entsprechende Druckverteilung; große Gefälle und große Geschwindigkeitszunahmen kommen aus großen Druckunterschieden und umgekehrt.

2.7 Vergleich GD und ÜD

Umsetzbares Stufengefälle in Abhängigkeit vom Reaktionsgrad für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten u :

Es zeigt sich, dass das Gefälle und damit die Leistung der Stufe mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunimmt. Die Werte u beziehen sich auf den mittleren Stufendurchmesser.



Beispiel $r = 0$: $w_1 = w_2$, $\beta_1 = \beta_2$, $u = 200 \text{ m/s}$, $c_1 = 413 \text{ m/s}$, $\alpha_1 = 15^\circ$

Das Stufengefälle entspricht der Geschwindigkeitszunahme von c'_2 der davorliegenden Stufe auf c_1 am Austritt aus den Leitschaufeln.

$$h_{le} = (c_1^2 - c'_2{}^2)/2 = (413^2 - 100^2)/2 \approx 80\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 80 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{la} = 0$$

$$\text{Stufengefälle } h_{st} = h_{le} + h_{la} = 80 + 0 = 80 \text{ kJ/kg}$$

Druckverteilung durch Abtragen des Stufengefälles im h - s -Diagramm von 20 bar, 350°C aus ergibt:

vor Leitschaufel $p_1 = 20 \text{ bar}$

zwischen Leit- und Laufschaufel $p_{1/2} = 15 \text{ bar}$

nach Laufschaufel $p_2 = 15 \text{ bar}$

Die Leistung der Stufe je 1 kg/s Dampfdurchsatz aus dem Geschwindigkeitsplan ist

$$\begin{aligned} P_{ust} &= \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 400 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= 80\,000 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 80\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 80\,000 \text{ Watt} = 80 \text{ kW} \end{aligned}$$

2.7 Vergleich GD und ÜD

Beispiel $r = 0,5$:

$u = 200 \text{ m/s}$

Trägt man die kongruenten Dreiecke ab, dann ergeben sich folgende Geschwindigkeiten, aus denen die Größe der Gefälle h_{1e} und h_{1a} berechnet werden können:

$c_1 = 225$, $w_1 = 100$; dazu $w_2 = 225$, $c_2 = 100$ als gegeben.

Man erhält:

$$h_{1e} = (c_1^2 - c_2^2)/2 = (225^2 - 100^2)/2 \approx 20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1a} = (w_2^2 - w_1^2)/2 = (225^2 - 100^2)/2 \approx 20 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Stufengefälle } h_{st} = h_{1e} + h_{1a} = 40 \text{ kJ/kg}$$

Überträgt man die Gefälle in das h - s -Diagramm, dann ergeben sich die Drücke

$$p_1 = 20 \text{ bar}, p_{1/2} = 18,5 \text{ bar}, p_2 = 17,3 \text{ bar}$$

Der Druck vor der Laufschaufel ist also höher als hinter ihr.

Die Leistung aus dem Geschwindigkeitsplan ist

$$\begin{aligned} P_{u\ st} &= \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 1 \text{ (kg/s)} \cdot 200 \text{ (m/s)} \cdot 200 \text{ (m/s)} \\ &= 40 \text{ kW} \end{aligned}$$

Die abgegebene Leistung ist bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit halb so groß wie bei $r = 0$.

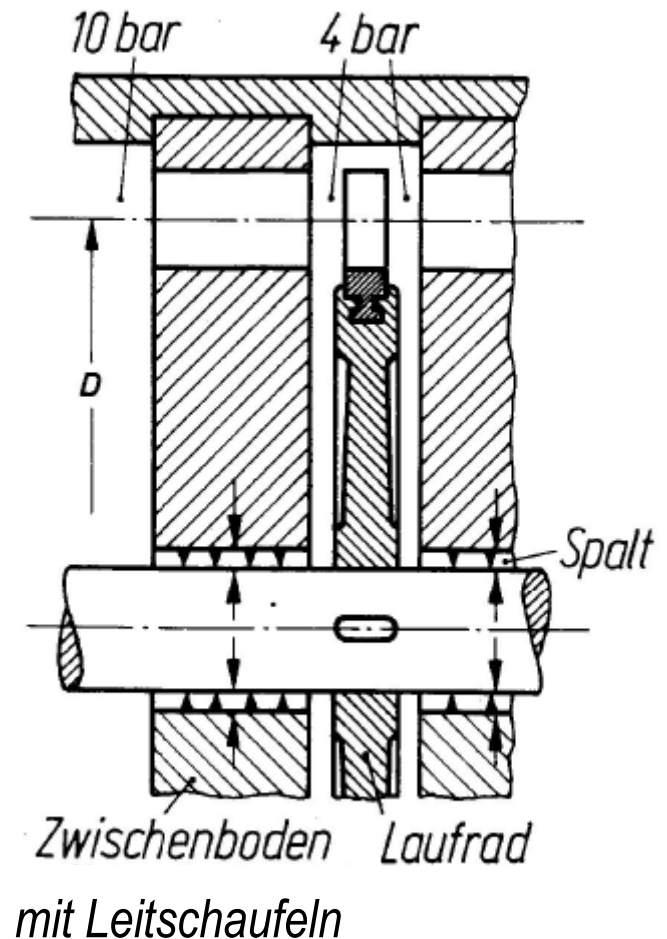


Stufenbauarten

2.8 Stufenbauarten

Gleichdruck-Turbinen, $r=0$ bis $0,15 \dots 0,2$ **Kammerstufen mit Scheibenläufer**

Gleichdruckturbinen bestehen aus einzelnen, auf der Welle befestigten Radscheiben. Die Einzelstufen werden durch die Zwischenböden abgeteilt. Die Zwischenböden befinden sich im Turbinengehäuse, nehmen die Leitschaufeln auf und "dichten" die Stufen gegenüber der Welle ab. Hierzu dienen Labyrinth, weil feststehende und bewegliche Teile sich nicht berühren dürfen. Die Kammern erfordern große Stufenabstände, was bei ÜD-Turbinen infolge höherer Stufenzahlen zu langen Maschinenlängen führen würde → Einsatz nur bei GD-Turbinen



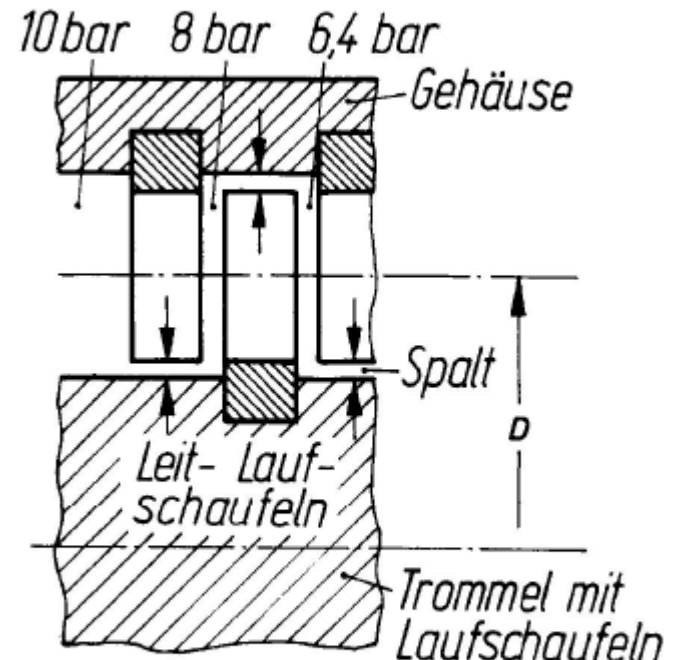
2.8 Stufenbauarten

Überdruck-Turbinen, $r=0,5$

Trommelstufen mit Trommelläufer

Überdruckturbinen bestehen aus einer Trommel als Laufzeug, auf deren Umfang die Laufschaufeln befestigt sind. Die zugehörigen Leitschaufeln befinden sich in der Gehäusewand. Das Gehäuse ist im allgemeinen wegen des Zusammenbaues ebenfalls in der Mitte horizontal geteilt. Deckbänder an den Schaufelenden ermöglichen zusätzliche Abdichtungen.

Die gedrängte Bauweise bewirkt kleinen Stufenabstand. Trommelturbinen sind somit besonders für Überdruckturbinen geeignet.





Kammerstufen mit Scheibenläufer
Zoelly-Bauweise, Gleichdruckwirkung,
Laufschaufeln mit angenieteten Deckkränzen



Trommelstufen mit Trommelläufer
Parsons-Bauweise, Überdruckwirkung, mit
Randabdeckung an den vorderen
Laufschaufeln

Bildquellen: Sigloch / Siemens AG

Abbau des Enthalpiegefälles in mehreren Stufen

2.9 Stufungsarten

Die Abstufung (Abarbeitung) des Enthalpiegefälles über **mehrere Stufen** kann auf zwei unterschiedlichen Arten erfolgen:

- Geschwindigkeitsstufung (GS)
- Druckstufung (DS)

T5a

2.9 Stufungsarten

Geschwindigkeitsstufung:

- Umsatz des gesamten Enthalpiegefälles im ersten Leitkranz
- In nachfolgenden Lauf- und Leiträdern erfolgt nur Umlenkung, keine weitere Druckabsenkung
- Nur bei Gleichdruckwirkung möglich (Curtis-Turbinen oder A-Räder)

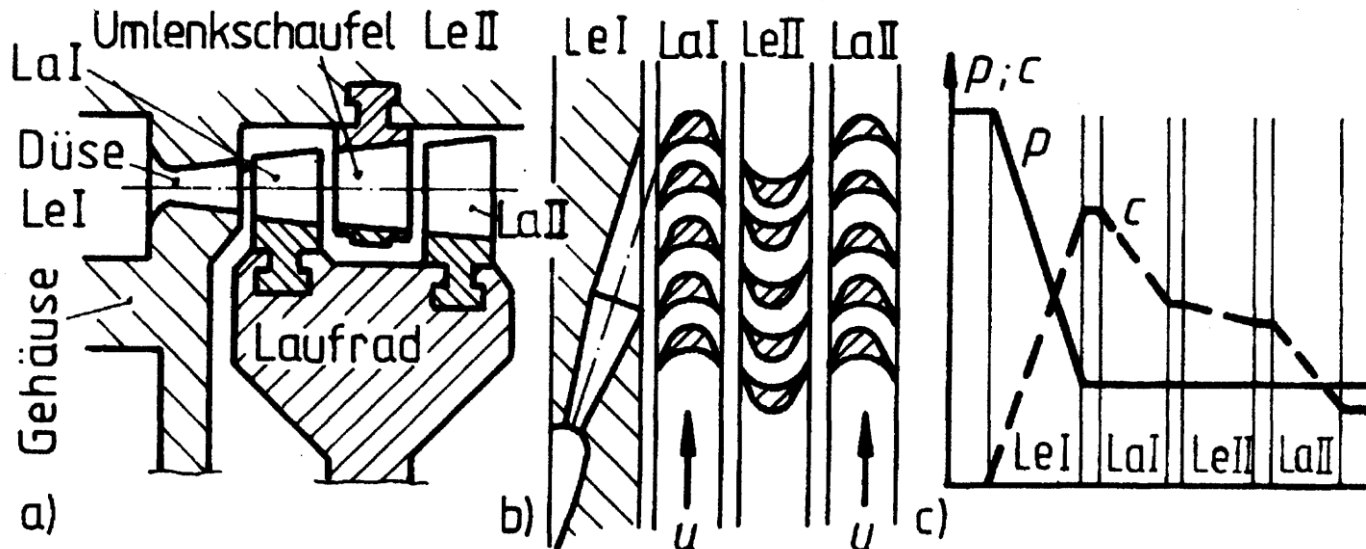


Bild 11-30 Geschwindigkeitsstufung (2fach $\rightarrow$ I, II).
CURTIS-Prinzip (A-Rad). a) Meridianschnitt, b) Gitterplan, c) Verlauf von Druck und Absolutgeschwindigkeit

Bildquellen: H. Sigloch : Strömungsmaschinen

2.9 Stufungsarten

Druckstufung:

- In jeder Stufe wird ein Teil des gesamten Enthalpiegefälles umgesetzt
- Druck wird stufenweise abgesenkt
- bei Gleichdruck- und Überdruckwirkung möglich

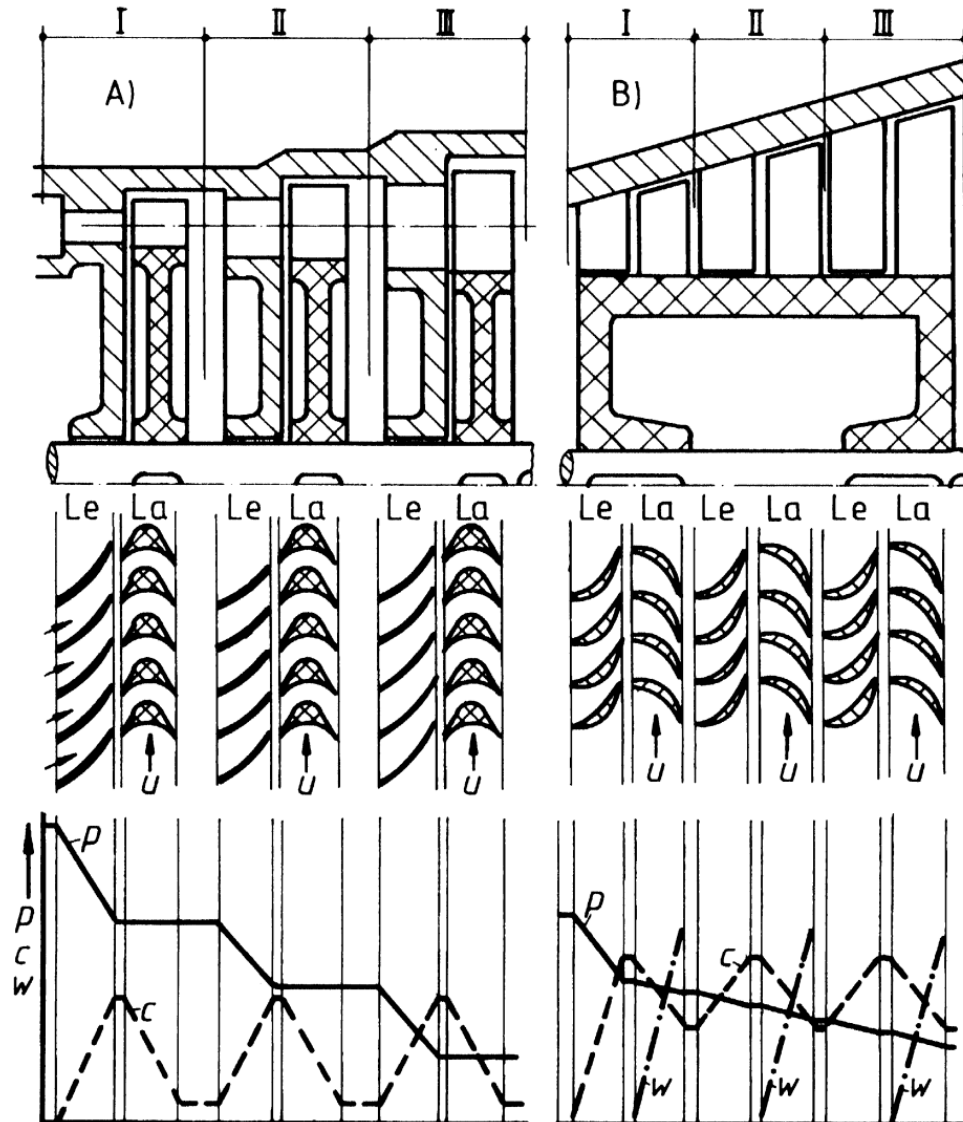


Bild 11-33 Druckstufung (3fach; I, II, III).

A) Gleichdruckwirkung (Scheibenläufer) → ZOELLY.

B) Überdruckwirkung (Trommelläufer) → PARSONS

Vergleich:

- Bei gleichen Umfangsgeschwindigkeiten gilt der Zusammenhang:

$$\dot{l}_{DS} = \dot{l}_{GS}^2$$

- Daraus folgt, zum Abarbeiten des gleichen Enthalpiegefälles sind $\dot{l}$ Geschwindigkeitsstufen und $\dot{l}^2$ Druckstufen notwendig
- Geschwindigkeitsstufung ist somit einfacher im Aufbau, aber die erreichbaren Wirkungsgrade sind geringer als bei der Druckstufung
 - Grund: in den vorhergehenden Stufen muss die hohe Geschwindigkeitsenergie für alle folgenden Stufen mitgeschleppt werden → erhöhte Reibungsverluste

Schaufeln

Die letzten Stufen großer Kondensationsturbinen erhalten je nach Dampfzustand im Abdampfzustand, der bei $x=0,90$ liegen kann, sehr lange Schaufeln, um das große spez. Volumen verarbeiten zu können.

Dabei ergeben sich Schaufellängen um 700 mm und mehr, weswegen die letzten Stufen von Schaufelfuß bis Schaufelspitze aus folgenden Gründen mit veränderlichem Reaktionsgrad ausgeführt werden müssen:

- die Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitkanälen c_1 soll die Schallgeschwindigkeit nicht überschreiten, um zu vermeiden, dass Lavakanäle ausgeführt werden müssen;
- das verarbeitete Stufengefälle, und damit der Dampfzustand und die Leistung der Stufe, sollen über der ganzen Schaufellänge gleich bleiben.

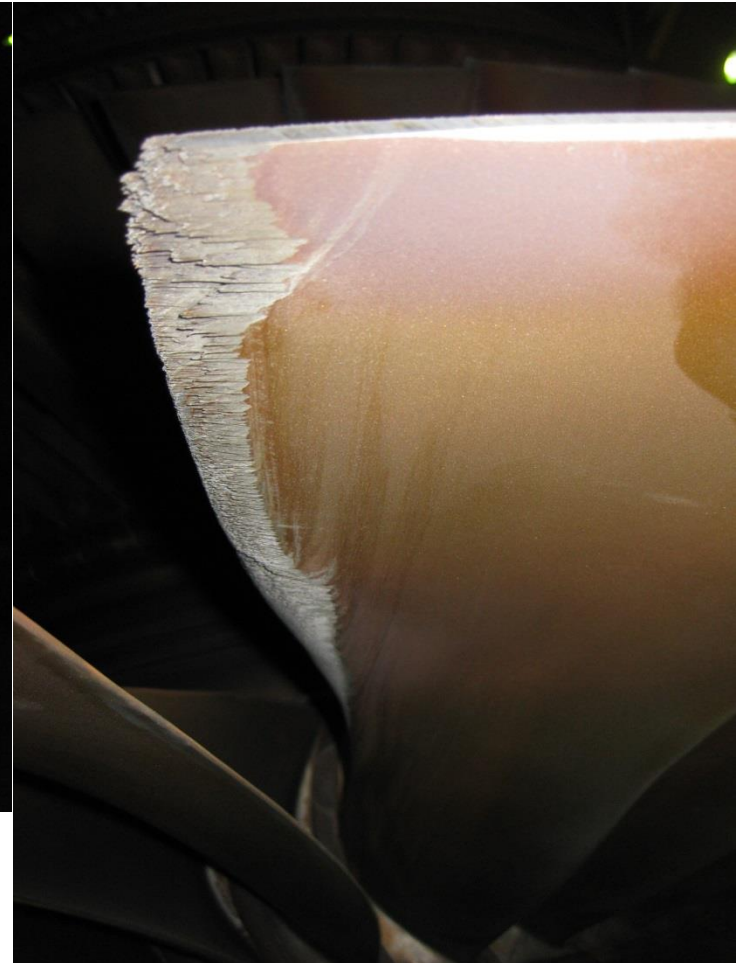
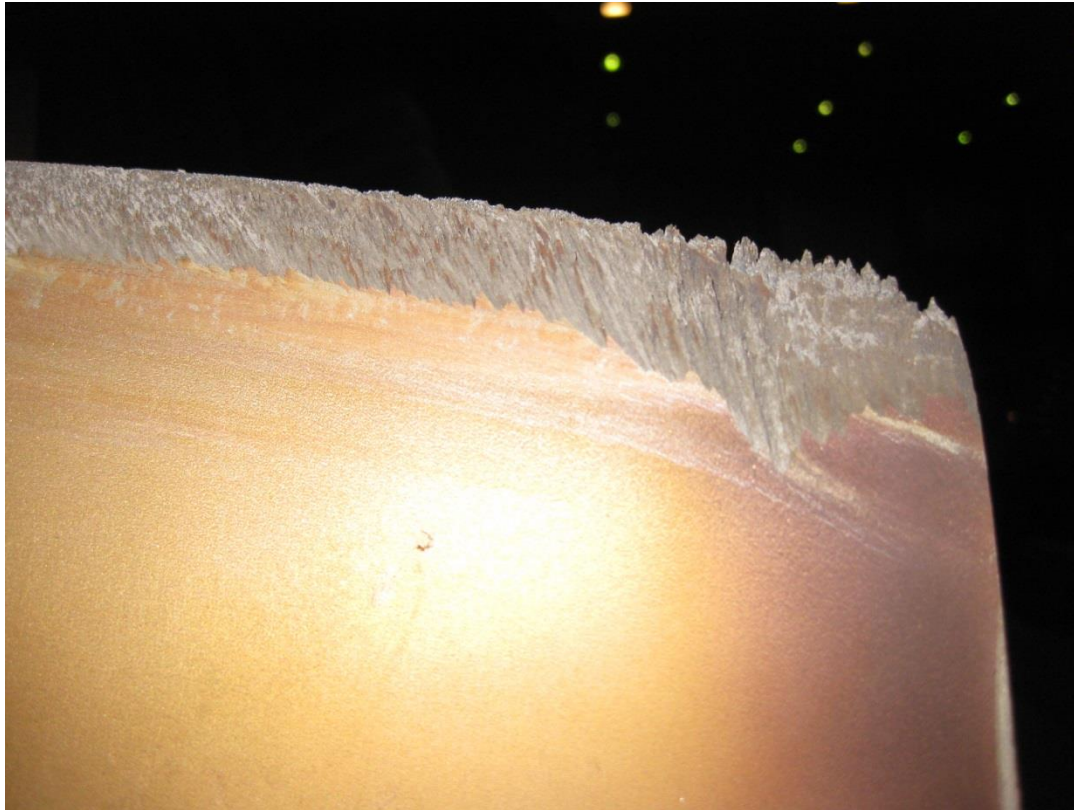
Die Laufschaufeln erhalten ein umso stärker in sich verwundenes Profil, je größer der Unterschied in den Umfangsgeschwindigkeiten zwischen Schaufelfuß und Schaufelspitze ist.

Die hohen Umfangsgeschwindigkeiten zusammen mit den Kondensattropfen im Dampf können zur Tropfenerosion führen → Schaufeln gehärtet oder beschichtet.

Schaufelverwindung



Tropfenerosion an der Eintrittskante einer Niederdruck-Schaufel



Fliehkraftbeanspruchung langer ND-Turbinenschaufeln

Wirkungsgrade $> 50\%$ mit hohen Eingangstemperaturen und -drücken (720°C , 350 bar) ergeben große Volumenströme aufgrund der enormen Expansion. Das letzte Schaufelrad muss deshalb große Abströmflächen von bis zu 16 m^2 haben.

Bei 3 000 Umdrehungen pro Minute wirken mehrere hundert Tonnen auf Füße und Nuten, die die Schaufeln mit dem Rotor verbinden. Beim Einsatz von konventionellem Schaufelstahl würden die Festigkeiten nicht ausreichen.

↪ Einsatz von Titan

T7a



Schaufelfüße

