

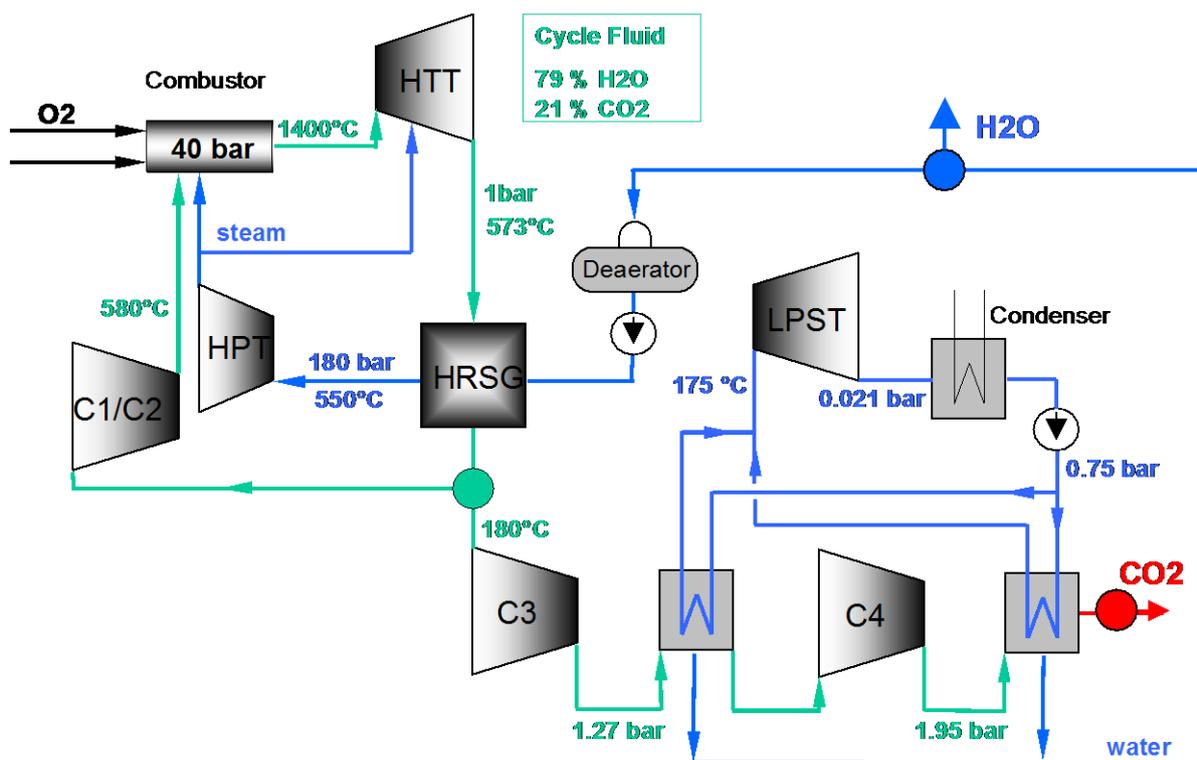
Unterlagen zur Vorlesung

Wirtschaftliche Optimierung von Thermischen Turbomaschinen

(319.110)

im Sommersemester 2016

Ao. Univ.-Prof. Dr. Wolfgang Sanz



(Graz Cycle, as published at ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada)

Chapter 1: Introduction

1. World Energy Outlook 2015: Presentation to Press (2015)



International
Energy Agency
Secure
Sustainable
Together

World Outlook Energy 2015

London, 10 November 2015

The start of a new energy era?

■ 2015 has seen lower prices for all fossil fuels

- *Oil & gas could face second year of falling upstream investment in 2016*
- *Coal prices remain at rock-bottom as demand slows in China*

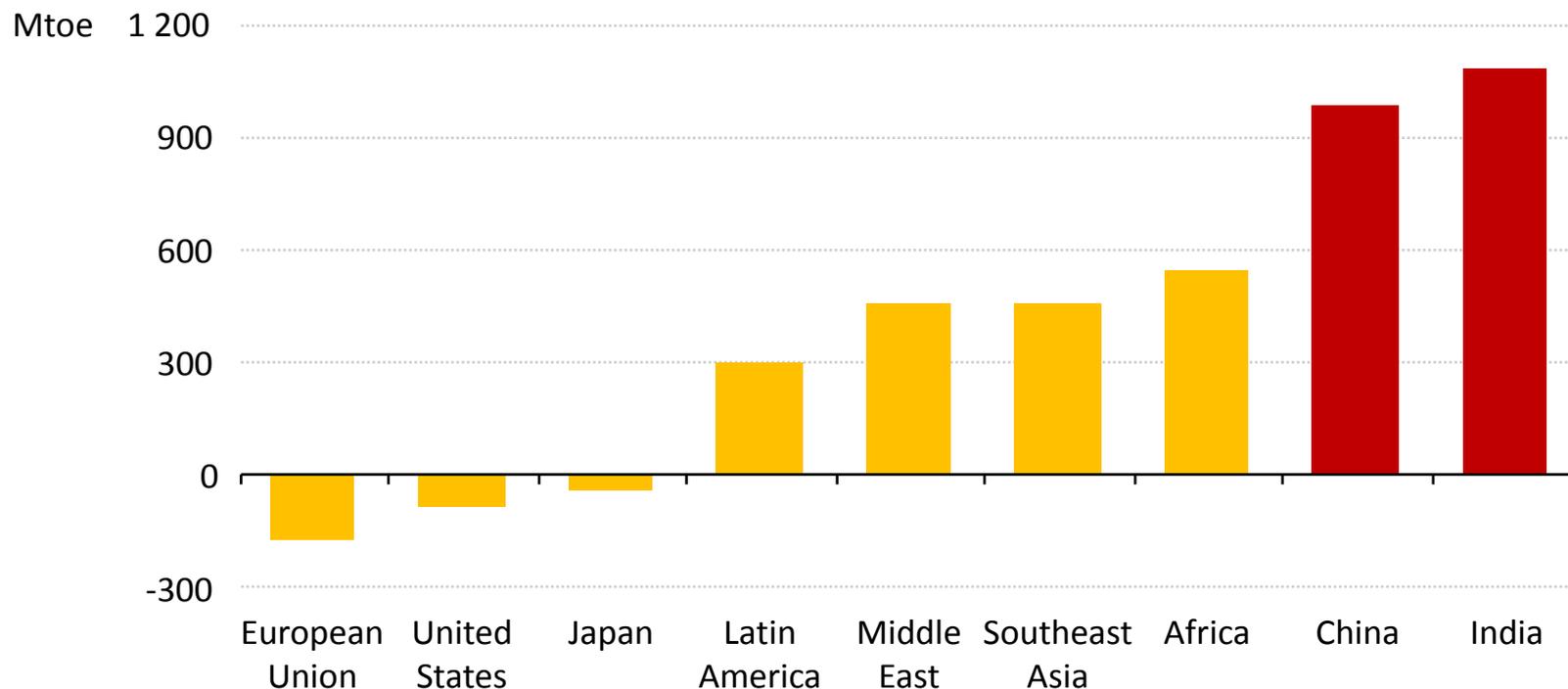
■ Signals turn green ahead of key Paris climate summit

- *Pledges of 150+ countries account for 90% of energy-related emissions*
- *Renewables capacity additions at a record-high of 130 GW in 2014*
- *Fossil-fuel subsidy reform, led by India & Indonesia, reduces the global subsidy bill below \$500 billion in 2014*

■ Multiple signs of change, but are they moving the energy system in the right direction?

Demand growth in Asia – the sequel

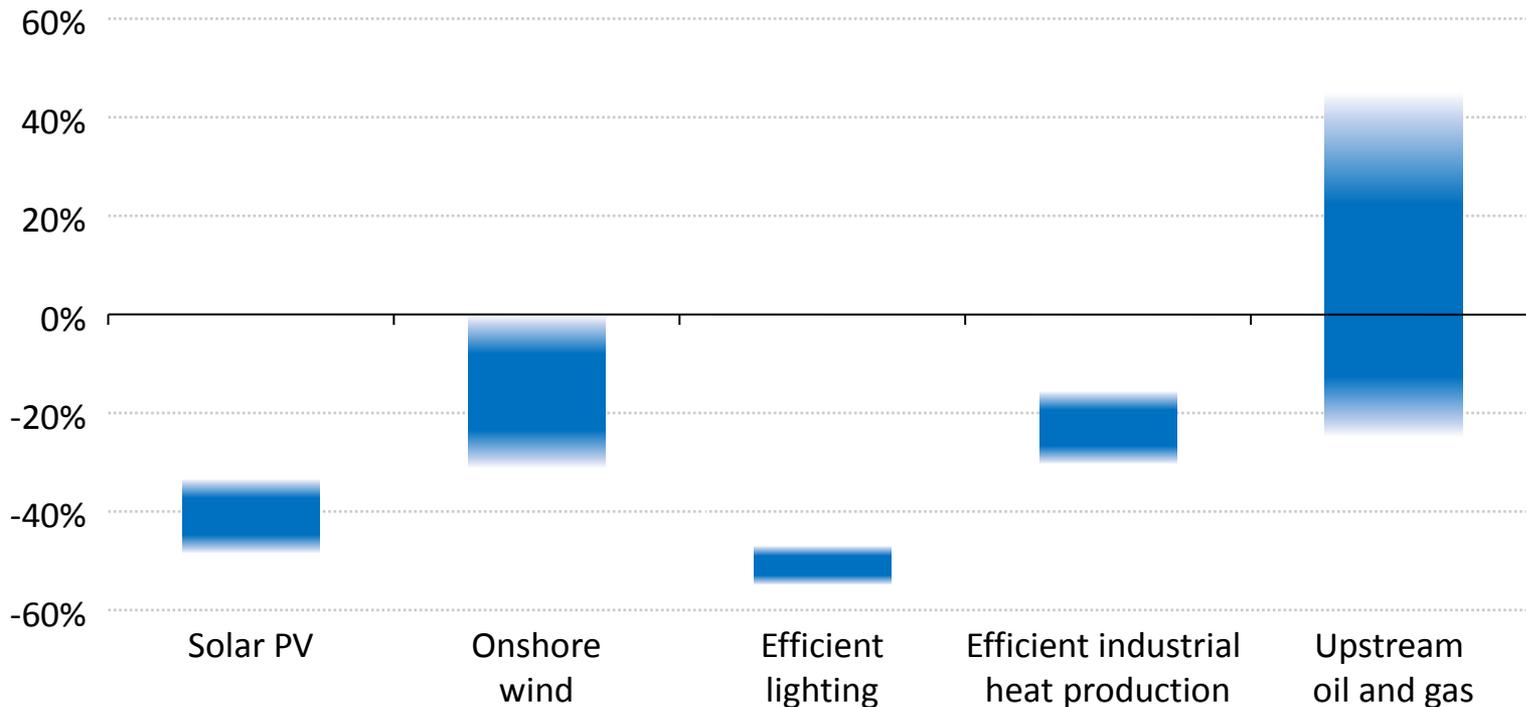
Change in energy demand in selected regions, 2014-2040



By 2040, India's energy demand closes in on that of the United States, even though demand per capita remains 40% below the world average

Policies spur innovation and tip the balance towards low-carbon

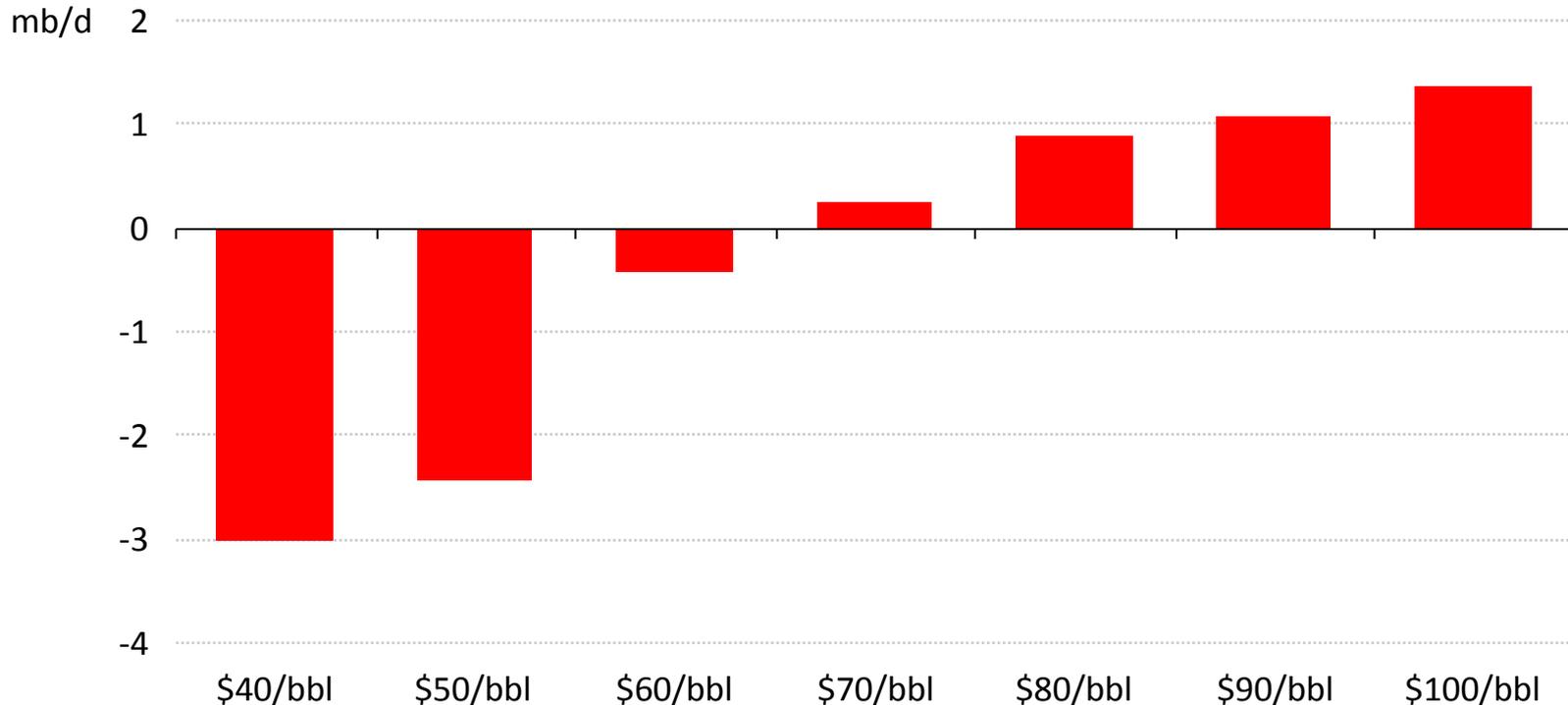
Costs in 2040 for different energy sources/technologies, relative to 2014



Innovation reduces the costs of low-carbon technologies & energy efficiency, but – for oil & gas – the gains are offset by the move to more complex fields

A new balancing item in the oil market?

Change in production (2015-2020) of US tight oil for a range of 2020 oil prices



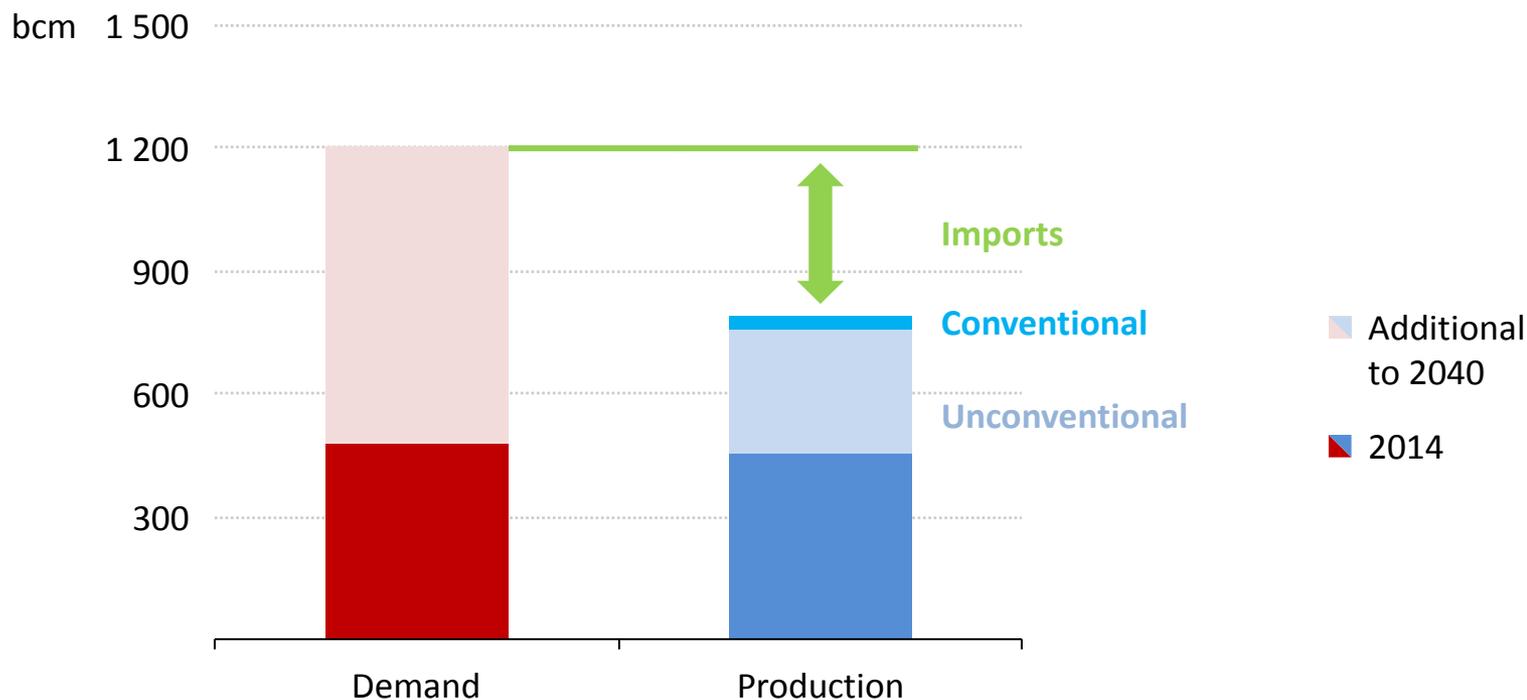
Tight oil has created more short-term supply flexibility, but there is no guarantee that the adjustment mechanism in oil markets will be smooth

If oil prices stay lower for much longer: what would it take, what would it mean?

- Much more resilient non-OPEC supply & higher output from a stable Middle East could hold the oil price close to \$50/bbl until the 2020s
- Oil importers gain, each \$1/bbl reduction is \$15 billion off import bills; major window of opportunity to press ahead with subsidy reform
- If lower prices persist for decades, reliance on Middle East oil gets back to 1970s levels; risk of a sharp market rebound if investment falls short
- Lower prices could undercut essential policy support for the energy transition: weaker incentives mean 15% of efficiency savings are lost
- Reduction in revenues to key producers & boost to global oil demand growth make a prolonged period of lower prices progressively less likely

The big opportunities & uncertainties for natural gas are in Asia

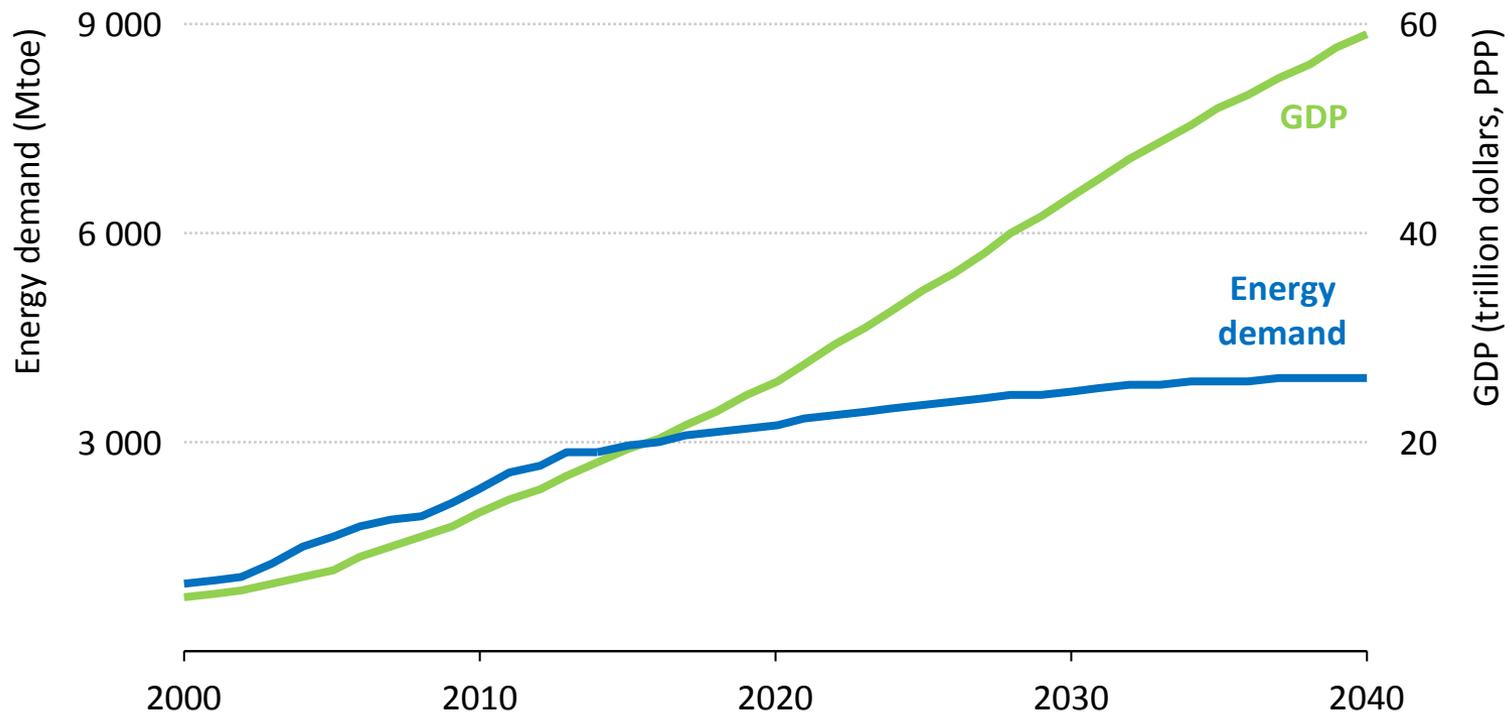
Natural gas demand and supply in developing Asia, 2040



Developing Asia accounts for almost half of the rise in global gas demand & 75% of the increase in imports, but gas faces strong competition from renewables & coal

A new chapter in China's growth story

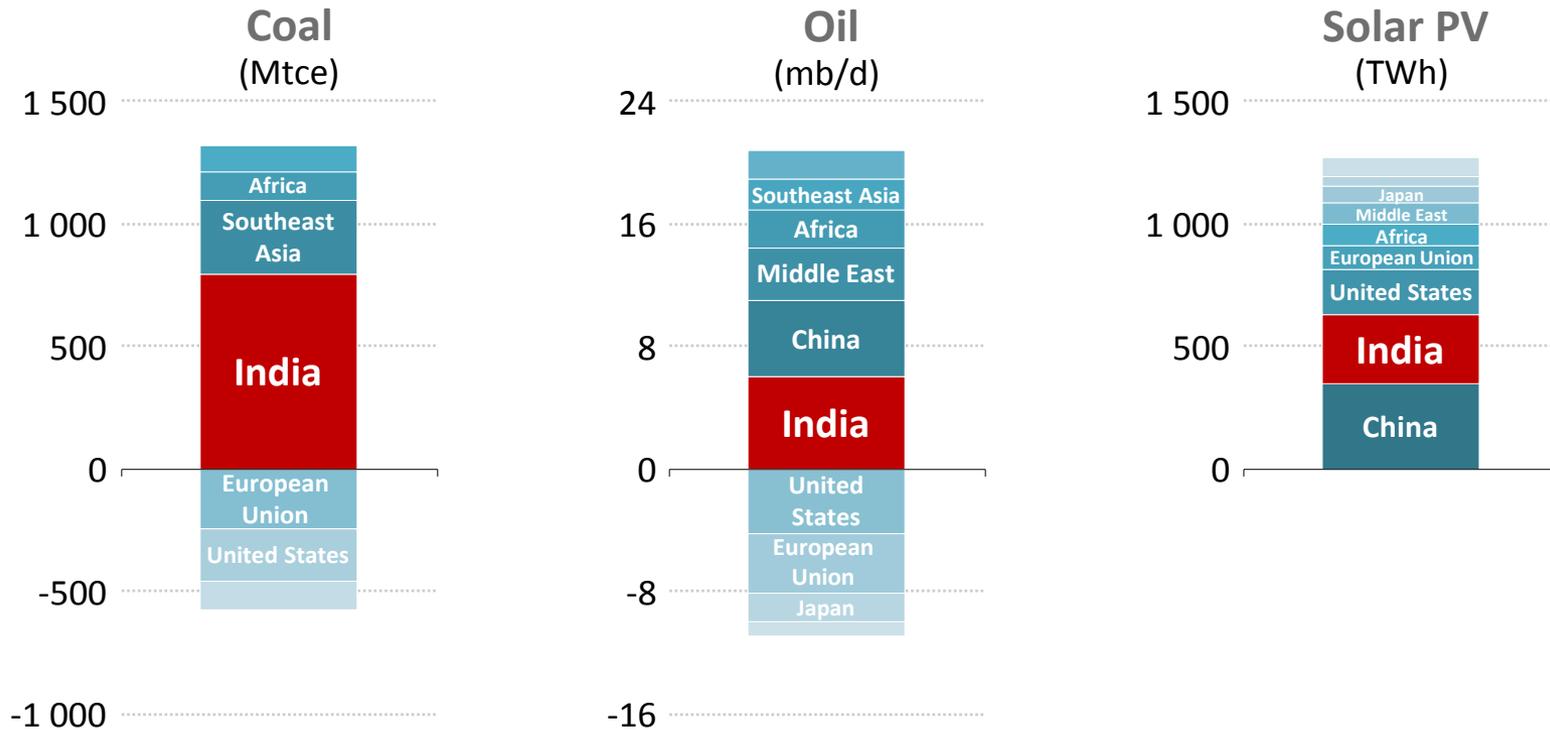
Energy demand in China



Along with energy efficiency, structural shifts in China's economy favouring expansion of services, mean less energy is required to generate economic growth

India moving to the centre of the world energy stage

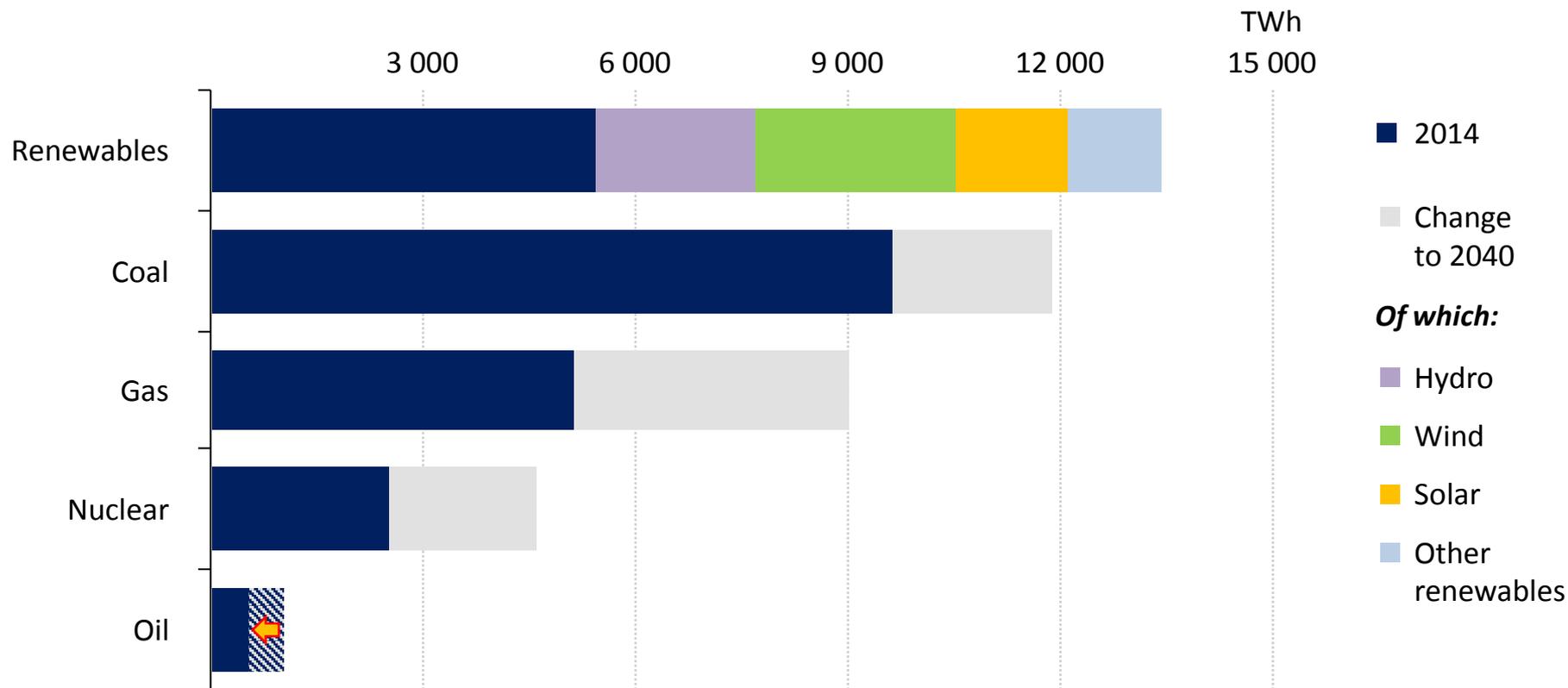
Change in demand for selected fuels, 2014-2040



New infrastructure, an expanding middle class & 600 million new electricity consumers mean a large rise in the energy required to fuel India's development

Power is leading the transformation of the energy system

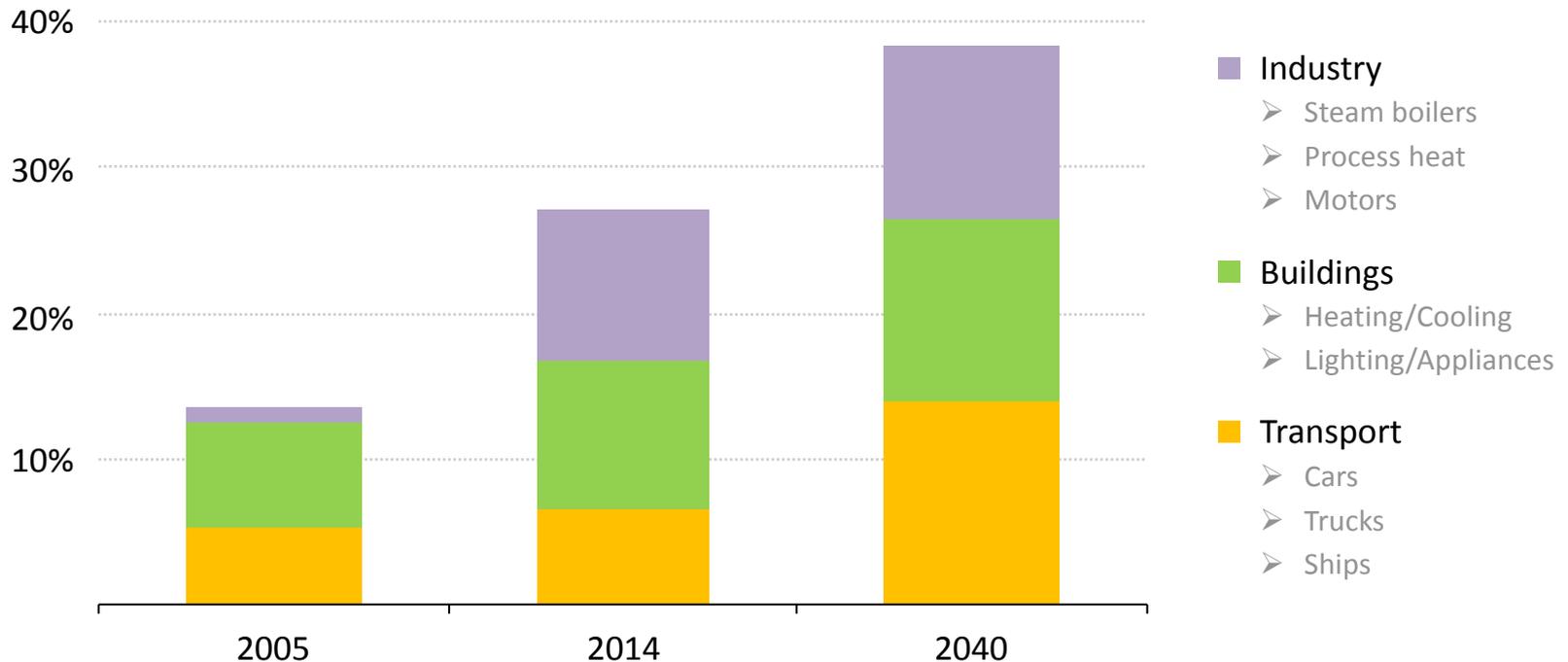
Global electricity generation by source



Driven by continued policy support, renewables account for half of additional global generation, overtaking coal around 2030 to become the largest power source

Efficiency measures on the rise, but significant potential still exists

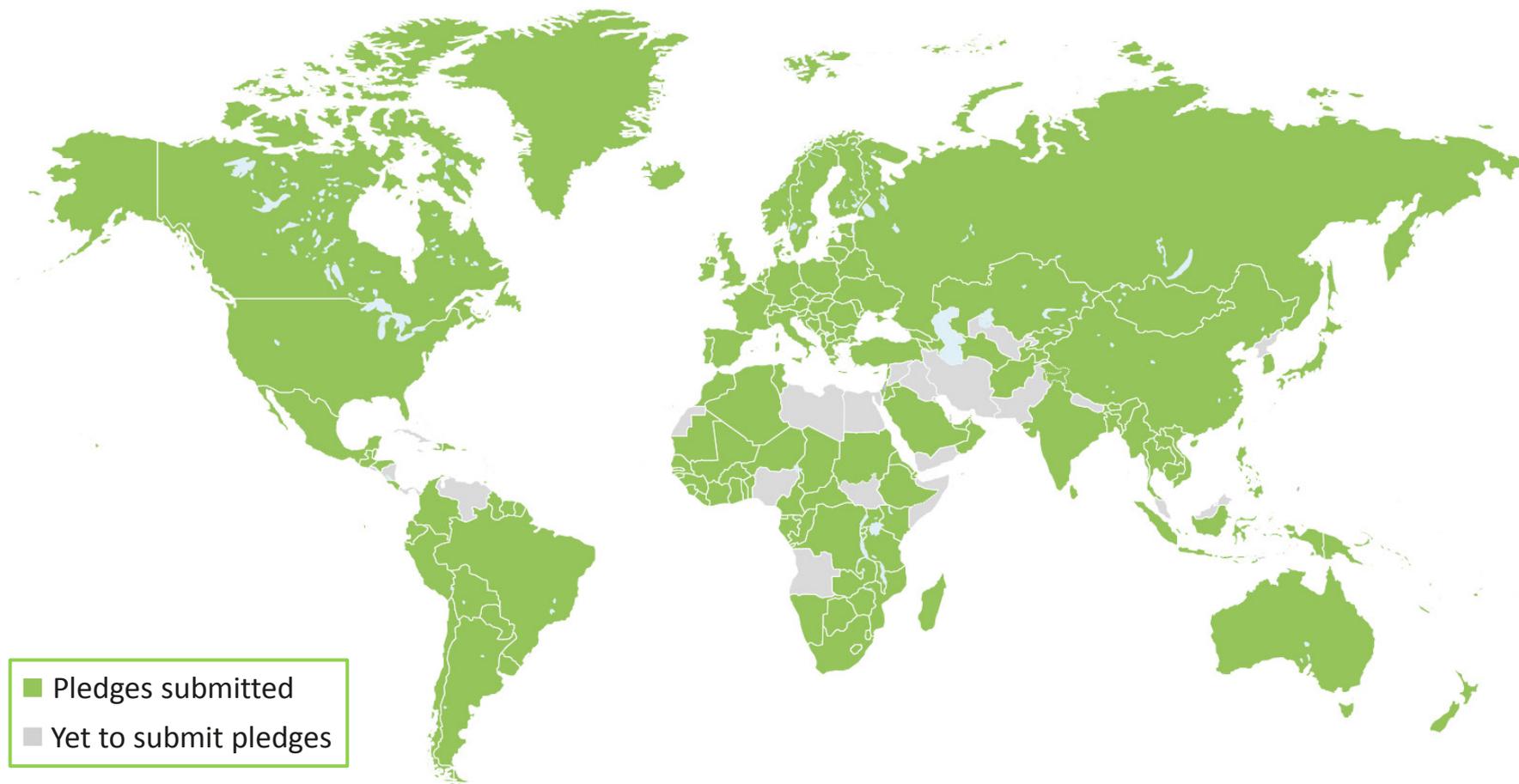
Share of global mandatory efficiency regulation of final energy consumption



***Energy efficiency policies are introduced in more countries and sectors;
they continue to slow demand growth but more can be done***

The coverage of climate pledges is impressive

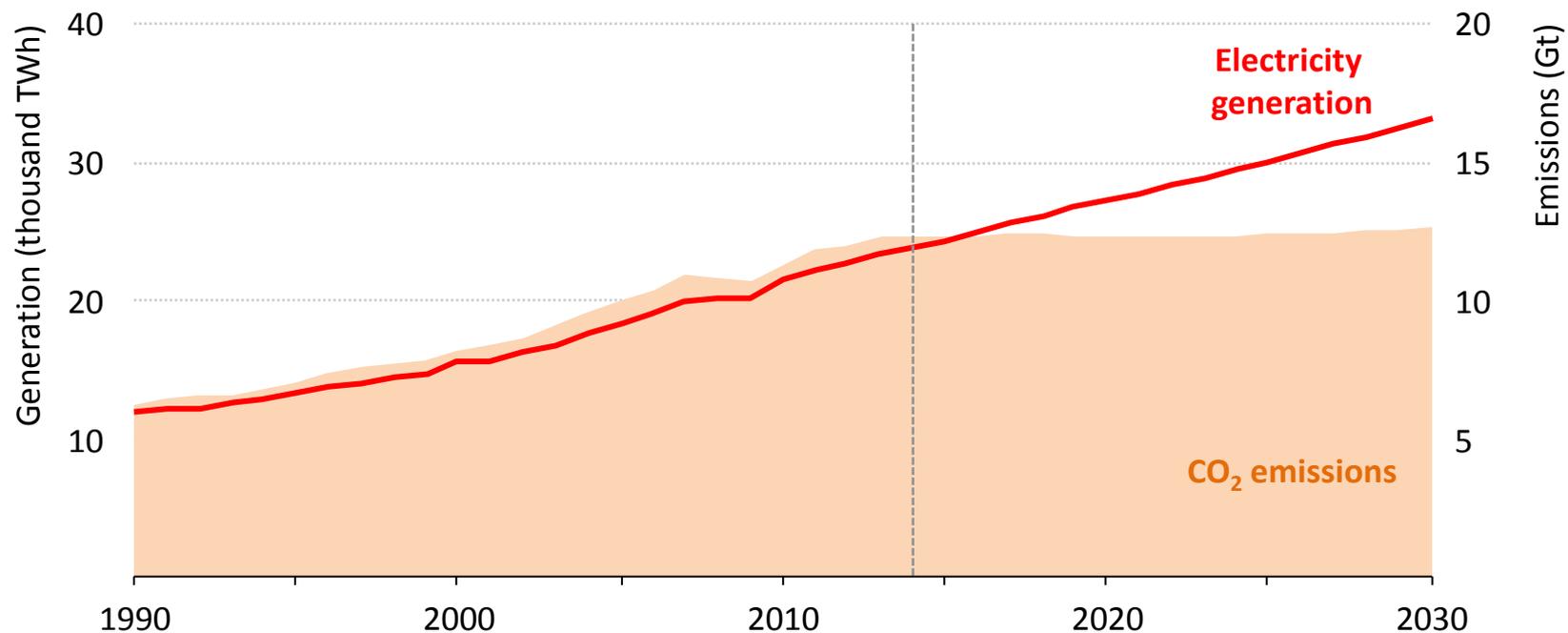
World
Outlook Energy
2015



Climate pledges for COP21 are consistent with a temperature rise of 2.7 °C, with investment needs of \$13.5 trillion in low-carbon technologies & efficiency to 2030

Climate pledges decouple power sector emissions from electricity demand

World electricity generation and related CO₂ emissions



The share of low-carbon power generation grows to almost 45% in 2030 so that power emissions remain flat, while electricity demand grows by more than 40%

- **Low prices bring gains to consumers, but can also sow the seeds of future risks to energy security: no room for complacency**
- **India's energy needs are huge: there is a strong shared interest to support India's push for clean & efficient technologies**
- **China's transition to a more diversified & much less energy-intensive model for growth re-shapes energy markets**
- **The energy transition is underway, but needs a strong signal from Paris: governments must ring-fence policies against market swings**
- **With looming energy security & environmental challenges, international cooperation on energy has never been more vital**

Kapitel 2: Definition und Konstruktionen

1. Definition der thermischen Turbomaschine
2. Dampfanlage
3. Dampfturbine
4. Kompressor
5. Gasturbine und Strahltriebwerk

1 Definition der Thermischen Turbomaschinen

Thermische :

Notwendigkeit der Anwendung der Thermodynamik auf die Vorausberechnung bzw. die meist verwendeten hohen Temperaturen, die in diesen Maschinen vorliegen.

Turbomaschinen :

- (a) **Rein rotierende Bewegung des Läufers oder Rotors innerhalb des feststehenden Gehäuses mit stationärer Durchströmung** gegenüber anderen Maschinen mit vergleichsweise komplizierterer Kinematik und periodischen Zu- und Abströmen.
- (b) **Verwendung des Strömungsprinzips zur Energieumsetzung**, also z. B. bei der Turbine die Umwandlung der Druckenergie des Arbeitsfluids in kinetische Energie, die ihrerseits durch die in den Beschauelungen durch das strömende Fluid entstehenden Schaufelkräfte zur Leistungserzeugung an der Welle genutzt wird.
Dem gegenüber steht das Prinzip der Kraftwirkung durch den Druck des im Arbeitsraum zeitlich veränderlichen Volumsinhalts eingeschlossenen Gases.
- (c) **Bei Thermischen Turbomaschinen werden kompressible Dämpfe und Gase als Arbeitsfluide verwendet**, während die hydraulischen Strömungsmaschinen mit inkompressiblen Flüssigkeiten (oder bei Ventilatoren nur mit kleinen Druckänderungen) Medien arbeiten.
- (d) **Die Turbomaschinen werden aufgrund ihrer einfachen Kinematik ohne translatorisch bewegte Massen mit hohen Drehzahlen und damit hoher Leistungsdichte gebaut. Sie vermeiden durch ihr stationäres Arbeitsprinzip die Probleme wechselnder thermischer Belastung und können damit optimal den entsprechenden Beanspruchungen angepaßt werden. Nachteilig bei kleinen Durchsatzmengen und hohen Drücken sind die berührungslosen Dichtungen wegen ihrer unvermeidlichen Leckverluste, die aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten eingesetzt werden. Damit ist dieser Betriebsbereich die Domäne der Kolbenverdichter, in die erst die neuere Generation von mehrstufigen Getriebeturboverdichtern mit ihren öl- und gasgeschmierte Gleitringdichtungen weiter vorstoßen kann.**

Entwicklungsgeschichte

De Laval verwendet 1883 zum Zentrifugenantrieb erstmals eine neu entwickelte hochoberige Gleichdruckturbine, bei der die Druckenergie des Dampfes nach konvergent-divergent ausgebildeten Düsen als Überschallstrahlen auf ein Umlenkgerüst einer ebenso überkritisch laufenden Turbinenscheibe genutzt wurde.

Praktisch gleichzeitig baute **Parsons** die erste brauchbare nach dem Überdruckprinzip arbeitende Dampfturbine.

Die wesentlichen Berechnungsgrundlagen schuf in weiterer Folge **Stodola** mit seinem Werk „Die Dampfturbine“, dessen erste Auflage 1903 erschien. Der zweiten Auflage 1904 lag bereits das h-s Diagramm von **Mollier** bei.

Die schnelle Weiterentwicklung ist eng mit der raschen Entwicklung der Elektrotechnik verknüpft, die die Leistungsübertragung und Verteilung der gerade in ihrer Leistungsgröße mächtigen Maschinen erst ermöglichte.

Mit der Entwicklung der schnellen Kraftmaschinen erfolgte auch die Entwicklung der ersten Arbeitsmaschinen, der Kreiselverdichter und Kreiselpumpen kurz nach 1900.

Eine weitere entscheidende Erfindung gelang 1901 Ch. Brown (damaliger BBC-Mitgründer) mit der Entwicklung des direkt mit 3000 U/min (bei 50 Hz) betreibbaren Walzenrotors.

Alle höheren Turbomaschinendrehzahlen, die zur optimalen Auslegung z.T. erforderlich sind, werden so sie nicht direkt mit ebenso schnellläufigen Maschinen gekuppelt werden können über hochtourige und in ihrer Leistung begrenzte Getriebe reduziert.

Im Jahr 1906 hatte der Frischdampfzustand 12 bar und 300°C erreicht bei einem Vakuum von ca. 0,1 bar und der effektive Turbinenwirkungsgrad bei Einheiten über 1000 kW lag mit 70 % nur geringfügig unter dem der besten Kolbendampfmaschinen.

Heute sind die Schwierigkeiten der Festigkeitsbeanspruchung bei den umlaufenden Teilen bzw. deren Schwingungsprobleme ein limitierender Faktor der Kondensationsdampfturbine, bei der der aus der letzten Laufradbeschaufelung ausströmende Dampf je nach Tiefe des Vakuums im Kondensator durch die thermodynamische festliegende Größe des spezifischen Volumens sehr große Austrittsquerschnitte und damit sehr lange Schaufeln benötigt.

Im Betriebsbereich hoher Drücke mit entsprechend kleinen spezifischen Volumina ist dagegen auf ausreichende Schaufelwirkungsgrade zu achten, die bei zu geringer Kanalhöhe (<15mm) durch die Zunahme der Bremswirkung der Seitenwandgrenzschichten und der anteilmäßig immer größer werdenden Leckverluste der berührungslosen Dichtungen stark zunehmen.

Die Ausführung der Gehäuseteile muß außer der Festigkeitsbeanspruchung durch Druckdifferenzen bei entsprechenden Temperaturen auch Rücksicht auf deren rasche Änderung nehmen, da sie je nach Bauweise starke Temperaturspannungen und Verformungen bei schnellen Betriebspunktänderungen wie z.B. An- und Abfahren verursachen können.

Offensichtliche Vorteile des Turbomaschinenkonzepts sind jedoch die hohe Leistungsdichten aufgrund hoher Drehzahlen, hohe mögliche Enthalpiedifferenzen und große Mengendurchsätze.

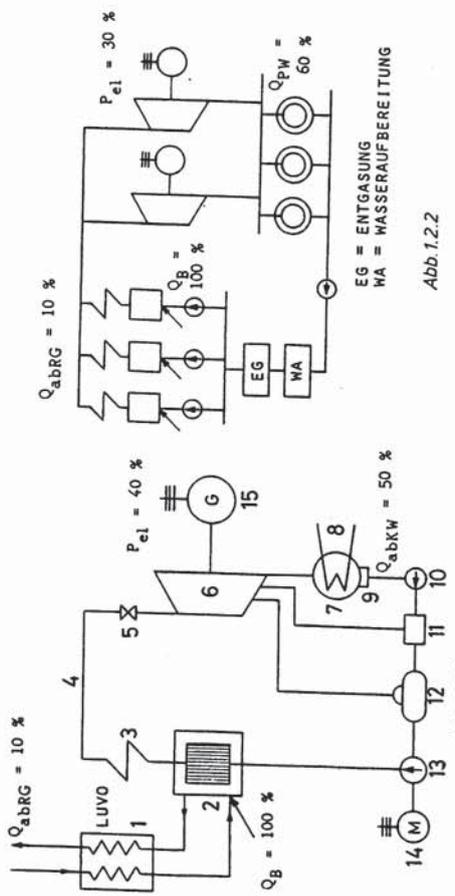


Abb. 1.2.1

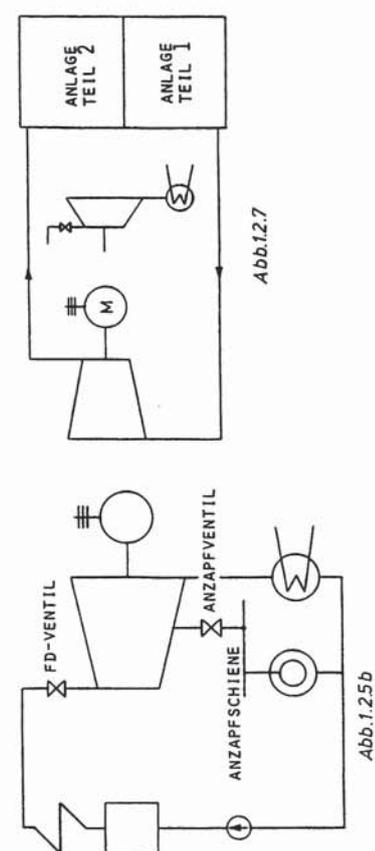


Abb. 1.2.2

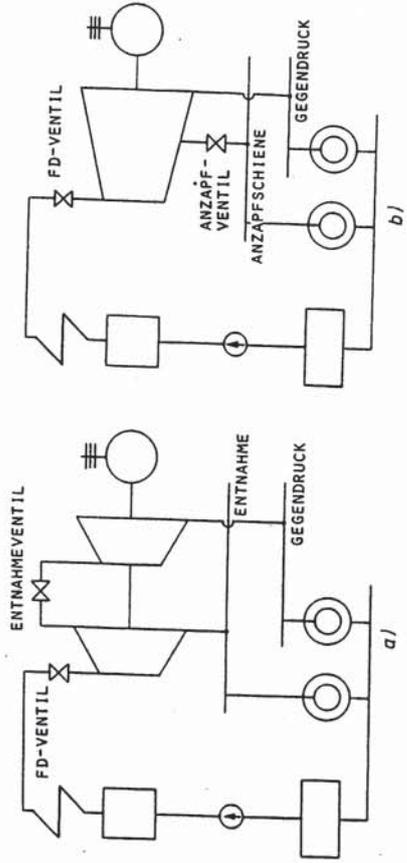


Abb. 1.2.4

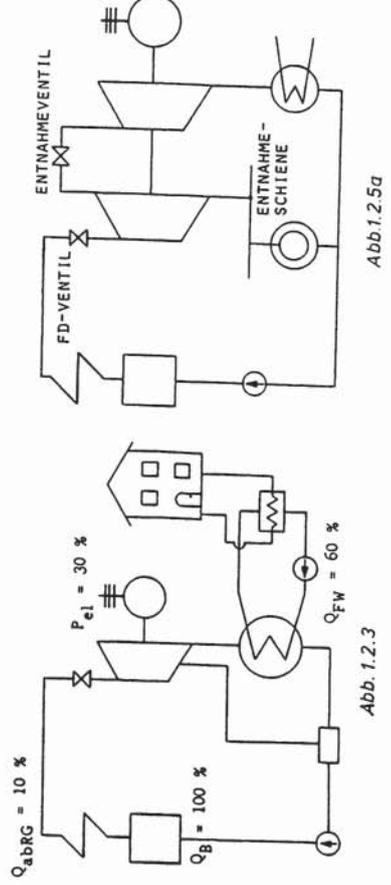


Abb. 1.2.3

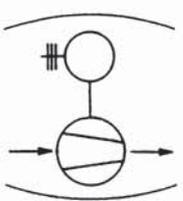


Abb. 1.2.6

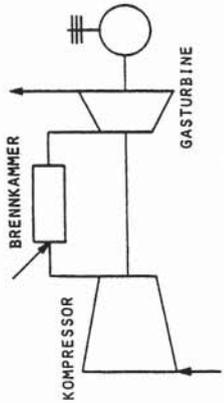


Abb. 1.2.8

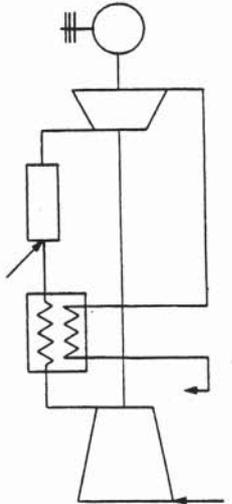


Abb. 1.2.9

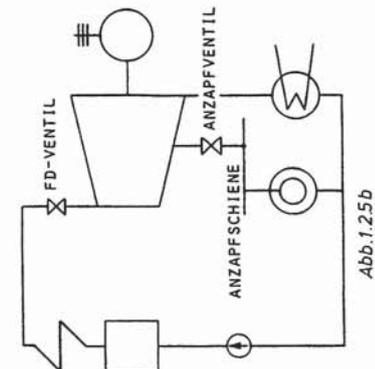


Abb. 1.2.7

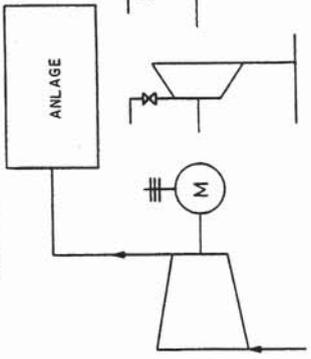


Abb. 1.2.5a

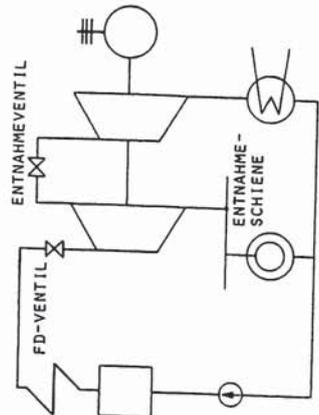
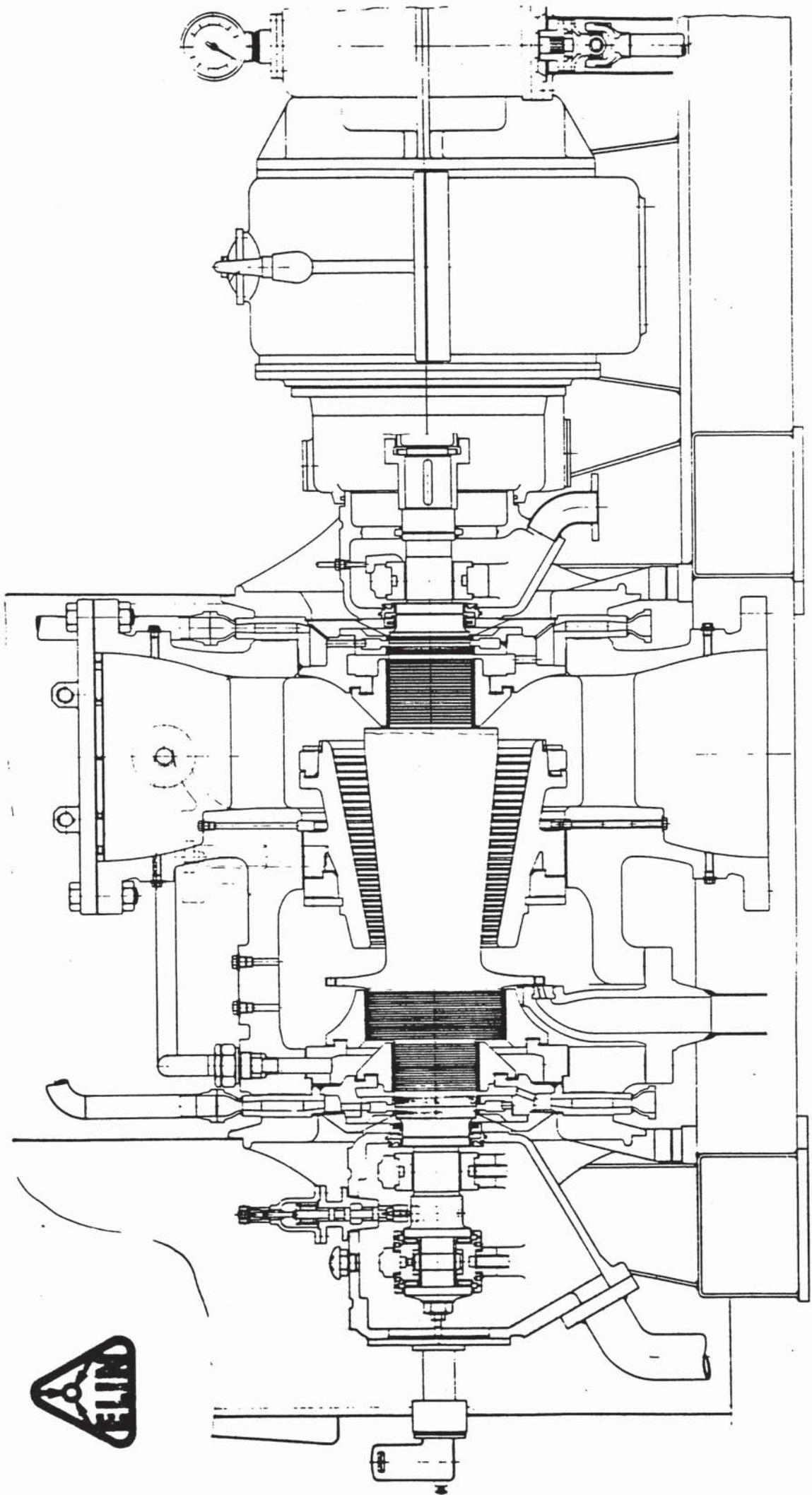


Abb. 1.2.5a



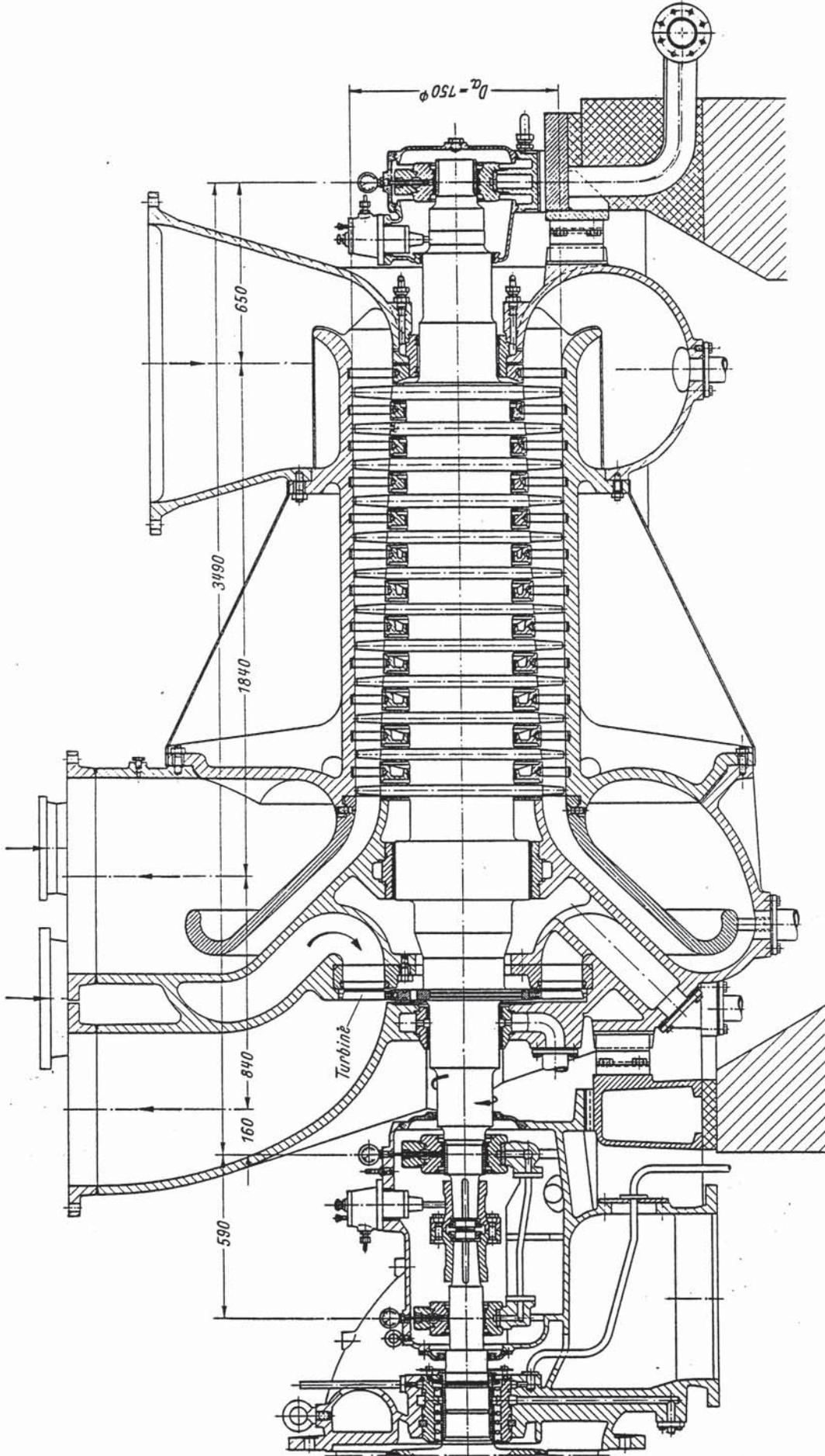


Abb. 104. Zwölfstufiger Axialkompressor für Verdichtung nitrosen Gase (Bauart Escher-Wyss A. G., Zürich)

Ansaugvolumen:
 Ansaugdruck
 Ansaugtemperatur
 Enddruck
 Antriebsdrehzahl
 Außendurchmesser
 Nabendurchmesser

$\dot{V} = 65000 \text{ Nm}^3/\text{h}$,
 $p_1 = 0,9 \text{ ata}$,
 $t_1 = 85^\circ\text{C}$,
 $p_2 = 2,6 \text{ ata}$,
 $n = 6100 \text{ U/min}$,
 $D_a = 760 \text{ mm}$,
 $D_i = 470 \text{ mm}$ (1. Stufe) bis 580 mm (12. Stufe),

Rekuperationsturbine:

Eintrittsdruck
 Eintrittstemperatur
 Entspannung auf Umgebungsdruck
 Leistung der Rekuperationsturbine
 Leistung der Dampfturbine

$p_1 = 2,25 \text{ ata}$,
 $t_1 = 95^\circ\text{C}$,
 $NR = 1100 \text{ kW}$,
 $ND = 2300 \text{ kW}$

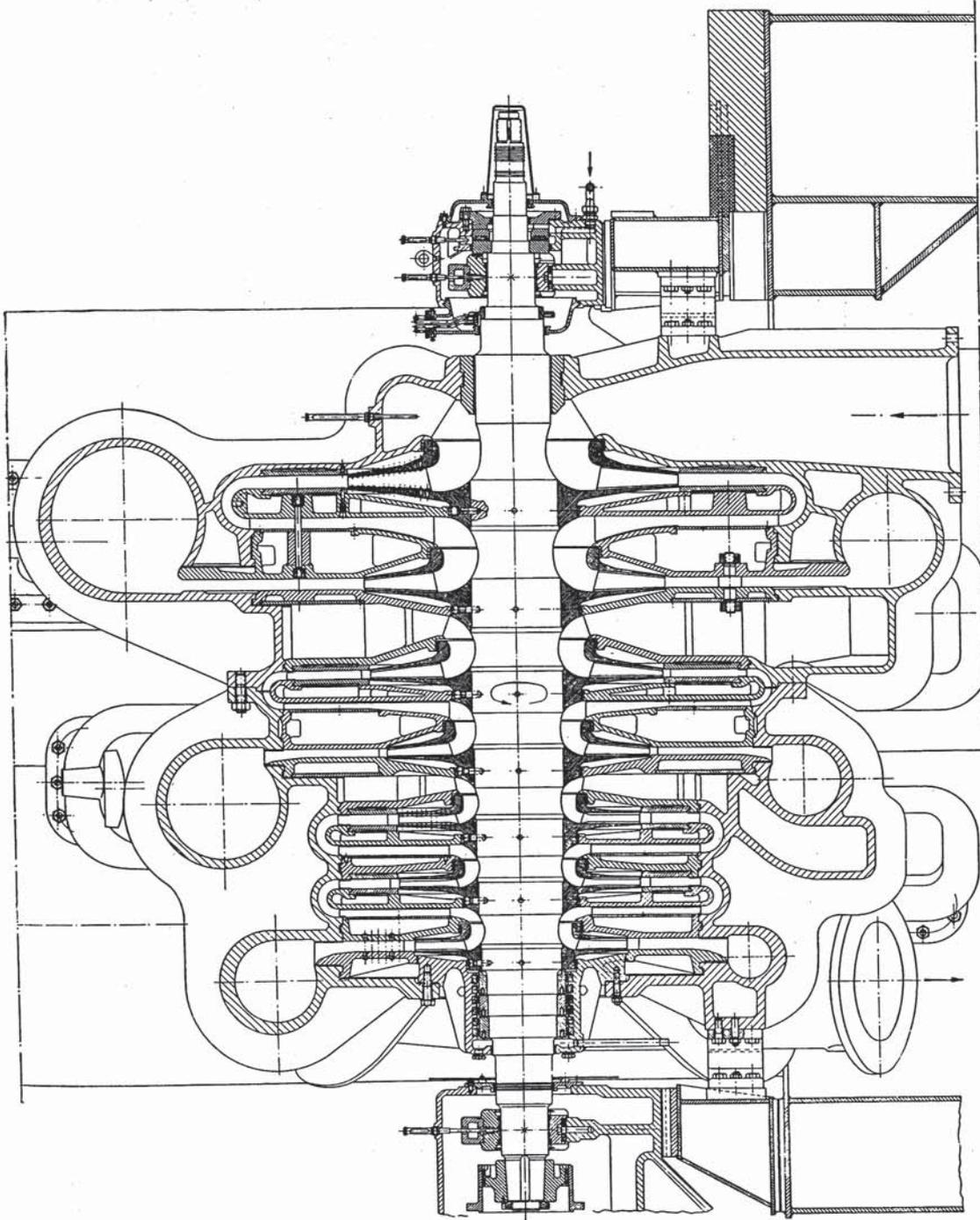


Abb. 357. Siebenstufiger Radialkompressor für die Prelluftversorgung (Bauart Escher-Wyss AG, Zürich)
 $V_1 = 80000$ bis $120000 \text{ m}^3/\text{h}$; Antriebsleistung maximal 10000 kW ; Druckverhältnis $\pi = 6,6$ bis 7 ; Antriebsdrehzahl n veränderlich zwischen 3500 und $4000 \text{ U}/\text{min}$

Geschlossene Gasturbine

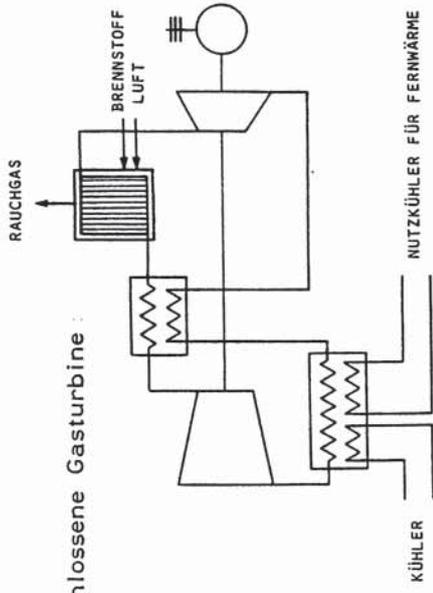


Abb. 1.2.13

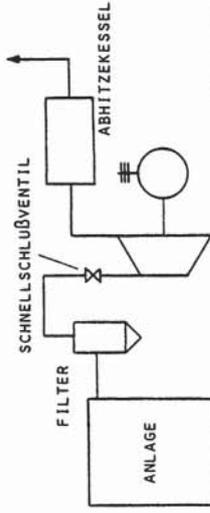


Abb. 1.2.14

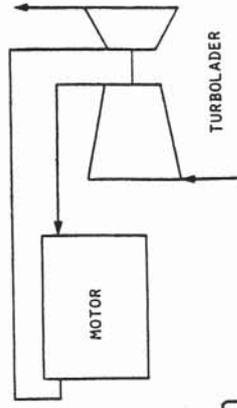


Abb. 1.2.15

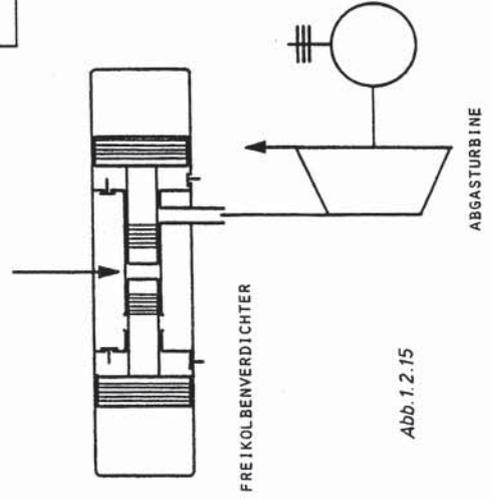


Abb. 1.2.16

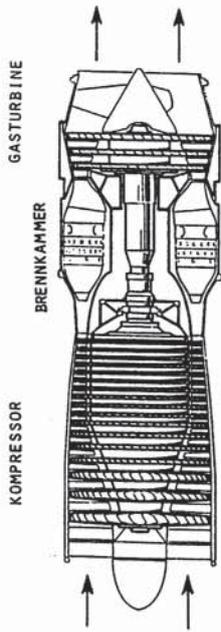


Abb. 1.2.10

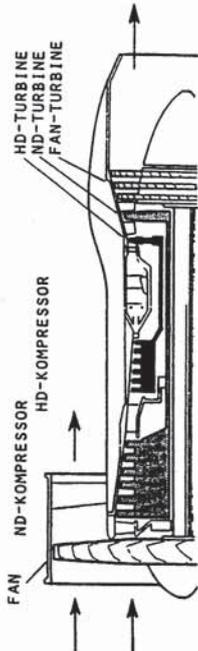
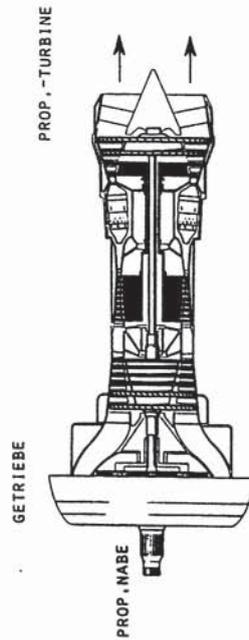
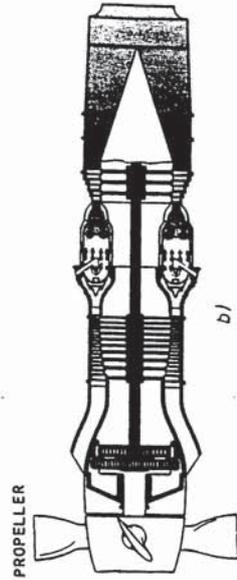


Abb. 1.2.11

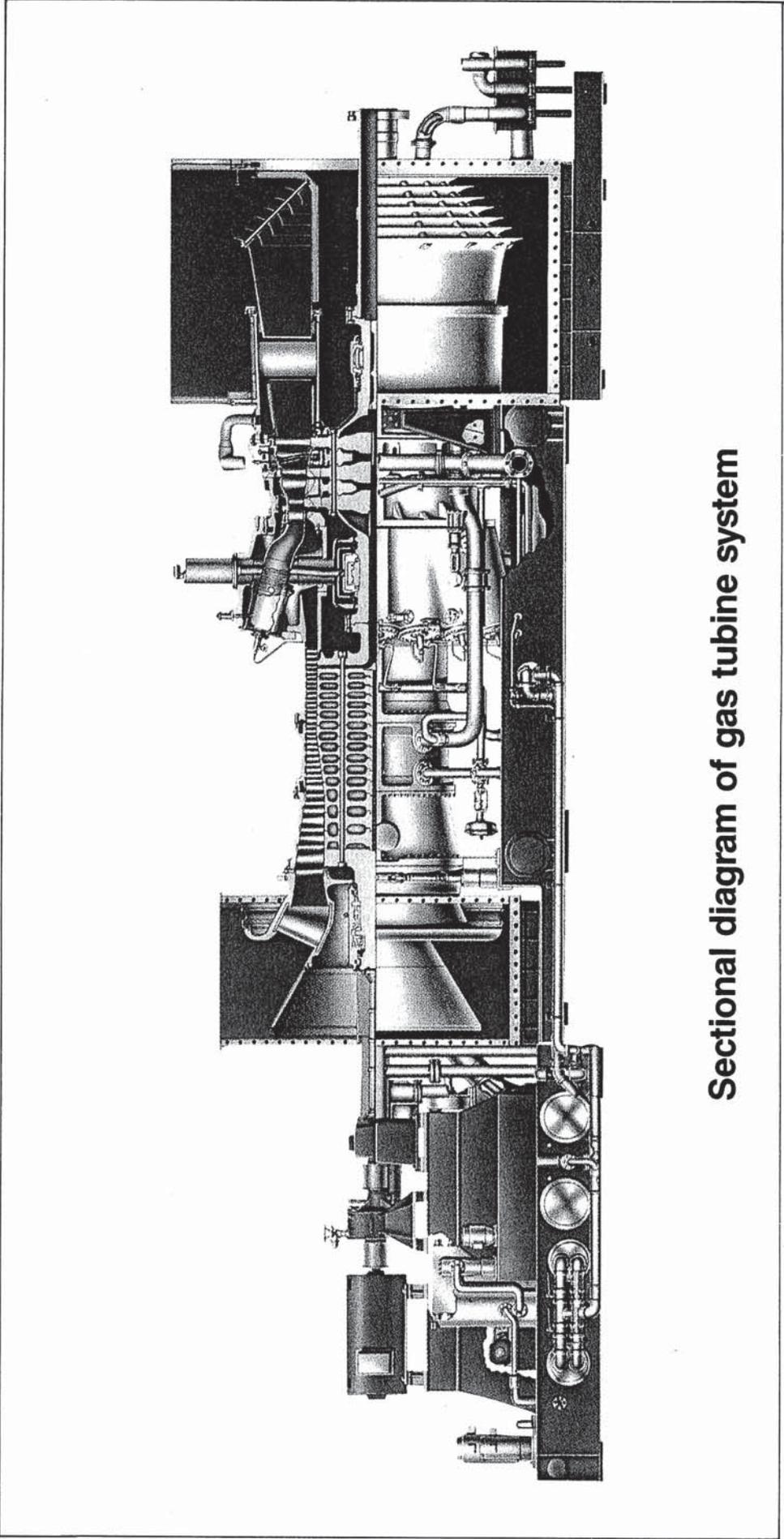


a/



b/

Abb. 1.2.12



Sectional diagram of gas turbine system



Institute for
Thermal Turbomachinery
and Machine Dynamics

Graz University of Technology
Erzherzog-Johann-University

Design of Thermal Turbomachinery - I

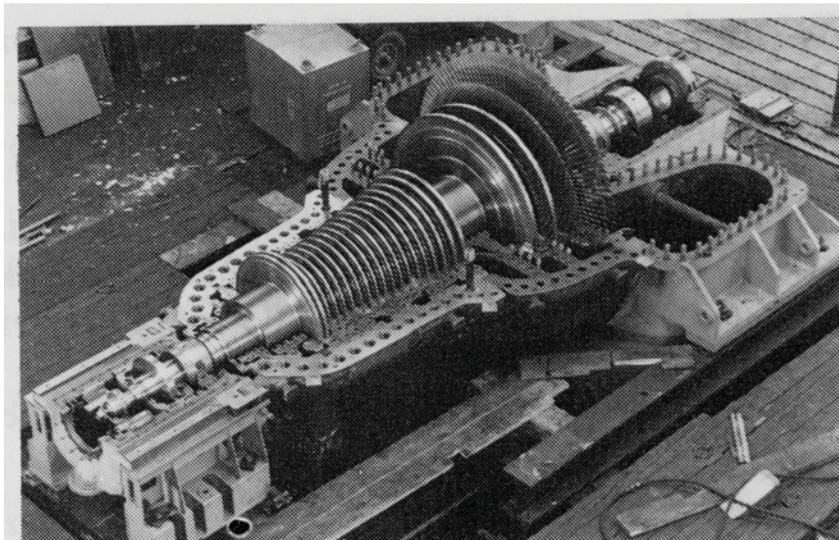
Lecture at the
Department of Aerospace Engineering
Middle East Technical University
Ankara, April 2008

Wolfgang Sanz
Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics
Graz University of Technology
Austria

>> MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY

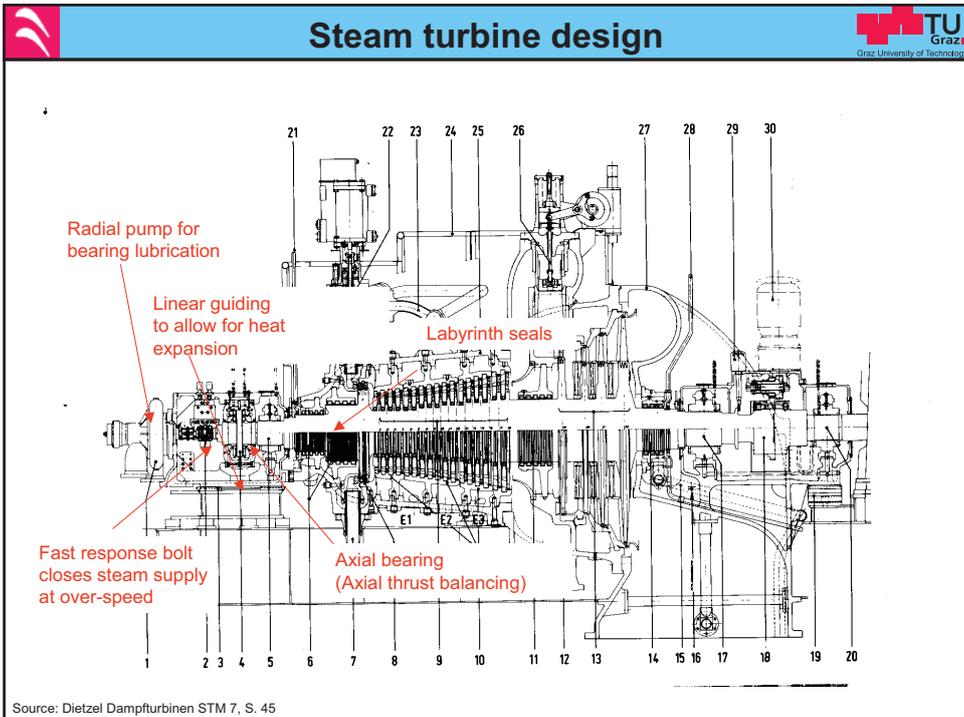
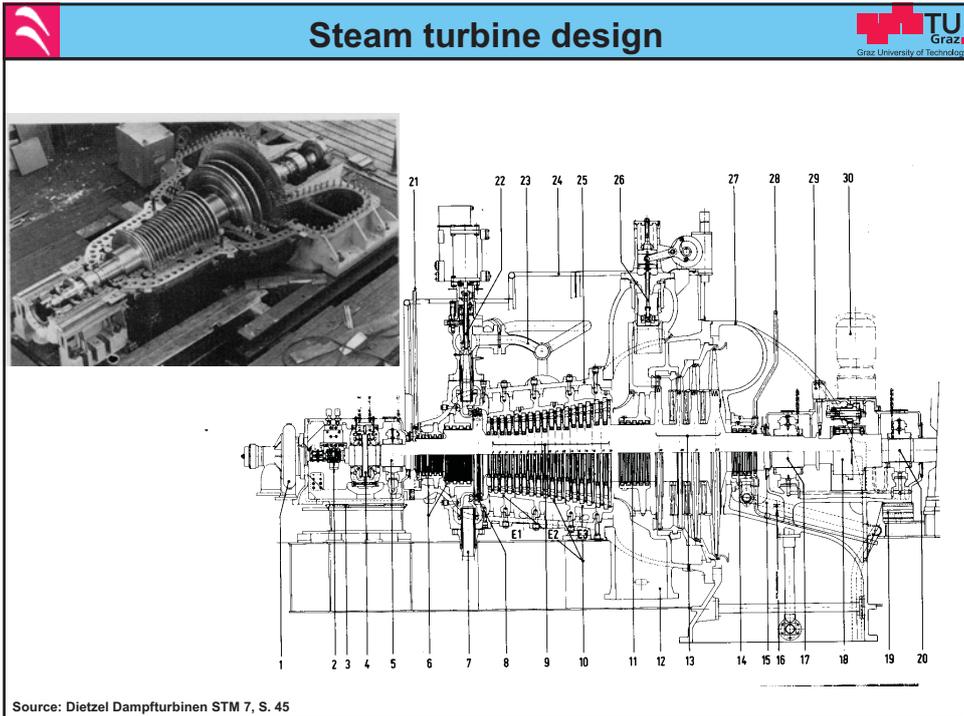


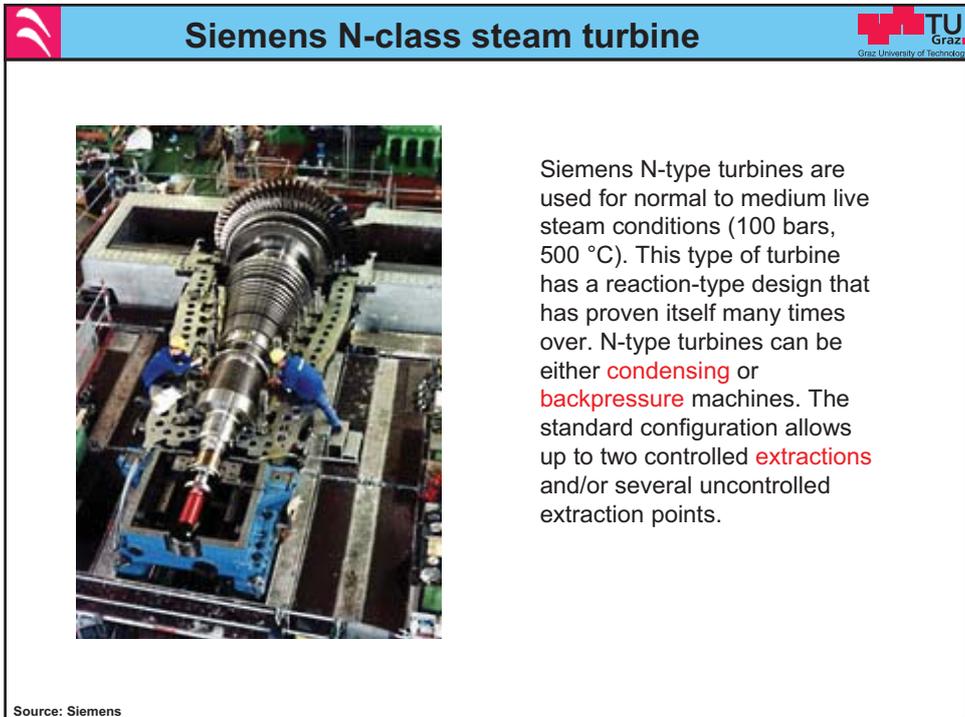
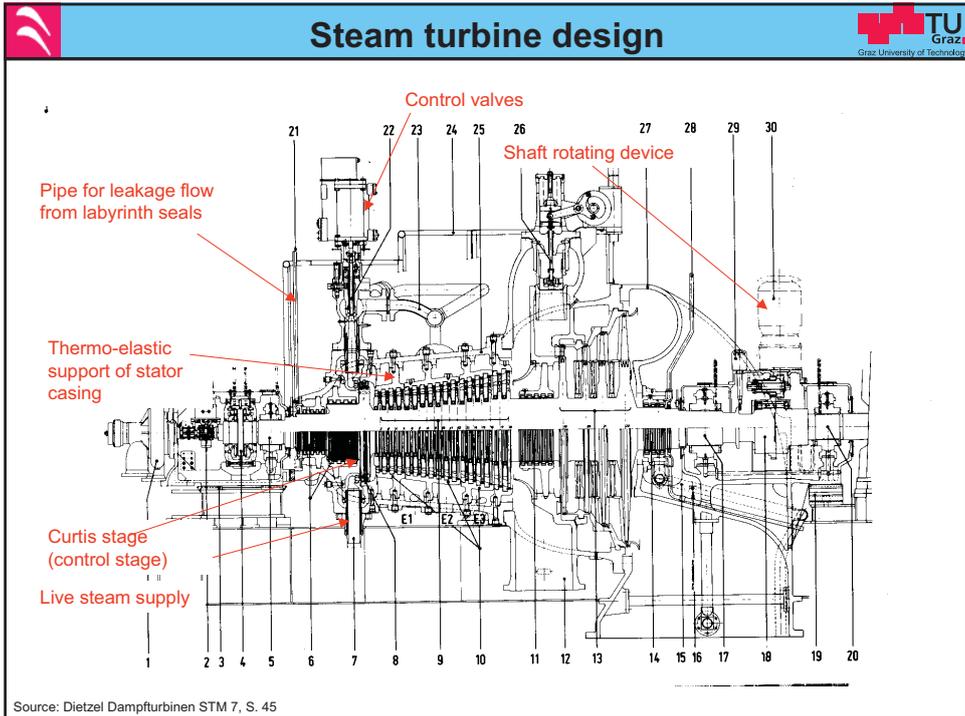
Steam turbine design

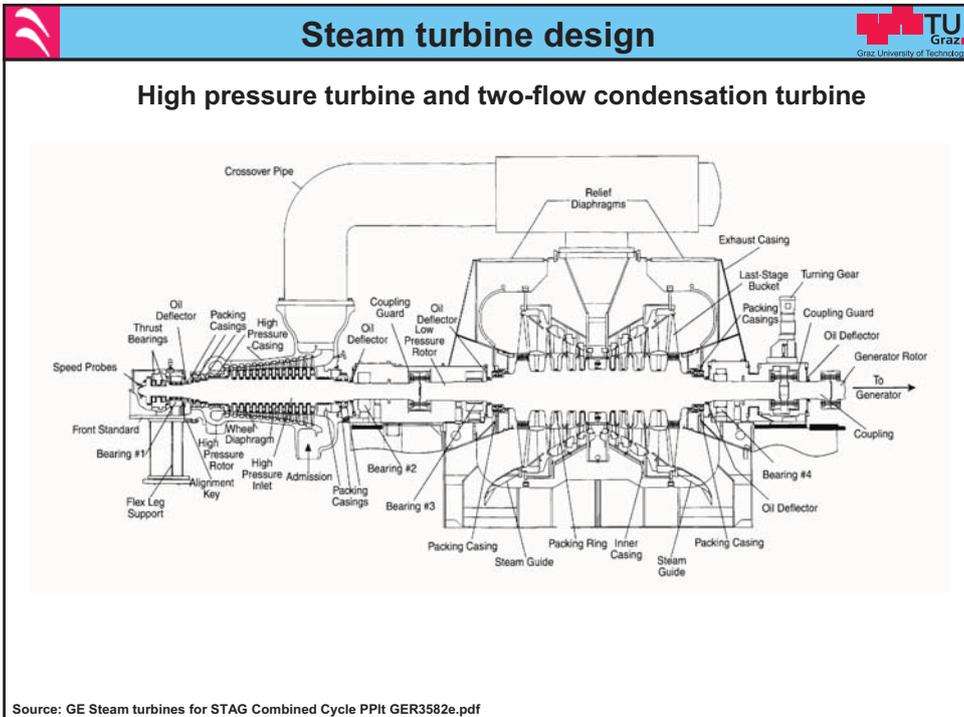
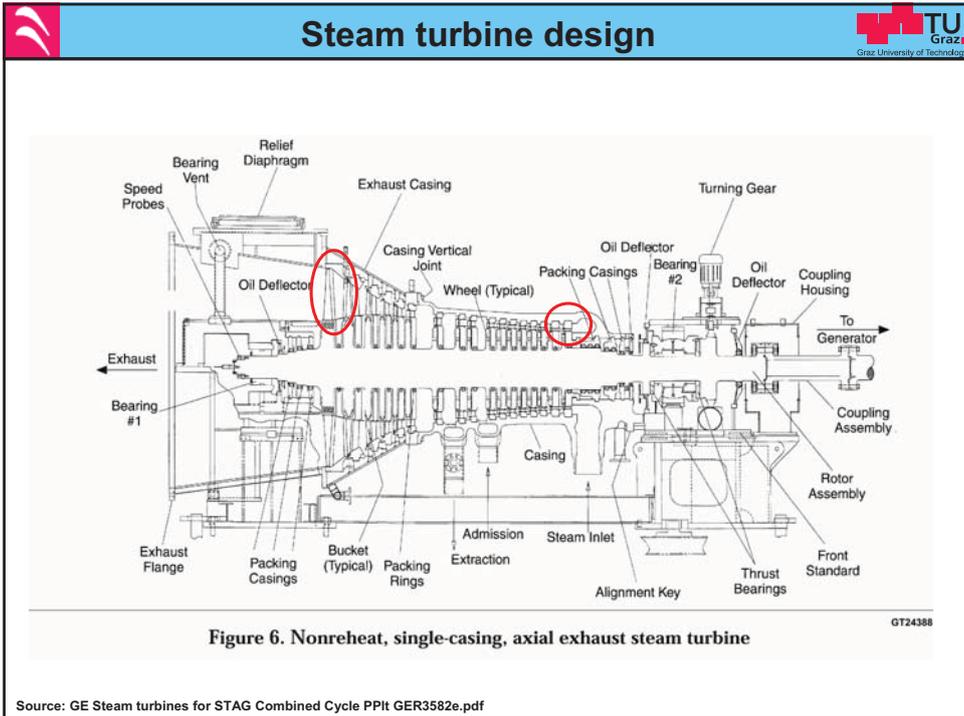


20/25 MW Extraction-Condensation turbine, live steam 70 bar, 525°C, extraction pressure 2,6 bar,
Condensation pressure 0,032 bar

Source: Dietzel Dampfturbinen STM 7, S. 45









Steam turbine in a nuclear plant



1200 MW turbo set with 6-flow condensation turbine

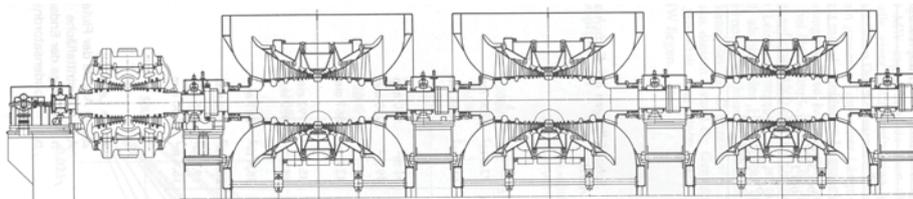


Bild 8.18 1200-MW-Dampfturboersatz eines Kernkraftwerkes (nach Fa. Siemens AG)

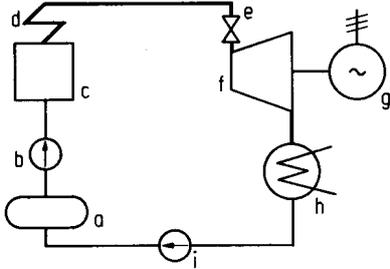
Source: Siemens



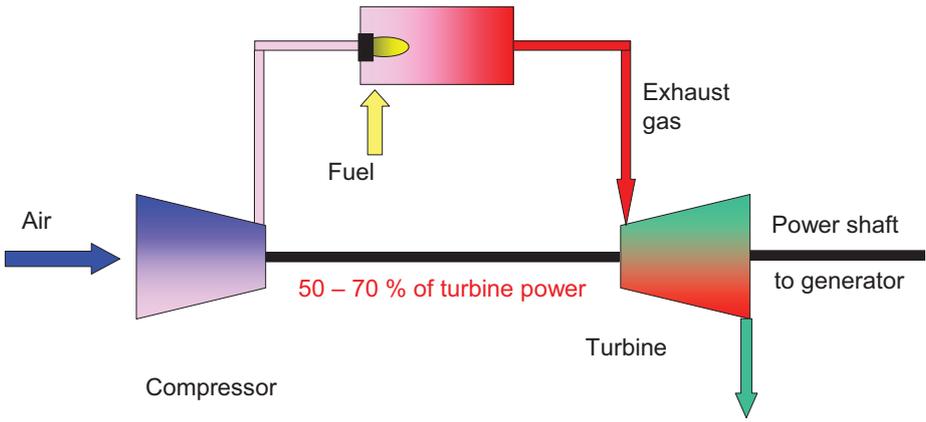
Voitsberg Steam Power Plant



Last Stage of a Condensation Turbine




Basic Principle of a Gas Turbine



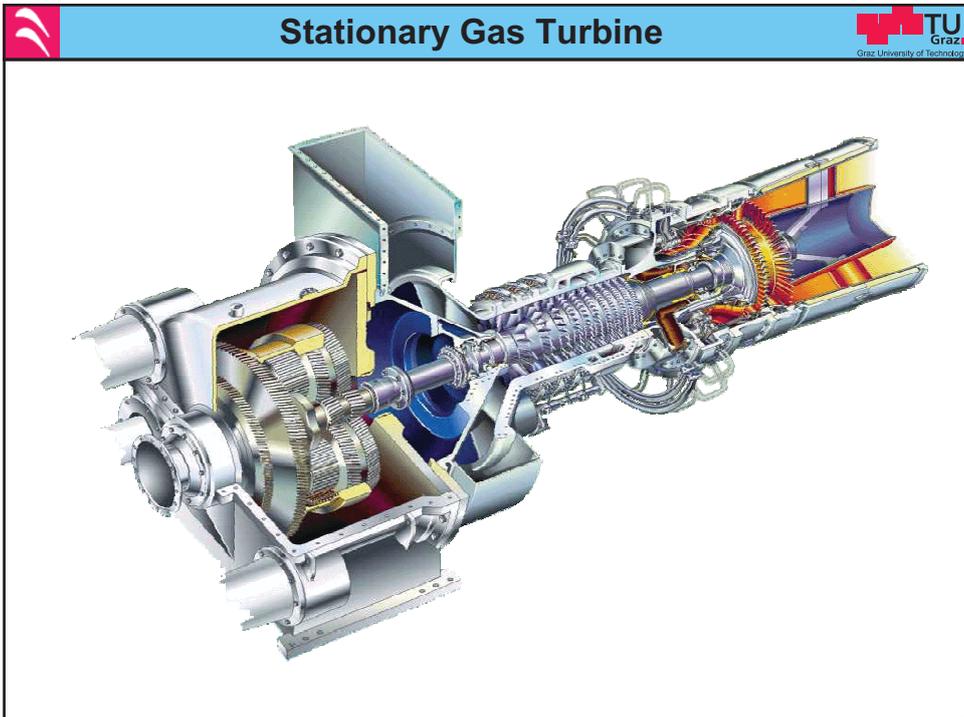
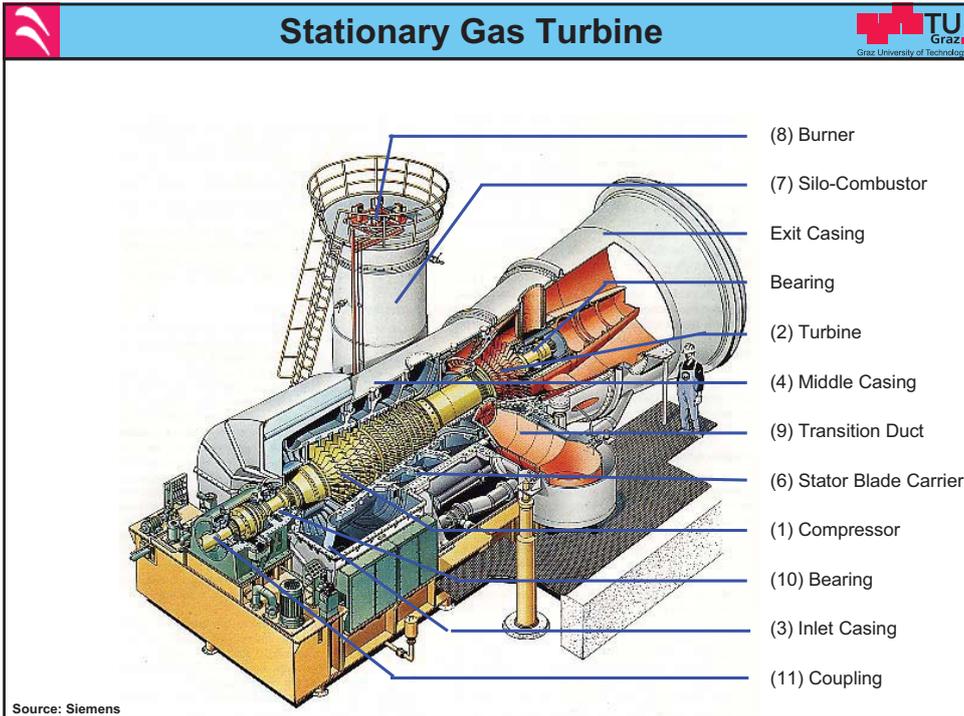
Pressure ratio: usually about 15, but up to 40 and more

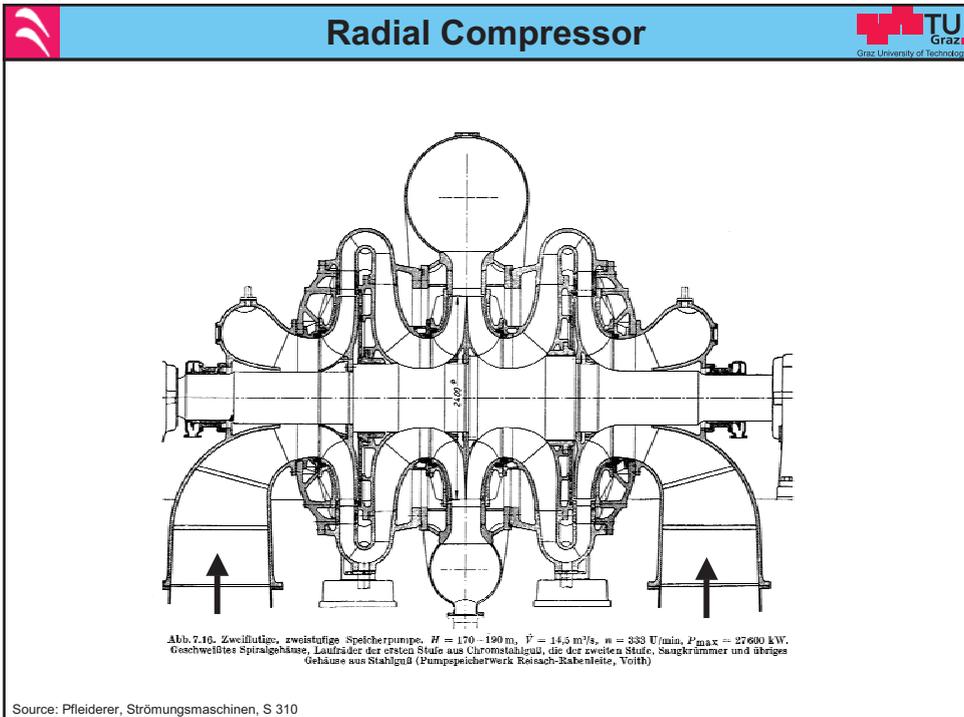
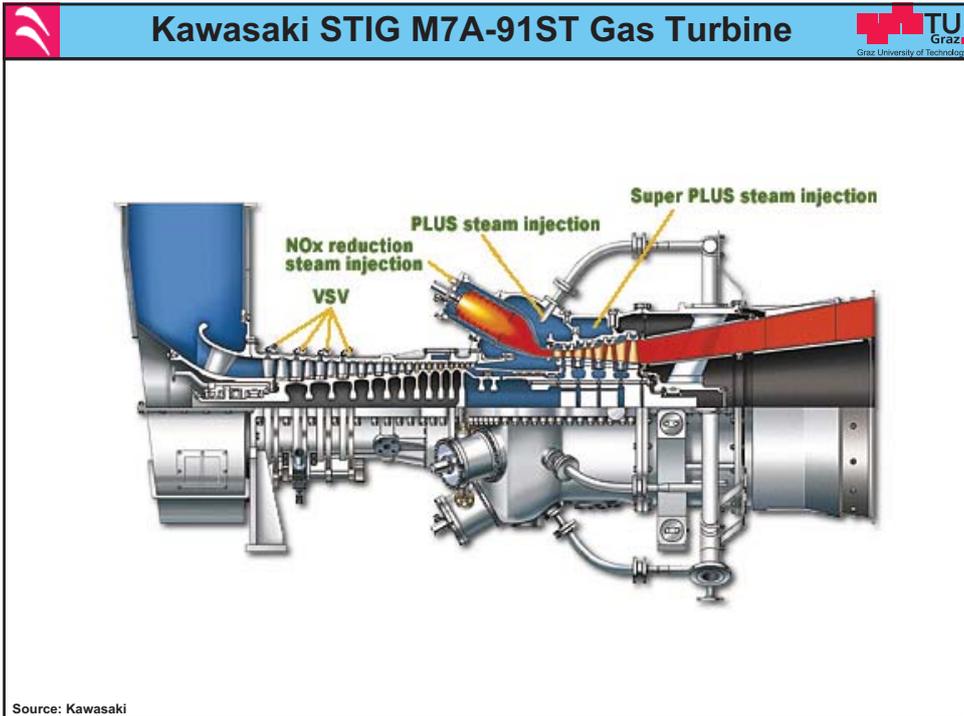
Turbine inlet temperature (TIT): 900° - 1700°C

Turbine exit temperature (TET): 400° - 600°C

Power: 100 kW – 300 MW

Source: Heitmeir LN TU Graz





Kapitel 3: Auslegung von Turbomaschinen

1. Was ist eine Turbomaschinenstufe?
2. Aktion- vs. Reaktionsstufe und h-s-Diagramm
3. Eindimensionale Auslegung
4. Umfangsarbeit
5. Kennwerte der Stufe, Reaktionsgrad
6. Dreidimensionale Schaufelgeometrie
7. Dampfturbinen-Beschaufelungen mit variablem Reaktionsgrad



Institute for
Thermal Turbomachinery
and Machine Dynamics

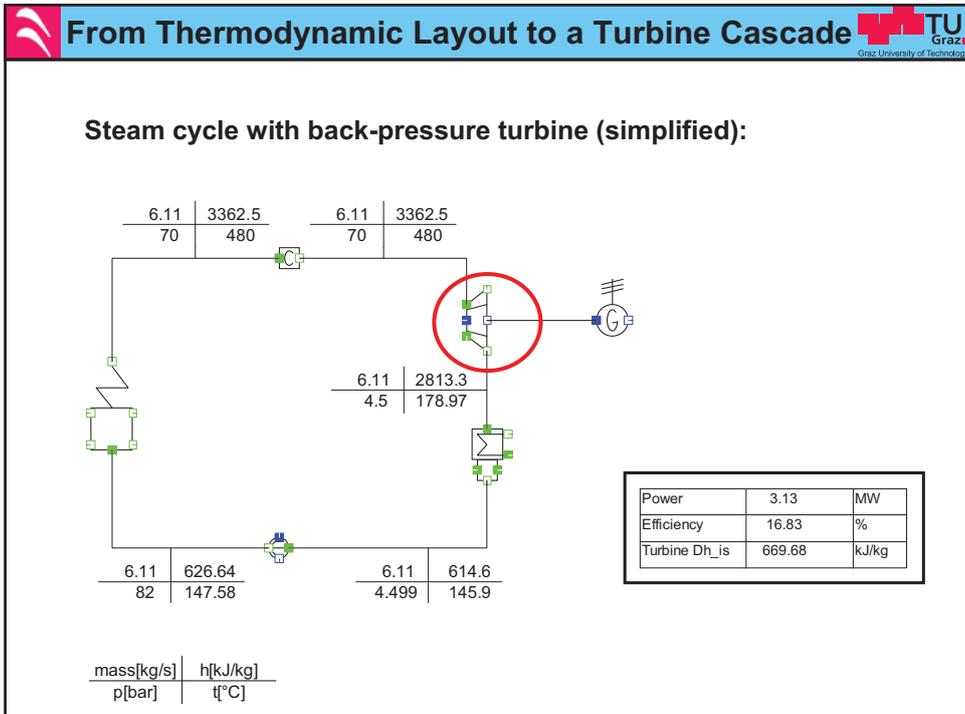
Graz University of Technology
Erzherzog-Johann-University

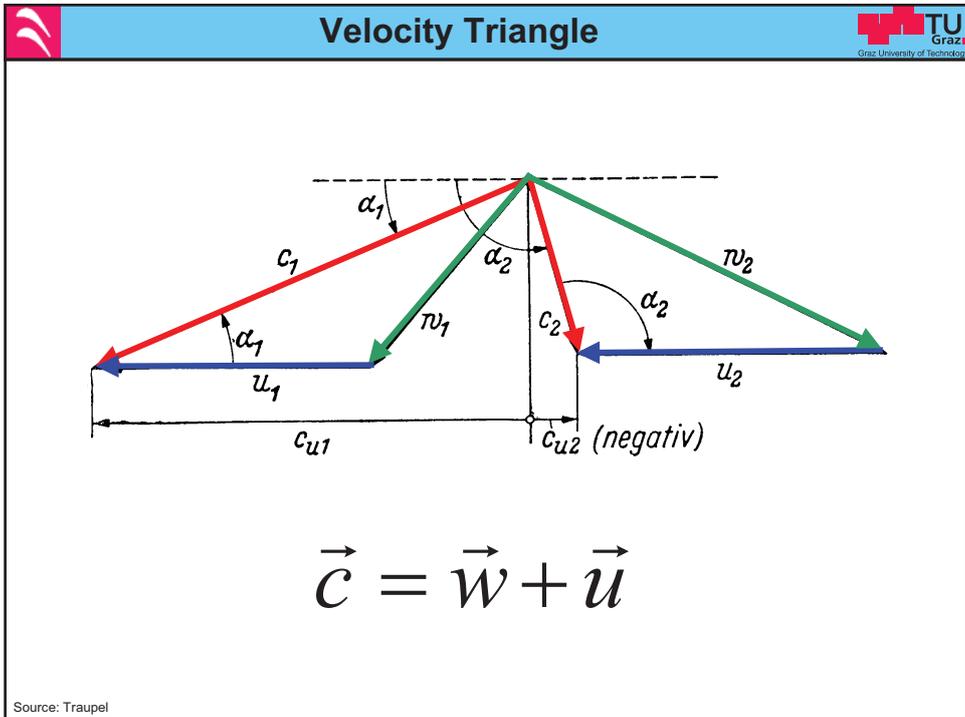
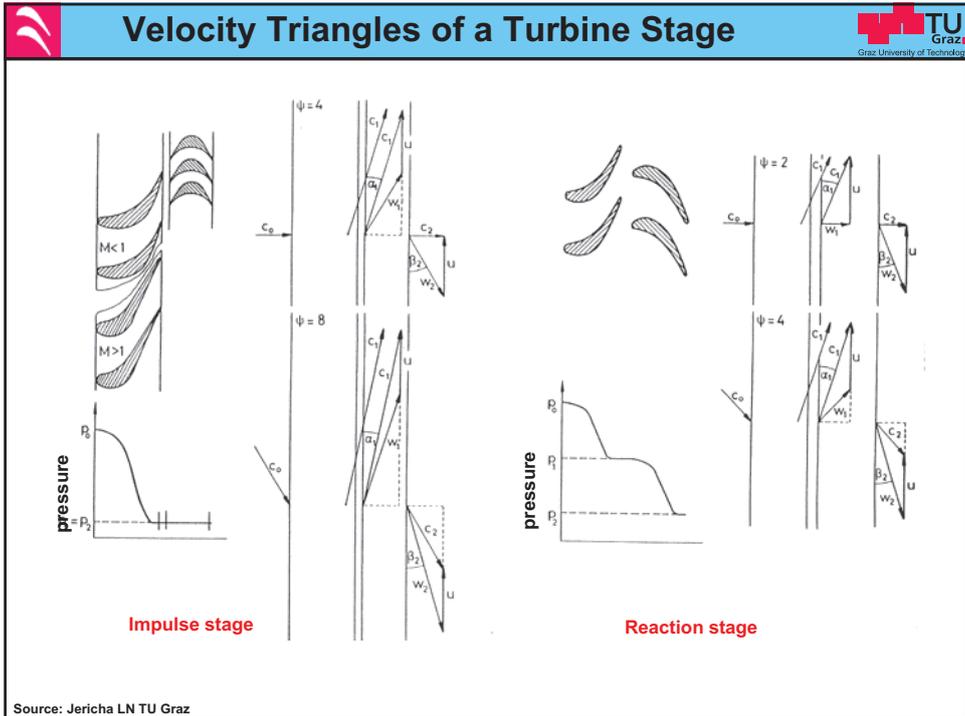
Design of Thermal Turbomachinery - II

Lecture at the
Department of Aerospace Engineering
Middle East Technical University
Ankara, April 2008

Wolfgang Sanz
Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics
Graz University of Technology
Austria

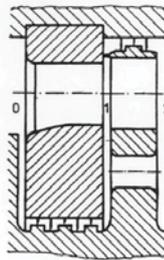
>> MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY





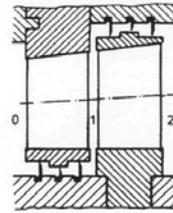


Impulse Stage vs. Reaction Stage



Impulse Stage

- Higher turning, thus lower efficiency
- Higher enthalpy drop
- Rotor pressure difference small so partial admission possible
- Smaller leakage loss (sealing at smaller radius)
- Smaller axial thrust



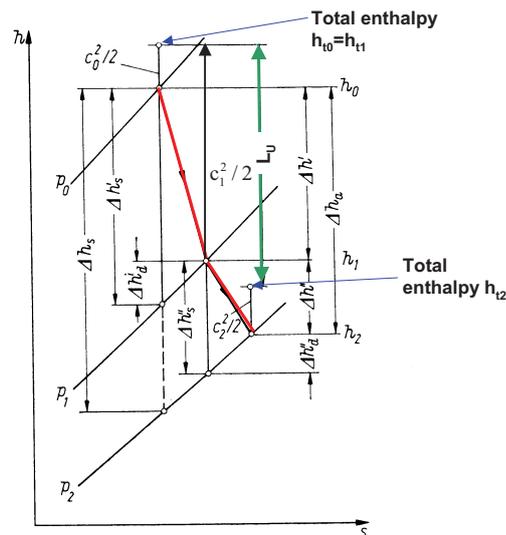
Reaction Stage

- Better stator and rotor efficiency
- Lower enthalpy drop
- only full admission
- Higher leakage loss
- Higher axial thrust, thus thrust balancing necessary

Source: Jericha LN TU Graz



h-s-Diagram of a Turbine Stage



$$\text{Specific work: } (h_2 + \frac{c_2^2}{2}) - (h_0 + \frac{c_0^2}{2}) = -L_u$$

Source: Jericha LN TU Graz



Stator Layout



$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_0 + \frac{c_0^2}{2}$$

$$h_0 - h_1 = \Delta h'$$

$$\frac{c_1^2}{2} = \Delta h' + \frac{c_0^2}{2}$$

for the isentropic expansion:

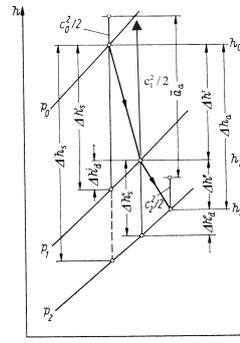
$$\frac{c_{1s}^2}{2} = \Delta h_s' + \frac{c_0^2}{2}$$

with a stator efficiency η'

$$\frac{c_1^2}{2} = \eta' \left(\Delta h_s' + \frac{c_0^2}{2} \right)$$

the absolute velocity c_1 at stator exit can be obtained

Using the **continuity** at stator exit the axial velocity component and thus the stator exit angle are obtained



Source: Jericha LN TU Graz



Rotor Layout



$$h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

$$h_1 - h_2 = \Delta h''$$

$$\frac{w_2^2}{2} = \Delta h'' + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

for the isentropic expansion:

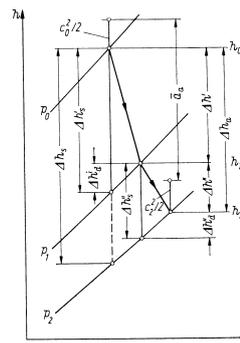
$$\frac{w_{2s}^2}{2} = \Delta h_s'' + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

with a rotor efficiency η''

$$\frac{w_2^2}{2} = \eta'' \left(\Delta h_s'' + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right)$$

the relative velocity w_2 at rotor exit can be obtained

Using the continuity at rotor exit the axial velocity component and thus the flow angle are obtained



Source: Jericha LN TU Graz



Specific Stage Work (Euler Equation)



$$(h_2 + \frac{c_2^2}{2}) - (h_0 + \frac{c_0^2}{2}) = -L_u$$

$$h_0 - h_2 = \Delta h' + \Delta h'' = \Delta h$$

$$L_u = \Delta h + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} = \Delta h' + \Delta h'' + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} = h_{t0} - h_{t2}$$

$$L_u = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2)$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2$$

$$L_u = u_1c_1 \cos \alpha_1 - u_2c_2 \cos \alpha_2 = u_1c_{u1} - u_2c_{u2}$$

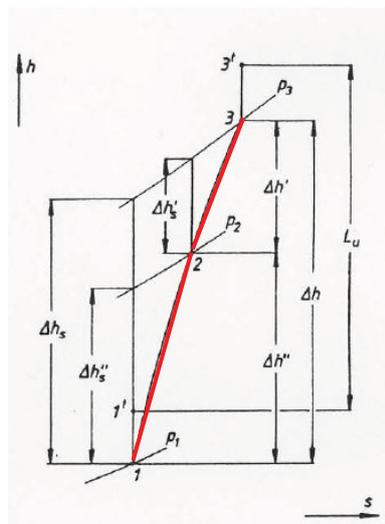
Axial flow at constant radius: $L_u = u \Delta c_u$

High circumferential speed (large diameter, high rotational speed) leads to high specific work!!!

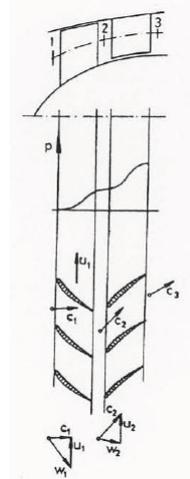
Source: Jericha LN TU Graz



Layout for a compressor stage



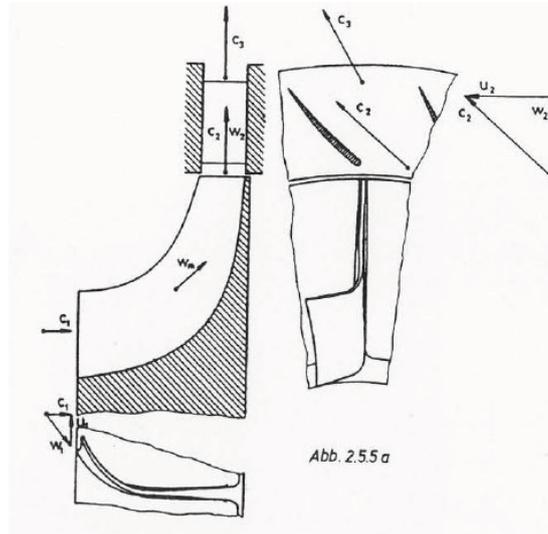
Axial compressor



Source: Jericha LN TU Graz

Layout for a compressor stage

Radial compressor



Source: Jericha LN TU Graz

Efficiency Definition

Circumferential Efficiency, valid at mid section:

Circumferential efficiency without exit loss:

$$\eta_u = \frac{L_u}{\Delta h_s + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2}}$$

Circumferential efficiency with exit loss:

$$\eta_u^* = \frac{L_u}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}}$$

Isentropic circumferential efficiency:

$$\eta_{su} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s}$$

Source: Jericha LN TU Graz



Inner Efficiency



Inner work: $L_i = L_u - \sum \Delta L = L_u - \Delta L_{sp}' - \Delta L_{sp}'' - \Delta L_R - \Delta L_V$

with

$\Delta L_{sp}'$ Stator leakage loss

$\Delta L_{sp}''$ Rotor leakage loss

ΔL_R Wheel friction

ΔL_V Ventilation loss

Inner efficiency without exit loss: $\eta_i = \frac{L_i}{\Delta h_s + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2}}$

Inner efficiency with exit loss: $\eta_i^* = \frac{L_i}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}}$

Isentropic inner efficiency: $\eta_{si} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_s} \quad \Delta h_i = \Delta h - \sum \Delta L$

Source: Jericha LN TU Graz



Total Efficiency



$$\eta = \eta_i \cdot \eta_l \cdot \eta_m$$

η = Total efficiency

η_i = Inner efficiency considering all stage losses

η_l = Volumetric efficiency considering leakage losses of shaft

η_m = Mechanical efficiency considering bearing friction, ...

Source: Bohl, Strömungsmaschinen 1, Seite 23



Dimensionless Stage Parameters



Flow Coefficient is a dimensionless volume flow:

$$\varphi = \frac{\dot{V}_2}{u_2 \cdot A_2}$$

$$\varphi = \frac{\dot{m} v_2}{u_2 \cdot A_2} = \frac{w_2}{u_2} \sin \beta_2$$

Load Coefficient is a dimensionless enthalpy drop:

$$\psi = \frac{\Delta h_s}{u_2^2 / 2}$$

In USA: $\psi = \frac{\Delta h_s}{u_2^2}$

$$\psi = \frac{2}{\eta_{su} u_2^2} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad c_1 = c_2$$

$$u_1 = u_2 = u$$

$$\psi = \frac{1}{\eta_{su}} \frac{2 \Delta c_u}{u}$$

Source: Jericha LN TU Graz



Degree of Reaction



Definition:

$$r = \frac{\text{Isentropic enthalpy drop in rotor}}{\text{Isentropic stage enthalpy drop}}$$

$$r = \frac{\Delta h_s''}{\Delta h_s}$$

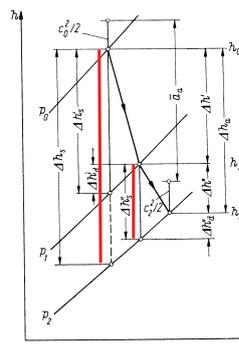
$$r = \frac{\left(\frac{w_2}{u_2}\right)^2 \frac{1}{\eta''} - \left(\frac{w_1}{u_2}\right)^2 + \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^2 - 1}{\psi}$$

Kinematic degree of reaction:

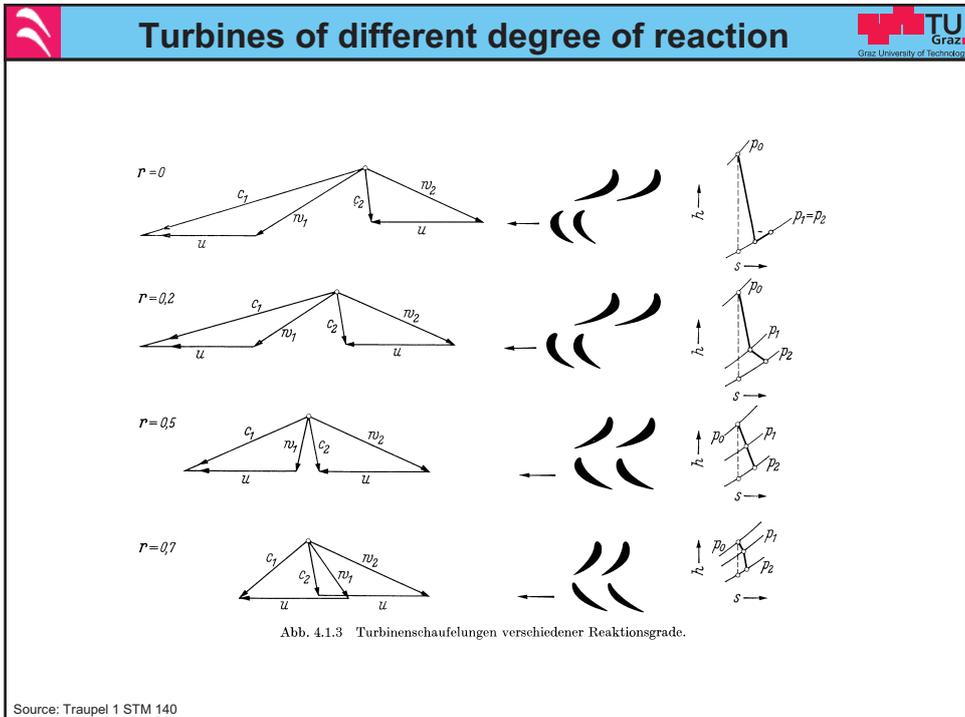
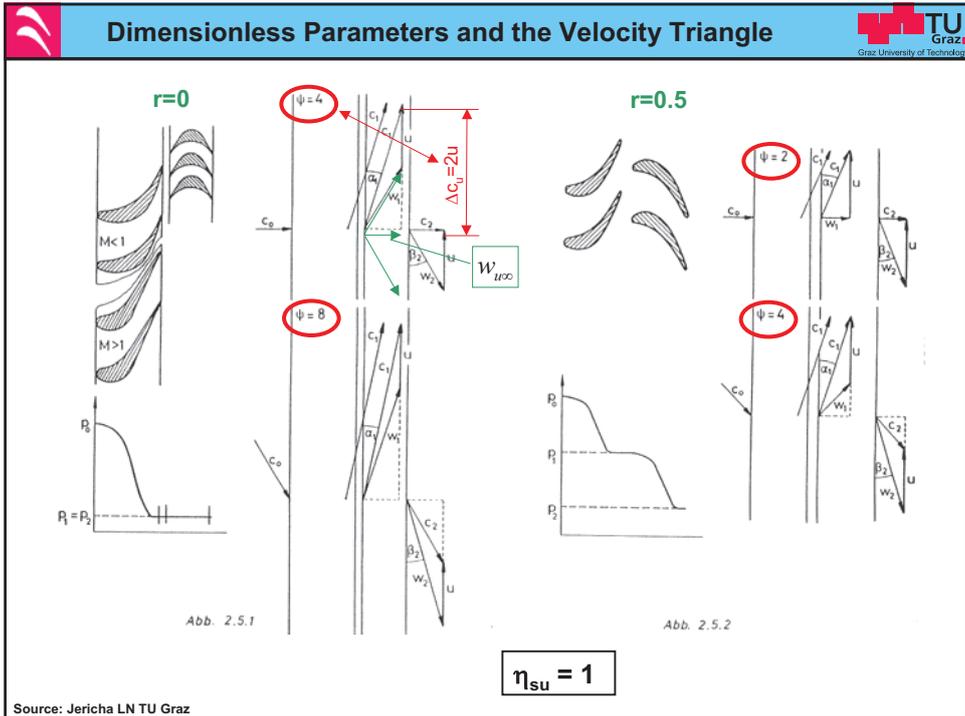
$$c_{ax1} = c_{ax2}, \quad u_1 = u_2$$

$$\eta' = \eta'' = 1$$

$$r_{kin} = -\left(\frac{w_{u1}}{u} + \frac{w_{u2}}{u}\right) = 1 - \frac{c_{u1}}{u} + \frac{c_{u2}}{u} = -\frac{w_{u\infty}}{u}$$



Source: Jericha LN TU Graz



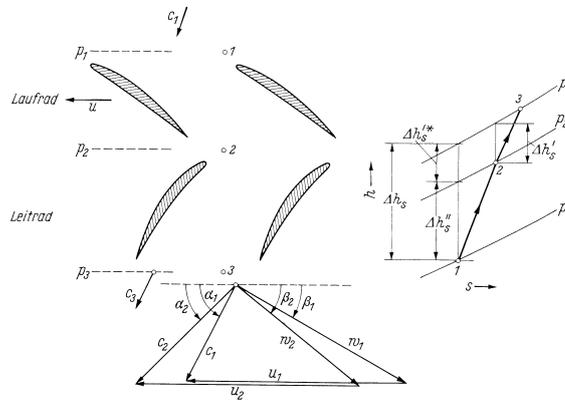


Abb. 4.2.2 Arbeitsweise einer Axialverdichterstufe.

Source: Traupel 1 STM 140

$$r \equiv \frac{\Delta h_s'}{\Delta h_s' + \Delta h_s''} \approx \frac{\Delta h_s'}{\Delta h_s} \quad 4.2(1)$$

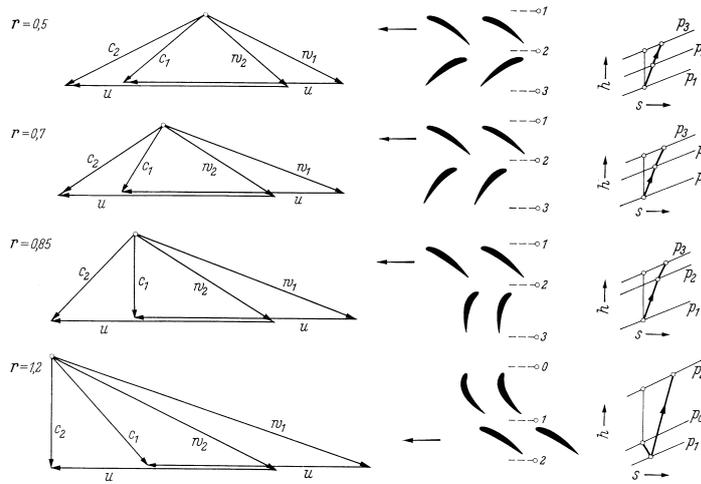


Abb. 4.2.3 Axialverdichterschaufelungen verschiedenen Reaktionsgrades.

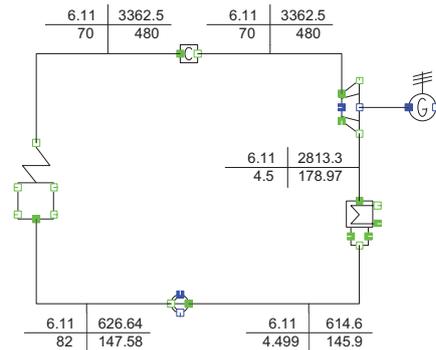
Source: Traupel 1 STM 140

What is needed to design a stage?

- Stage enthalpy drop
- Rotational speed
- Mean diameter
- Degree of reaction
- Stator and Rotor efficiency

| | | |
|---------------|--------|-------|
| Power | 3.13 | MW |
| Efficiency | 16.83 | % |
| Turbine Dh_is | 669.68 | kJ/kg |

| | |
|------------|----------|
| mass[kg/s] | h[kJ/kg] |
| p[bar] | t[°C] |



$$u = \Omega R = D\pi n / 60$$

$$\dot{V} = \frac{u}{\cos\alpha} \sin\alpha D\pi \frac{D}{D/l} \quad (\text{axial outflow}) \quad \rightarrow \quad \varphi = \tan\alpha$$

Generally: $\varphi = f \cdot \tan\alpha$ with $f = \frac{\psi}{4} + (1-r)$

Limit for short blades: $\alpha = 14^\circ, D/l = 10$

Limit for long blades: $\alpha = 35^\circ, D/l = 3$

$$D = 3 \sqrt{\frac{60 \dot{V} (D/l)}{n \pi^2 f \tan\alpha}}$$

$$D_o = D \left(1 + \frac{1}{D/l}\right) \quad \left| \quad D_i = D \left(1 - \frac{1}{D/l}\right) \right|$$

D ... mean diameter n ... rotational speed [rpm] u ... circumferential velocity
 V ... volume flow α ... nozzle angle l ... blade length
 D_{i,a} ... inner/outer diameter



Number of Stages



Isentropic stage enthalpy drop: $h_{st} = \psi \frac{u^2}{2}$

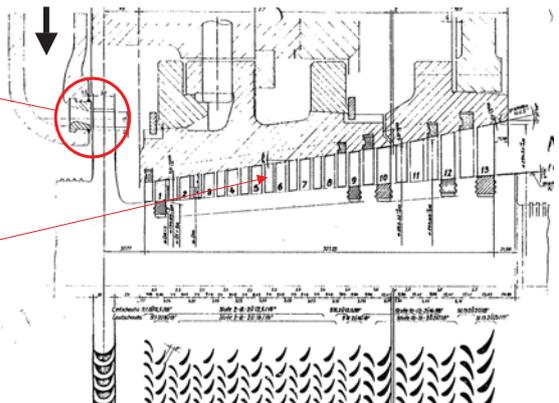
Stage number z: $z \cdot \frac{h_{st1} + h_{stz}}{2} = \Delta h_{Teilturbine}$

By varying the parameters r , ψ , α , D/l and n for the first and last stage of a stage group feasible dimensions and stage number can be found!



Layout of reaction stages



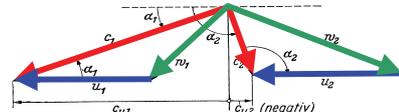


Control stage:
20 % of turbine enthalpy drop

13 reaction stages:
 $\Delta h_{is} = 536 \text{ kJ/kg}$
 $V_1 = 0.426 \text{ m}^3/\text{s}$
 $V_2 = 2.75 \text{ m}^3/\text{s}$

→ Excel

Assumption of stator and rotor efficiency then allows the layout of the velocity triangles!



Source: Jericha LN TU Graz



Three-dimensional Blade Design



Until now the blade geometry was determined only for a representative mid section.

But there are differences along the blade height:

- The circumferential velocities vary along the blade height.
- The radial balance between centrifugal and pressure forces leads to a radial pressure distribution.

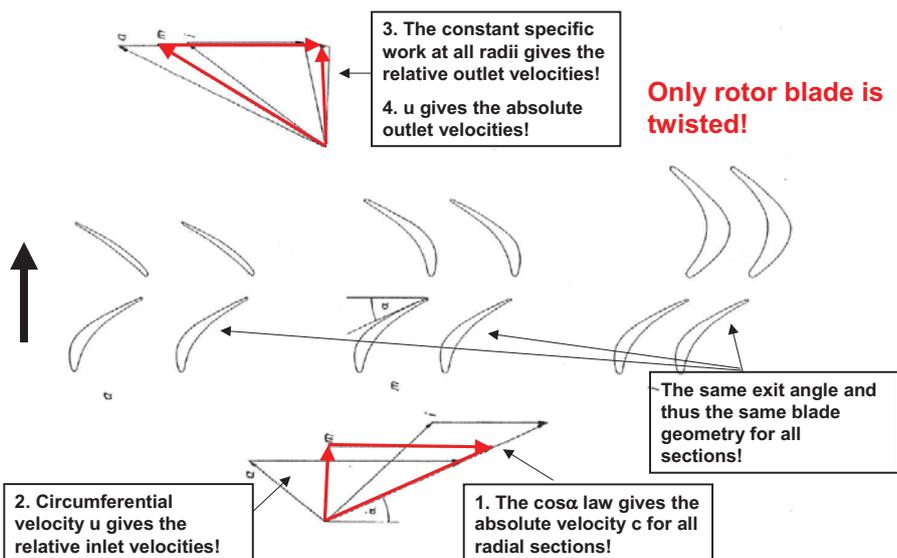
This leads to different velocity triangles along the blade height and thus a **twist** of the 3D blade is necessary (except for very small D/l ratios)

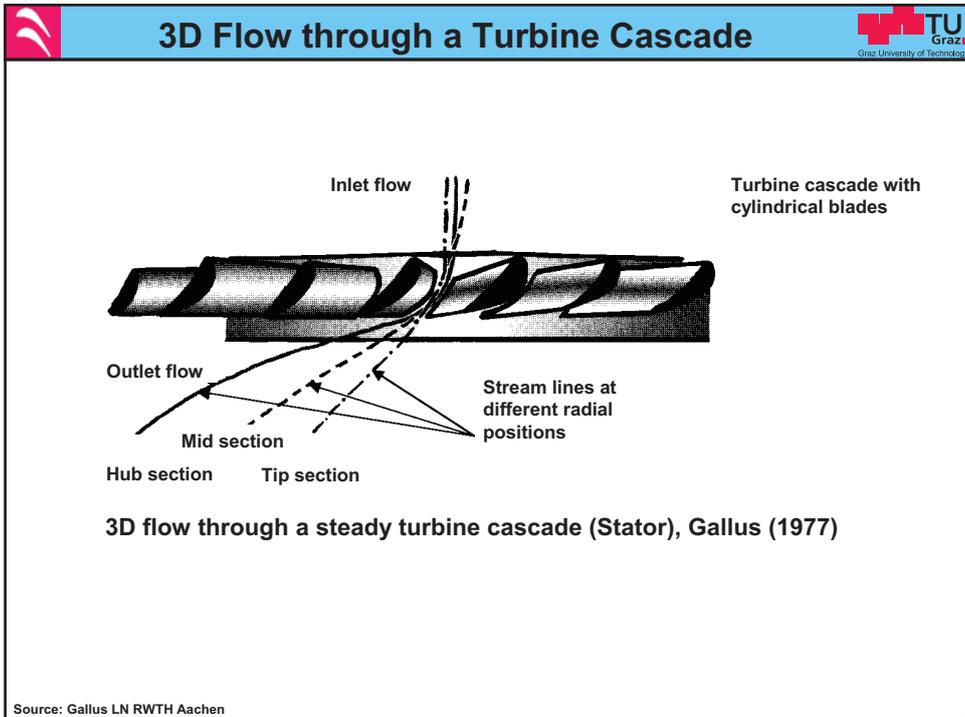
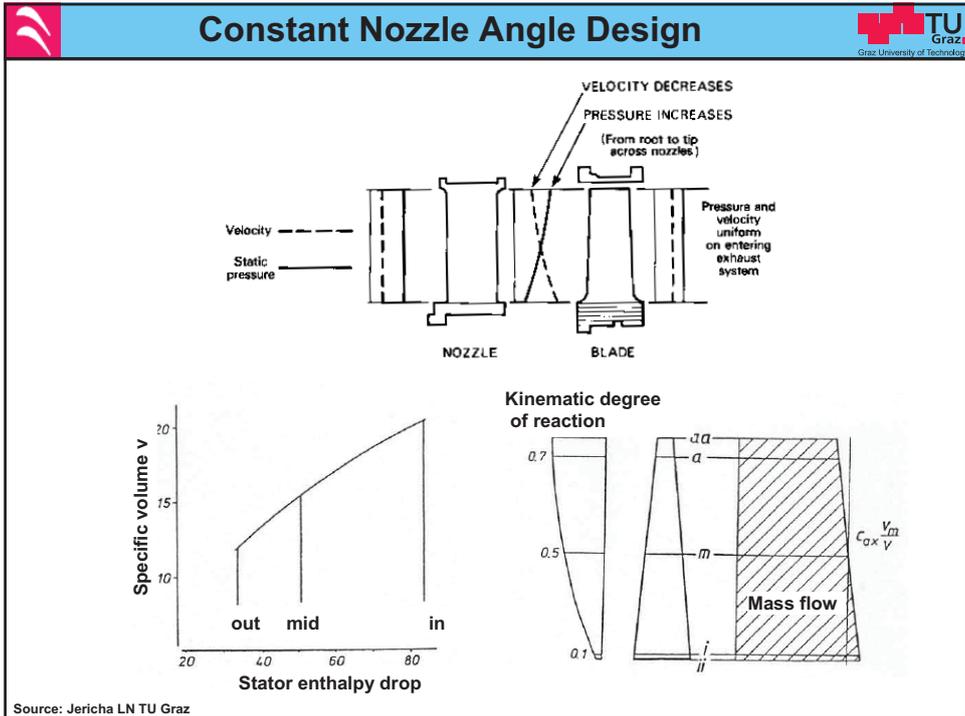


Constant Nozzle Angle Design

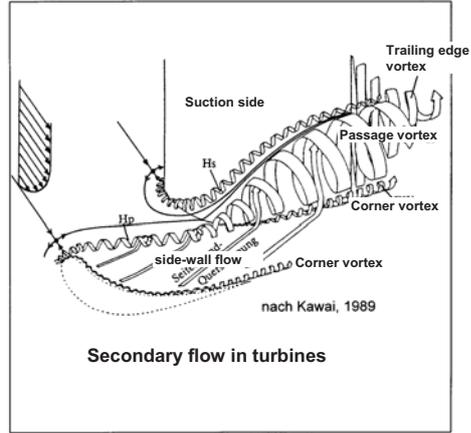
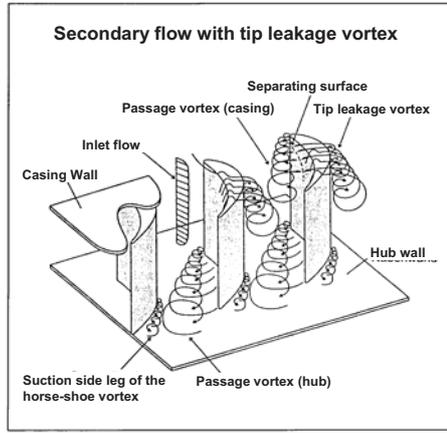


Starting point is the velocity triangle at mid section:





Secondary Flows



Hp ... Pressure side leg of the horse-shoe vortex Hs ... Suction side leg of the horse-shoe vortex

Secondary flow in turbines

Modern 3D Blade geometry

Where do the highest secondary losses occur?

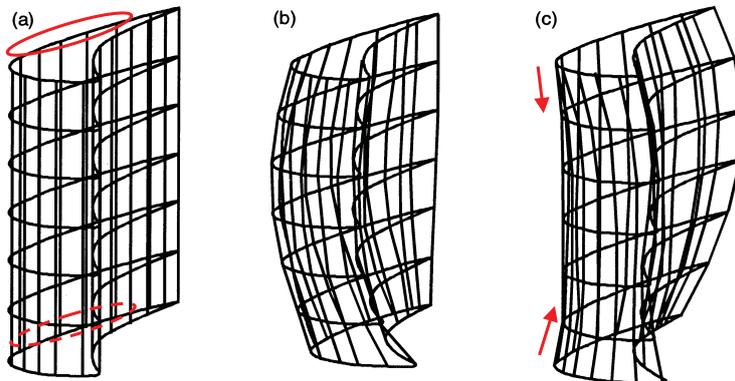
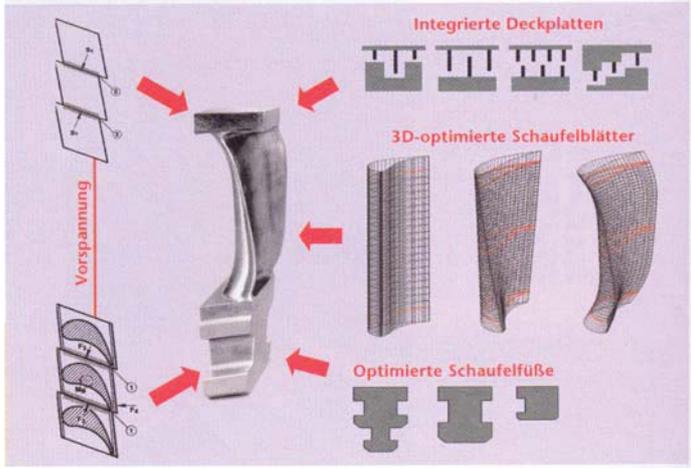


Figure 6.11. Section stacking: (a) radial stack (b) and (c) 3D stacks.
Stacking of two-dimensional sections along radius

Modern 3D Blade geometry 



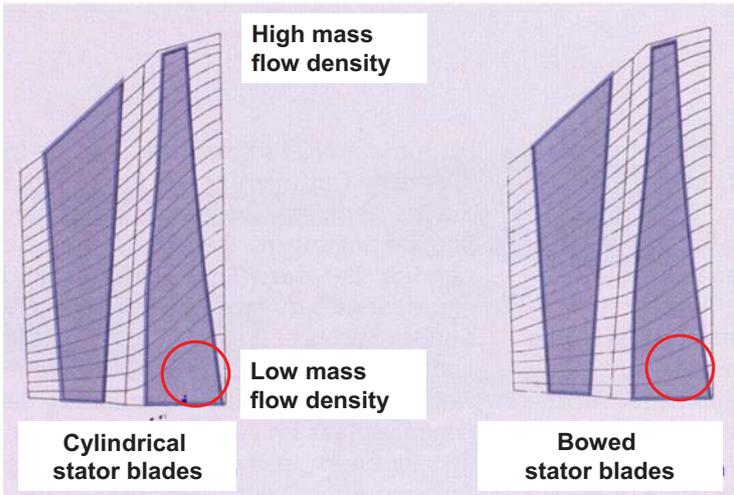
The diagram illustrates the components of modern 3D blade geometry. A central 3D model of a turbine blade is shown with red arrows pointing to four categories of components:

- Vorspannung**: A vertical red line with arrows pointing to a stack of three rectangular plates on the left.
- Integrierte Deckplatten**: Three cross-sectional views of integrated top plates at the top of the blade.
- 3D-optimierte Schaufelblätter**: Three curved, mesh-like blade profiles in the middle.
- Optimierte SchaufelfüÙe**: Three cross-sectional views of optimized root profiles at the bottom of the blade.

Source: BWK 3/2005, Seite 58, Bild 3

Modern 3D Blade geometry 

Meridian stream lines



The diagram compares the meridional streamlines for two types of stator blades:

- Cylindrical stator blades**: Shows a blade with a straight leading edge. The streamlines are more widely spaced at the bottom, labeled as **Low mass flow density**.
- Bowed stator blades**: Shows a blade with a curved leading edge. The streamlines are more densely packed at the bottom, labeled as **High mass flow density**.

Source: BWK 3/2005, Seite 60, Bild 4

Die Liberalisierung des Energiemarktes und die damit verbundene Notwendigkeit, elektrische Energie möglichst preisgünstig zur Verfügung zu stellen, hat die Forderung nach hohen Wirkungsgraden von Dampfturbinen in den letzten Jahren weiter verschärft. Es werden daher kontinuierlich Anstrengungen unternommen, alle strömungsführenden Teile ei-

ner Dampfturbine zu verbessern. Das Hauptaugenmerk gilt dabei der Beschau felung. Mit einer neu entwickelten Beschau felung, die sich durch einen für jede Stufe individuell optimierten Reaktionsgrad auszeichnet, läßt sich der Wirkungsgrad von Hoch- und Mitteldruckteilturbinen weiter steigern. In diesem Aufsatz wird zunächst der Auslegungs-

prozeß für diese neue Beschau felung skizziert. Anschließend werden die Verlustmechanismen in Dampfturbinenstufen betrachtet und die physikalischen Mechanismen, die zu einer variablen Reaktionsgradverteilung und dem damit verbundenen Wirkungsgradgewinn führen, erläutert.

Dampfturbinen-Beschau felungen mit variablem Reaktionsgrad

Ingo Stephan, Ralf M. Bell, Ulrich Capelle, Mathias Deckers, Joachim Schnaus und Volker Simon

Während in Dampfturbinen früher überwiegend zylindrische Schaufeln eingesetzt wurden, zeichnet sich heute eine Beschau felung für hohe Wirkungsgrade in allen Teilturbinen durch eine dreidimensionale Blattgestalt aus. In den letzten Stufen von Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbinen werden schon seit Jahren verwundene Schaufeln eingesetzt, um dem räumlichen Charakter der Strömung Rechnung zu tragen [1]. Speziell für die ersten Stufen von Hoch- und Mitteldruckturbinen wurde die 3DS®-Beschau felung entwickelt [2]. Diese Beschau felung ist durch eine Biegung des Schaufelblattes in Umfangsrichtung charakterisiert, die zu einer Verminderung der Sekundärverluste führt. Diese Entwicklung wurde ermöglicht durch die Verfügbarkeit moderner Verfahren zur Berechnung dreidimensionaler reibungsbehafteter Strömungen sowie durch Werkzeugmaschinen zur wirtschaftlichen Herstellung dreidimensional gestalteter Schaufeln. Durch die neuen Berechnungs- und Fertigungsverfahren ist es nun möglich, sich von der traditionellen Aufteilung der Dampfturbinenbauarten in Überdruck- und Gleichdruckturbinen zu lösen und Beschau felungen mit einem variablem Reaktionsgrad herzustellen.

Wir haben daher eine neue Beschau felung entwickelt, bei der neben der dreidimensionalen Blattgestalt auch der Reaktionsgrad für jede Stufe individuell festgelegt wird [3]. Durch die zusätzlich gewonnenen Freiheitsgrade läßt sich der Wirkungsgrad dreidimensional gestalteter Schaufeln noch weiter steigern. Bei der Entwicklung der neuen 3DV™-Beschau felung stan-

den folgende Ziele im Vordergrund:

- Steigerung des Wirkungsgrades,
- Beschleunigung des Auslegungs-, Konstruktions- und Fertigungsprozesses,
- Verbesserung der Produkt- und Prozeßqualität und
- gleichbleibend hohe Betriebssicherheit und Verfügbarkeit.

Die Steigerung des Wirkungsgrades wird durch neue und weiterentwickelte Profil- und Schaufelformen und eine numerisch optimierte Beschau felungsauslegung erzielt. Dazu wurde ein Stufenauslegungsprogramm mit einem kommerziellen numerischen Optimierungsalgorithmus gekoppelt. Innerhalb des Stufenauslegungsprogrammes werden alle thermodynamischen, aerodynamischen, mechanischen und konstruktiven Größen für jede Stufe innerhalb des Schaufelkanals berechnet. Zielfunktion der Optimierung ist der Wirkungsgrad einer Teilturbine, und als Optimierungsvariablen dienen Stufengefälle, Reaktionsgrad, innerer Durchmesser des Strömungskanals, Schaufelhöhen sowie Sehnenlängen und Teilungsverhältnisse der Schaufelkränze. Restriktionen können unter anderem für Strömungswinkel, Festigkeit, Baulänge und Axialschub formuliert werden. Die Optimierungsroutine beruht auf einer Gradientenmethode und erfordert daher unbedingt die Stetigkeit von Zielfunktion und Nebenbedingungen. Da dem Optimierungsalgorithmus auch numerisch bedingte Rundungsfehler als Unstetigkeiten erscheinen, mußte das bestehende Stufenauslegungsverfahren vollständig überarbeitet und sorgfältig neu programmiert werden.

Diese Mühe ist unbedingt notwendig, zahlt sich aber vielfach

aus: Der Stufenoptimierungsalgorithmus ist nicht nur äußerst stabil, sondern auch erstaunlich schnell und findet zielstrebig das globale Wirkungsgradmaximum unter Einhaltung aller mechanischer und konstruktiver Randbedingungen ohne sich in lokalen Maxima zu verlieren. Die Neuorganisation der Programme erlaubt es, auch zukünftig weitere Nebenbedingungen rasch einzufügen, falls dies notwendig sein sollte. Außerdem können nicht nur die neu entwickelten 3DV-Profilen sondern auch beliebige Standardprofile abgebildet werden. Damit ist es möglich, jederzeit

Dipl.-Ing. *Ingo Stephan*, Jahrgang 1968, Studium der Energietechnik an der TU Dresden. Seit 1995 Entwicklungsingenieur im Bereich Dampfturbinen-Schau felentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim.

Dr.-Ing. *Ralf M. Bell*, Jahrgang 1963, Studium der Luft- und Raumfahrttechnik an der RWTH Aachen, Promotion an der Universität der Bundeswehr München. Seit 1998 Teamleiter im Bereich Dampfturbinen-Engineering der Siemens/KWU, Mühlheim.

Dipl.-Ing. *Ulrich Capelle*, Jahrgang 1958, Studium des Maschinenbaus an der RWTH Aachen. Seit 1995 Entwicklungsingenieur im Bereich Dampfturbinen-Schau felentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim.

Dipl.-Ing. *Mathias Deckers*, Ph.D., Jahrgang 1963, Studium des Maschinenbaus an der Ruhr-Universität Bochum, Promotion an der University of Cambridge (UK). Seit 1998 Teamleiter im Bereich der Dampfturbinen-Schau felentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim.

Dr.-Ing. *Joachim Schnaus*, Jahrgang 1964, Studium des Maschinenbaus an der TU München, Promotion an der Universität der Bundeswehr München. Seit 1996 Entwicklungsingenieur im Bereich Dampfturbinen-Schau felentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim.

Dr.-Ing. *Volker Simon*, Jahrgang 1962, Studium des Maschinenbaus an der TU München, TU Darmstadt und Cornell University (USA), Promotion an der TU Darmstadt. Seit 1995 Leiter der Dampfturbinen-Schau felentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim.

neue Erkenntnisse und neue Profilgeometrien problemlos und schnell zu integrieren.

Die mit der Optimierung erzeugten geometrischen Daten werden an ein parametrisiertes 3D-CAD-System weitergegeben. Eine manuelle Datenübertragung ist dabei nicht notwendig. Das CAD-System erstellt automatisch alle notwendigen Bauteilmodelle und Zeichnungen, wie zum Beispiel Schaufel- und Nutenpläne sowie Schaufel- und Rohteilzeichnungen, und leitet diese aus. Ein manueller Eingriff ist auch hier nicht notwendig. Die Zeichnungen dienen vorwiegend der visuellen Kontrolle, während die NC-Programme für die Werkzeugmaschinen direkt über Dateien gespeist werden, die ebenfalls aus dem CAD-System ausgeleitet werden. Die CAE-CAD-CAM Prozeßkette wurde also konsequent neu geordnet und alle Berechnungs- und Konstruktionsrichtlinien in die Auslegungsprogramme integriert. Diese durchgängige Prozeßkette garantiert eine schnelle und qualitätsgerechte Berechnung, Konstruktion und Fertigung [4]. Sie ermöglicht es, eine vollständig dreidimensional gestaltete Beschäufelung mit maximalem Wirkungsgrad innerhalb von kürzester Zeit kundenindividuell herzustellen. Die Anwendung des numerischen Optimierungsalgorithmus dient also sowohl der Wirkungsgradsteigerung als auch der Beschleunigung der Prozeßkette. Um hohe Betriebssicherheit und Verfügbarkeit zu gewährleisten, wurde bei der 3DV-Beschäufelung auf bewährte Konstruktionssystematiken für Schaufelfuß und -kopf zurückgegriffen und lediglich die Profil- und Blattgestalt modifiziert; auf neue Konstruktionselemente wurde vollkommen verzichtet.

In diesem Beitrag werden die physikalischen Mechanismen, die zu einer variablen Reaktionsgradverteilung und zu einem Wirkungsgradgewinn führen, analysiert. Dazu werden zunächst noch einmal die wichtigsten Verlustmechanismen in Dampfturbinenstufen betrachtet und anschließend anhand eines Beispiels die Reduzierung dieser Verluste bei einer numerisch

optimierten 3DV-Beschäufelung aufgezeigt.

Verluste innerhalb einer Stufe

Der Wirkungsgrad der Beschäufelung wird hauptsächlich durch Profil-, Sekundär- und Spaltverluste bestimmt. Der Profilverlust beschreibt die durch Reibung an der Profilloberfläche verursachten Verluste, wie sie zum Beispiel in einem ebenen Gitterwindkanal gemessen werden können. Diese Verluste lassen sich zwar durch eine geschickte Profilgestaltung (Nasenradius, Austrittskante, Saugseitenkrümmung etc.) verringern, sie nehmen jedoch generell mit steigender Strömungsumlenkung aufgrund der höheren aerodynamischen Belastung und mit einer Verringerung des Teilungsverhältnisses aufgrund der dann größeren benetzten Fläche zu. Bei längeren zylindrischen Schaufeln führt eine Fehlanströmung des Profils über der Schaufelhöhe ebenfalls zu einer Zunahme der Verluste, die jedoch durch eine geeignete Schaufelverwindung vermieden werden kann.

Die Sekundär- oder Randverluste beschreiben all jene Verlustanteile, die durch Energiedissipation in den Grenzschichten der inneren und äußeren Begrenzung des Strömungskanals auftreten. Der durch die Hauptströmung aufgeprägte Querdrukgradient zwischen Profildruck- und Saugseite führt zu Sekundärströmungen innerhalb der Wandgrenzschichten, die sich zu Wirbeln mit starker Energiedissipation aufrollen. Die Stärke der Sekundärströmung und der Wirbelbildung nimmt mit steigendem Querdrukgradienten, das heißt mit steigender aerodynamischer Belastung durch größere Umlenkung oder größeres Teilungsverhältnis, zu. Die Verluste verringern sich, wenn die Strömung durch das Schaufelgitter stärker beschleunigt wird, weil dann die Seitenwandgrenzschichten dünner werden und die Sekundärströmung einen geringeren Teil der gesunden Kernströmung beeinflusst. Sie nehmen ebenfalls ab, wenn der Wandeinfluß geringer wird, also bei zuneh-

mendem Schaufelhöhenverhältnis (Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge). Besonders wichtig ist jedoch, daß sowohl die Profil- als auch die Sekundärverluste mit abnehmender Dampfgeschwindigkeit abnehmen.

Da die Laufschaufeln aufgrund der Fliehkräfte höher beansprucht sind als die Leitschaufeln, sind sie bei der Dimensionierung der Schaufelhöhe und des Kanaldurchmessers führend. Durch eine Absenkung der Reaktion werden die Laufschaufeln entlastet und können mit geringerer Sehnenlänge und größerer Schaufelhöhe ausgelegt werden. Durch eine von 50 % abweichende Reaktion erhöhen sich zwar sowohl Profil- als auch Sekundärverluste, durch das günstigere Schaufelhöhenverhältnis und die bei größeren Schaufelhöhen geringeren Geschwindigkeiten wird dieser Effekt aber unter Umständen überkompensiert. Voraussetzung ist allerdings, daß die Profile mit einem für ihre jeweilige Umlenkaufgabe vorteilhaften Widerstandsmoment ausgestattet sind. Diese Effekte werden auch durch die Gitterteilung beeinflusst: Eine geringe Reaktion führt zu einer kleineren Gitterteilung des Laufrades und ist daher sowohl in bezug auf die mechanische Festigkeit als auch auf die Sekundärverluste günstig; im Leitrad kehren sich diese Tendenzen allerdings gerade um.

Der Spaltverlust ist proportional zur Wurzel der Druckdifferenz über einen Schaufelkranz. Eine Absenkung der Reaktion wirkt sich damit in Grenzen vorteilhaft auf die Spaltverluste aus. Die unterschiedlichen Dichtungsdurchmesser zwischen Leit- und Laufradabdichtung verstärken diesen Vorteil selbst bei Trommelbauweise. Neben den gerade genannten Verlusten muß insbesondere noch der Verlust durch die nicht mehr genutzte kinetische Energie am Austritt einer Beschäufelung berücksichtigt werden. Dieser Verlust kann durch drallfreien Austritt und vor allem durch eine geringe Austrittsgeschwindigkeit verringert werden.

Durch diese Betrachtungen wird deutlich, daß bei der aerodynamischen Auslegung einer Beschäufel-

lung sehr viele oft gegenläufige Aspekte berücksichtigt werden müssen. Diese Aufgabe wird noch erheblich erschwert durch die zahlreichen Einschränkungen aufgrund konstruktiver und mechanischer Zwänge. In der Vergangenheit war es daher üblich, durch feste Auslegungsregeln die Komplexität des Problems zu verringern. Zu diesen Regeln gehört unter anderem die Wahl eines für alle Stufen gleichen Reaktionsgrades und damit einhergehend auch einer annähernd gleichen Druckzahl. Für diese Parameterkombination wurde das Stufen-design dann aerodynamisch optimiert. Nur wenn mechanische oder konstruktive Zwänge eine solche Ausführung nicht erlaubten, wurde davon abgewichen.

Wärmerückgewinn innerhalb einer Stufengruppe

Zur Erreichung eines maximalen Wirkungsgrades in der Turbine ist jedoch nicht allein die Kenntnis der lokalen Verlustentwicklung innerhalb einer Stufe ausreichend. Der bei mehrstufiger Entspannung auftretende Wärmerückgewinn muß ebenfalls bei der Aufteilung des Gesamtgefälles innerhalb einer Stufengruppe berücksichtigt werden. Während in inkompressibler, verlustbehafteter Strömung die mechanische Verlustenergie, die in Wärme dissipiert wurde, verloren ist und nicht mehr in mechanische Energie umgewandelt werden kann, ist in kompressibler Strömung ein Teil der in Wärme dissipierten Energie noch nutzbar und kann bei der weiteren Expansion als Arbeit abgegeben werden. Dieser Wärmerückgewinn ist eine Folge der divergierenden Isobaren in einem Enthalpie-Entropie-Diagramm und äußert sich bei einer verlustbehafteten Expansion in den vorderen Stufen einer Beschäufelung in einer Zunahme des in den folgenden Stufen zur Verfügung stehenden isentropen Gefälles.

Dieser Sachverhalt ist in Bild 1 skizziert. Der bei der Entspannung von einem Zustand 1 auf einen Zustand 2 auftretende lokale Verlust ist nach dem Hauptsatz der Ther-

modynamik durch $\Delta h_v = T_2 \cdot \Delta s$ gegeben, wobei T_2 die Temperatur bei isentroper Entspannung im Zustand 2 und Δs die Entropiezunahme infolge der lokalen irreversiblen Verluste ist. Durch die Divergenz der Isobaren hat sich aber das in den weiteren Stufen zur Verfügung stehende isentrope Gefälle um den Betrag $\Delta h_s^+ = (T_2 - T_U) \Delta s$ vergrößert, wobei T_U die Temperatur am Ende der gesamten Expansion ist. Der für die gesamte Expansion resultierende Arbeitsverlust Δh_R ist daher um den Zuwachs im isentropen Gefälle verminderte lokale Verlust, $\Delta h_R = \Delta h_v - \Delta h_s^+ = T_U \cdot \Delta s$. Da der resultierende Arbeitsverlust um den Faktor T_U/T_2 kleiner ist als der lokale Verlust, wirken sich Verluste am Anfang einer Expansion oft nur sehr wenig auf den Wirkungsgrad der gesamten Expansion aus [5]. Das heißt aber auch, daß eine Steigerung des Stufenwirkungsgrades mit zunehmender Expansion immer gewinnbringender wird. Zu den gleichen Folgerungen wird man auch geführt, wenn man statt des Enthalpieverlustes den durch die lokalen Verluste hervorgerufenen Entropiezuwachs betrachtet.

Es ist nämlich $\Delta s = (1 - \eta_K) / \eta_K \cdot c_2^2 / (2 \cdot T_2)$, wobei η_K der Wirkungsgrad in einem Schaufelkranz und c_2 die (relative) Geschwindigkeit hinter diesem Kranz ist. Das heißt, daß der lokale Entropiezuwachs (gleiche Kranzwirkungsgrade und gleiche Geschwindigkeiten vorausgesetzt) um so größer ist, je geringer das Temperaturniveau ist, bei dem die Verluste auftreten. Mit anderen Worten: Ein Verlust zu Be-

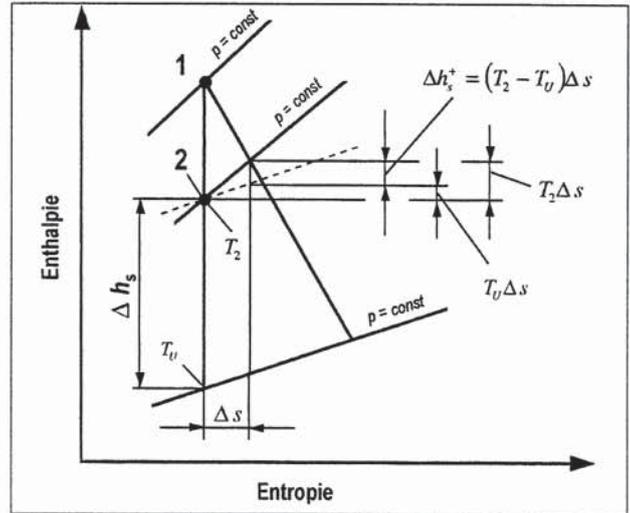


Bild 1 | Entspannungsverlauf in einem h,s-Diagramm zur Erläuterung des Wärmerückgewinnes.

ginn der Expansion ist weniger schädlich als ein Verlust gleicher Höhe am Ende der Expansion.

Offensichtlich lassen sich diese Effekte, die bei mehrstufiger Entspannung sehr bedeutend sind, mit der oben beschriebenen klassischen Stufen- und Beschäufelungsauslegung nicht oder nur sehr unzureichend berücksichtigen. Das liegt einerseits daran, daß die Zusammenhänge zwischen den verschiedenen Verlustmechanismen sehr komplex und die Gestaltungsmöglichkeiten darüber hinaus durch mechanische und konstruktive Einschränkungen begrenzt sind. Andererseits ist die Betrachtung einer einzelnen Stufe an sich nicht ausreichend, sondern es muß die gesamte Beschäufelung und das Zusammenwirken der einzelnen Stufen betrachtet werden. Eine

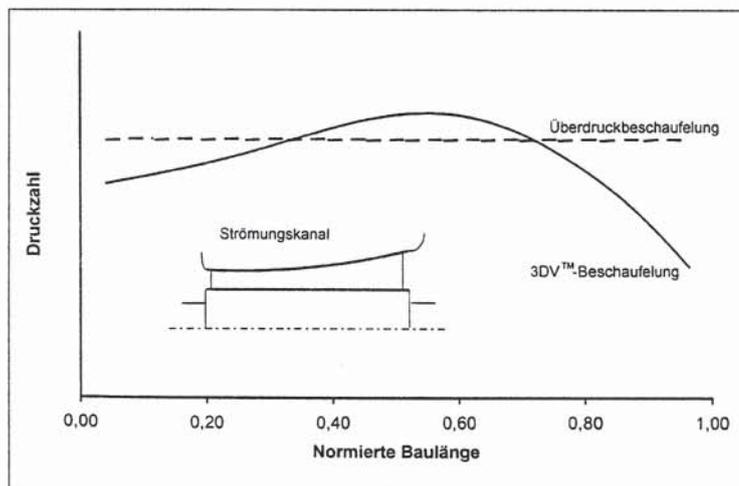


Bild 2 | Druckzahlverlauf über der normierten Beschäufelungslänge für eine klassische Überdruck- und eine 3DV-Beschäufelung.

Dampfturbinen-
Beschäufelungen mit
variablem Reaktionsgrad

Bild 3 Reaktionsgradverlauf über der normierten Beschäufelungslänge für eine klassische Überdruck- und eine 3DV-Beschäufelung.

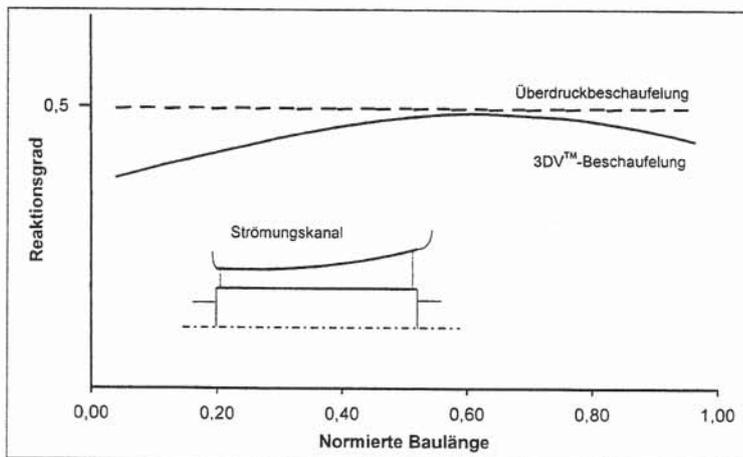


Bild 4 Verlustanteile innerhalb der Stufen über der normierten Beschäufelungslänge für eine klassische Überdruck- und eine 3DV-Beschäufelung.

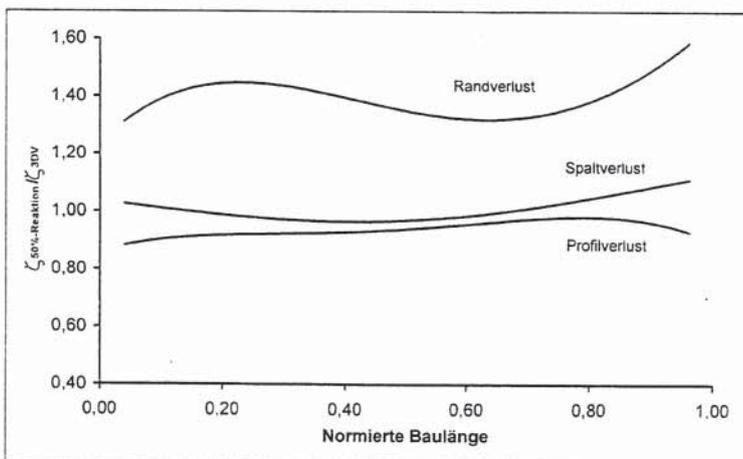
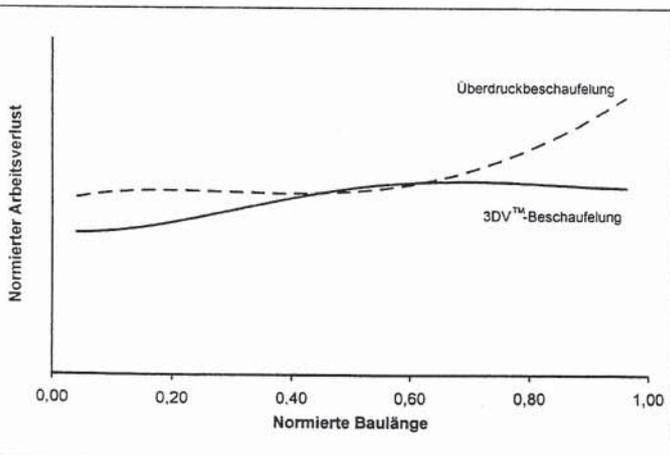


Bild 5 Resultierender Arbeitsverlust über der normierten Beschäufelungslänge für eine klassische Überdruck- und eine 3DV-Beschäufelung.



Wirkungsgraderhöhung in den hinteren Stufen durch eine Absenkung des Stufengefälles muß zum Beispiel durch eine Zunahme des Gefälles in einer anderen Stufe kompensiert werden. In Anbetracht der zahlreichen Einschränkungen ist eine solche Aufgabe manuell nicht befriedigend lösbar. Der verwendete Optimierungsalgorithmus ist dagegen durchaus in der Lage, alle beschriebenen Mechanismen zu berücksichtigen und in kürzester Zeit

ein Wirkungsgradoptimum unter den gegebenen Einschränkungen zu finden.

3DV™-Beschäufelung für eine HD-Teilturbine

Diese Überlegungen sollen im folgenden durch den Vergleich zwischen einer klassischen Überdruckbeschäufelung und einer numerisch optimierten 3DV-Beschäufelung für die Hochdruckteilturbine eines 550 MW Kraftwerkes verdeutlicht werden. Weitere Beispiele sind in [6] angegeben. Die Überdruckbeschäufelung wurde mit einem Standardprofil ausgelegt und weist in jeder Stufe die gleiche Druckzahl und einen konstanten mittleren Reaktionsgrad von 50 % auf. Demgegenüber ist die 3DV-Beschäufelung durch eine variable Druckzahl- und Reaktionsgradverteilung gekennzeichnet, bei der die Schaufelprofile für Leit- und Laufrad einer jeden Stufe individuell diesen Verteilungen angepaßt wurden. Ent-

gegen der Auslegung mit Standardprofilen weist also jeder Schaufelkranz der 3DV-Beschäufelung ein anderes Schaufelprofil mit für den jeweiligen Einsatzbereich günstigsten aerodynamischen und mechanischen Eigenschaften auf. Der innere Beschäufelungsdurchmesser, die axiale Baulänge sowie die Stufenzahl sind für beide Auslegungen identisch. Schaufelhöhe und Sehnenlänge wurden jedoch in beiden Fällen jeweils so optimiert, daß sich ein maximaler Wirkungsgrad unter Einhaltung aller mechanischer und konstruktiver Einschränkungen ergibt.

In den Bildern 2 und 3 sind die Druckzahl- und Reaktionsgradverläufe für beide Beschäufelungen dargestellt. In den ersten und letzten Stufen sind sowohl Druckzahl als auch Reaktionsgrad bei der 3DV-Beschäufelung geringer als bei der klassischen Überdruckbeschäufelung, im mittleren Expansionsbereich ist die Druckzahl etwas größer. In den ersten Stufen ist die zulässige Schaufelbeanspruchung aufgrund der hohen Temperaturen sehr gering. Die Absenkung der Druckzahl in diesem Bereich führt zu einer geringeren aerodynamischen und mechanischen Belastung der Schaufeln und erlaubt somit größere Schaufelhöhen und geringere Sehnenlängen. Die sich daraus ergebenden geringeren Geschwindigkeiten und das günstigere Schaufelhöhenverhältnis führen zu einer Verringerung der Randverluste und damit zu einer Wirkungsgradsteigerung. Die gleichzeitige Absenkung des Reaktionsgrades entlastet ebenfalls die Laufschaufeln und unterstützt diesen Effekt.

Die Absenkung von Druckzahl und Reaktionsgrad in den letzten Stufen hat zwei Ursachen. Zum einen zeigt sich die Auswirkung des Wärmerückgewinns bei einer mehrstufigen Entspannung. Die in den letzten Stufen hervorgerufenen Verluste wirken sich unmittelbar auf den Gesamtwirkungsgrad aus und können nicht durch den Wärmerückgewinn in weiteren Stufen kompensiert werden. Daher müssen die letzten Stufen so verlustarm wie möglich ausgeführt werden. Die Druckzahlabenkung ist mit ei-

ner Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit und -umlenkung in der Stufe verbunden und führt daher zu einer deutlichen Verlustreduzierung. Zum anderen kann der Auslaßverlust durch eine Reduzierung der kinetischen Energie und somit der Austrittsgeschwindigkeit der letzten Stufe vermindert werden. Auch in diesem Fall läßt sich die mechanische Belastung insbesondere der Laufschaufeln durch eine Absenkung von Druckzahl und Reaktionsgrad verringern. Dadurch können größere Schaufelhöhen und eine geringere Austrittsgeschwindigkeit realisiert werden und die Verluste nehmen ab.

Die einzelnen Verlustanteile sind in **Bild 4** über der Beschäufelungslänge aufgetragen, wobei die Verluste der klassischen Überdruckbeschäufelung auf die entsprechenden Verluste der 3DV-Beschäufelung bezogen wurden. Während die Spaltverluste bei der 3DV-Beschäufelung in diesem Beispiel nur geringfügig reduziert werden, nehmen die Randverluste als Folge der größeren Schaufelhöhen und des günstigeren Schaufelhöhenverhältnisses in allen Stufen deutlich ab. Um den gleichen Massenstrom durchzusetzen, müssen jedoch bei größeren Schaufelhöhen kleinere Abströmwinkel eingestellt und folglich die Schaufeln „zugeschraubt“ werden. Dadurch erhöht sich der Profilverlust. Würde man eine Be-

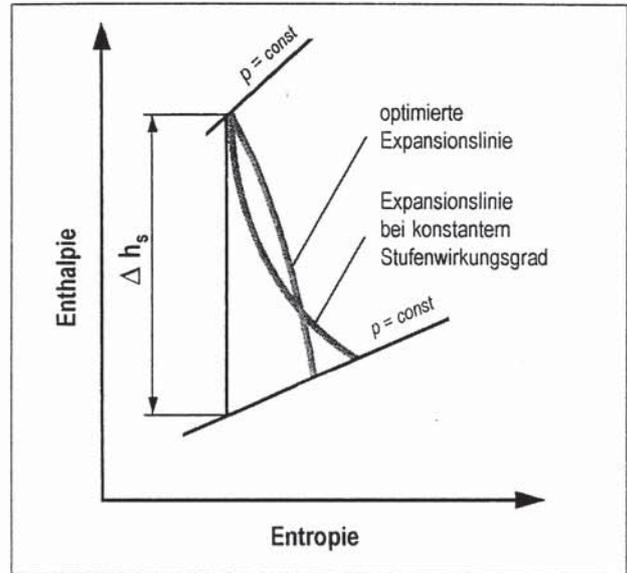
schäufelung mit einem Standardprofil numerisch optimieren, so ergäben sich qualitativ ähnliche Druckzahl-, Reaktionsgrad- und Verlustverteilungen wie bei der 3DV-Beschäufelung. Allerdings wäre der Wirkungsgradgewinn deutlich geringer, da die Festigkeitseigenschaften und die Profilform eines Standardprofils unter diesen Einsatzbedingungen nicht so günstig sind wie die der individuell ausgelegten 3DV-Beschäufelung.

Trägt man den auf das gesamte Gefälle der Beschäufelung bezogenen resultierenden Arbeitsverlust der einzelnen Stufen für beide Auslegungen graphisch auf, so erhält man den in **Bild 5** dargestellten Kurvenverlauf. Besonders deutlich ist die Reduzierung des Arbeitsverlustes durch die 3DV-Beschäufelung in den ersten und letzten Stufen des Schaufelverbandes. Wie bereits erläutert, läßt sich der Arbeitsverlust auch als lokale Entropiezunahme innerhalb einer Stufe deuten. In dieser Deutung macht **Bild 5** besonders anschaulich, daß die Optimierung zu einer Verringerung der Entropieverluste in den letzten Stufen führt.

In der Tat ist der oben beschriebene Wärmerückgewinn der die Optimierung treibende physikalische Mechanismus. Die Expansionslinie für eine Beschäufelung, deren Stufen alle den gleichen Wirkungsgrad aufweisen, stellt sich in einem h,s -Diagramm nämlich als konkav ge-

Zusammenfassung | Mit der neu entwickelten 3DV-Beschäufelung, die durch eine dreidimensionale Blattgestalt und einen variablen Reaktionsgrad gekennzeichnet ist, läßt sich der Wirkungsgrad von dreidimensional gestalteten Beschäufelungen um bis zu 1%-Punkt erhöhen. Es zeigt sich, daß der Reaktionsgrad immer dann abgesenkt wird, wenn durch die mechanische Entlastung der Laufschaufel die Schaufelhöhe vergrößert und die Dampfgeschwindigkeit vermindert werden kann. Es ist daher unter Umständen vorteilhaft, Profile mit einem großen Widerstandsmoment auszustatten, denn der Gewinn an Schaufelhöhe kann eine geringfügige Zunahme des

Profilverlustes überkompensieren. Der die numerische Optimierung treibende Mechanismus ist die Ausnutzung des Wärmerückgewinnes oder die Minimierung der Entropiezunahme im hinteren Beschäufelungsbereich. Diese Effekte führen dazu, daß sich je nach Frischdampfparameter, Massenstrom, Anlagenleistung und Gesamtgefälle zur Erzielung eines maximalen Wirkungsgrades unterschiedliche optimale Druckzahl- und Reaktionsgradverteilungen einstellen. Die 3DV-Beschäufelung wird erstmals in dem 1 000-MW-Turbosatz für das von der RWE Energie AG errichteten Kraftwerk Niederaußem eingesetzt werden.



krümmte Linie dar, weil Verluste bei geringerer Temperatur zu einer stärkeren Entropiezunahme führen. Die Optimierung versucht nun, insbesondere in den hinteren Stufen den Wirkungsgrad zu verbessern und den Entropiezuwachs zu verringern, auch wenn das unter Umständen zu Lasten des Wirkungsgrades der vorderen Stufen geschieht. Dieser Sachverhalt ist schematisch in **Bild 6** skizziert.

Bild 6 | Schematische Darstellung des Entspannungsverlaufes für eine Beschäufelung mit konstantem Stufenwirkungsgrad und einer 3DV-Beschäufelung.

Literatur

- [1] Deckers, M.; Doerwald, D.: Steam Turbine Flow Path Optimisation for Improved Efficiency. Power-Gen Asia 1997, Singapur.
- [2] Jansen, M.; Ulm, W.: Modern Blade Design for Improving Steam Turbine Efficiency. First European Conference on Turbomachinery. Fluid Dynamic and Thermodynamic Aspects. Universität Erlangen, 1995.
- [3] Simon, V.; Oeynhausen, H.; Bürkner, R.; Eich, K.-J.: Gleichdruck? Überdruck? Variabler Druck! Eine neue Generation von Dampfturbinenbeschäufelungen für höchste Wirkungsgrade. VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Nr. 9, S. 719-723.
- [4] Drosdzioł, A.: Dampfturbinen. Brennstoff Wärme Kraft 50 (1998), Nr. 4, S. 120-124.
- [5] Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1966.
- [6] Simon, V.; Stephan, I.; Bell, R.M.; Capelle, U.; Deckers, M.; Schnaus, J.; 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 (A. Strang, W.M. Banks, R.D. Conroy und M.J. Goulette, Eds.) 46-60, The Institute of Materials, London, 1997.