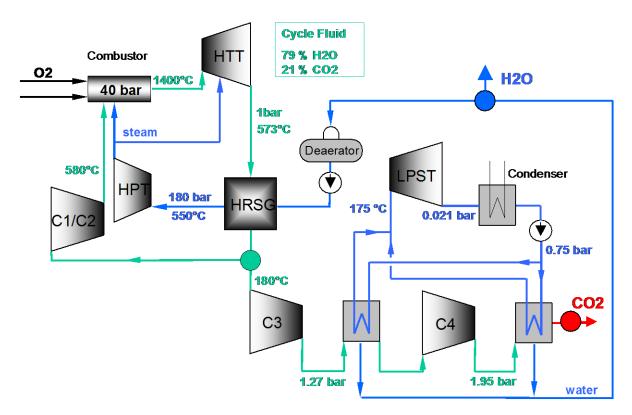
Lecture Notes

# Economic Optimization of Thermal Turbomachinery

(319.110)

held in summer semester 2020

Ao. Univ.-Prof. Dr. Wolfgang Sanz



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

#### Chapter 1: Introduction

1. World Energy Outlook 2019: Presentation to Press (2019)



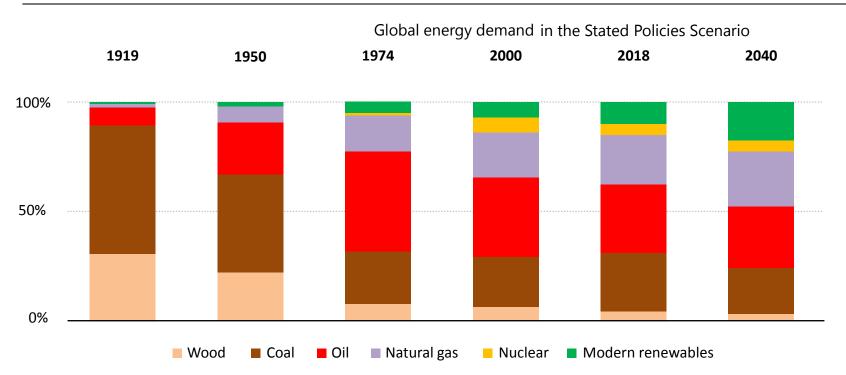
# World Energy Outlook 2019

Dr. Fatih Birol, IEA Executive Director

Oslo, 26 November

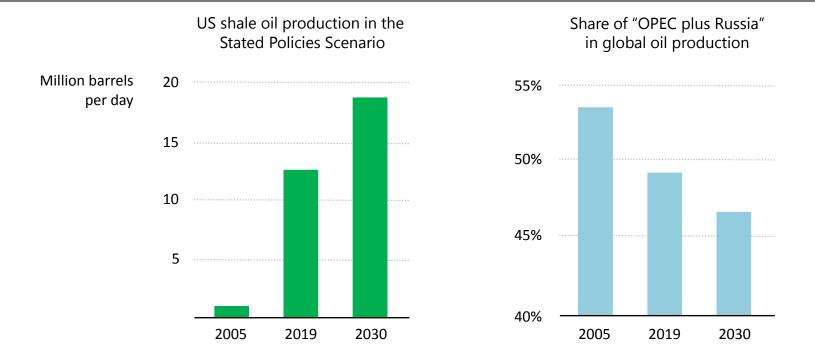
- The energy world is marked by a series of deep disparities, between:
  - The calm in well-supplied oil markets versus deep geopolitical tensions and uncertainties
  - The need for rapid cuts in emissions, while these emissions reach historic highs
  - The promise of energy for all, while 850 million people remain without access to electricity
- Cost reductions & digitalisation are boosting new technologies, but they still need a helping hand from policy
- More than ever, energy decision makers need to take a hard, evidence-based look at the choices ahead
- The World Energy Outlook does not forecast what will happen; it explores different possible futures:
  - What if the world continues on its current path, with no additional changes?
  - What if we reflect today's policy intentions and targets? This is the Stated Policies Scenario (STEPS)
  - What if we meet sustainable energy goals in full? This is the Sustainable Development Scenario (SDS)

#### Perspectives from energy history

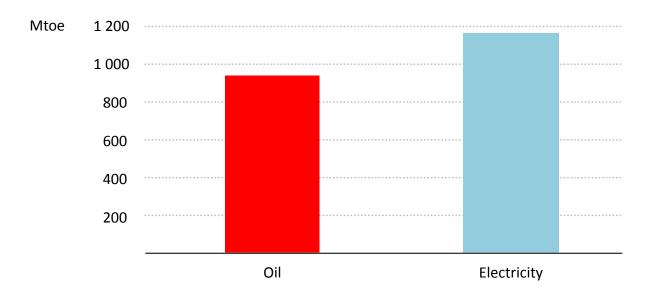


The last century has witnessed multiple transitions to and from different fuels and technologies The challenge today is one of scale: global energy use is ten times higher than in 1919.... and growing

### Shale can stay higher for longer

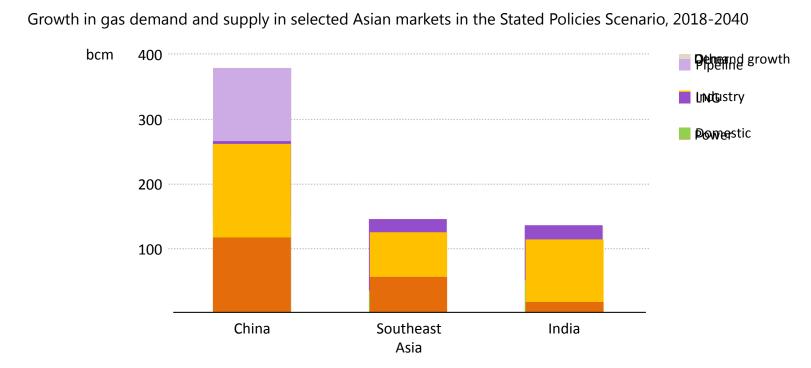


The dramatic growth of recent years in US shale is set to slow, but the resources are there to maintain high output for many years to come. This provides a strong counterweight to efforts to "manage oil markets"



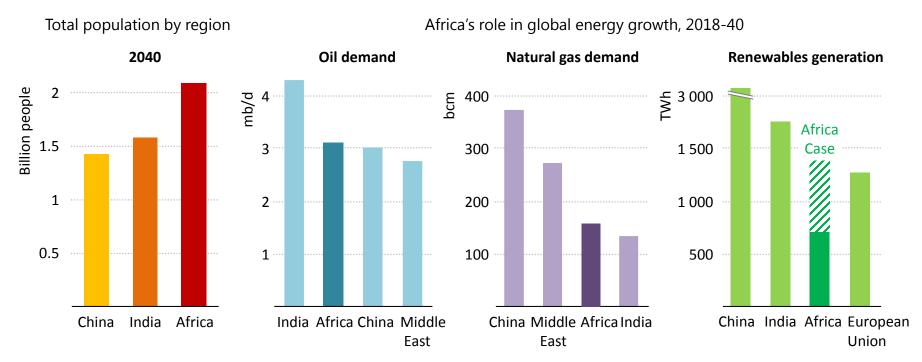
When consumers needed more energy in the past, they traditionally turned to oil In the future, they turn first to electricity – even more so in the Sustainable Development Scenario

#### Natural gas turns to Asia



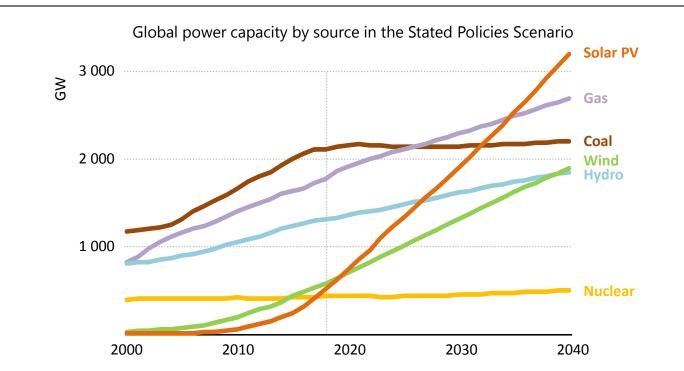
Developing economies in Asia account for half of global growth in gas demand, with industrial consumers taking the largest share, and this provides the spur for almost all the growth in gas trade, led by LNG

# Africa emerges as a key driver for global energy markets



With rapidly rising population and a major switch away from the traditional use of biomass, Africa emerges as a major source of global growth for oil, natural gas and renewables

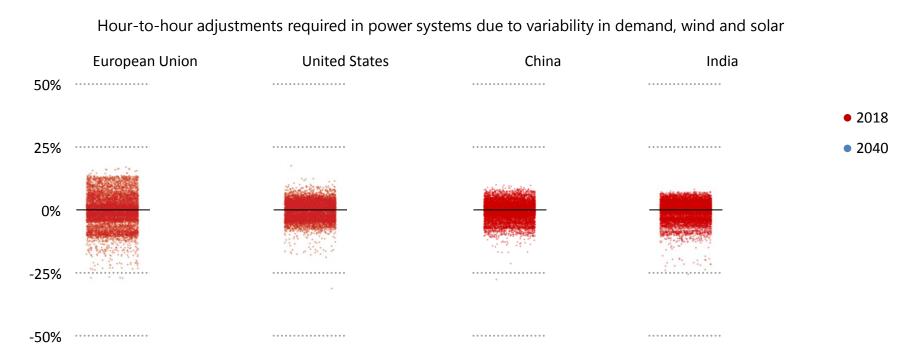
#### Solar is the star



The power mix is being re-shaped by the rise of renewables and natural gas. In 2040, renewables account for nearly half of total electricity generation.

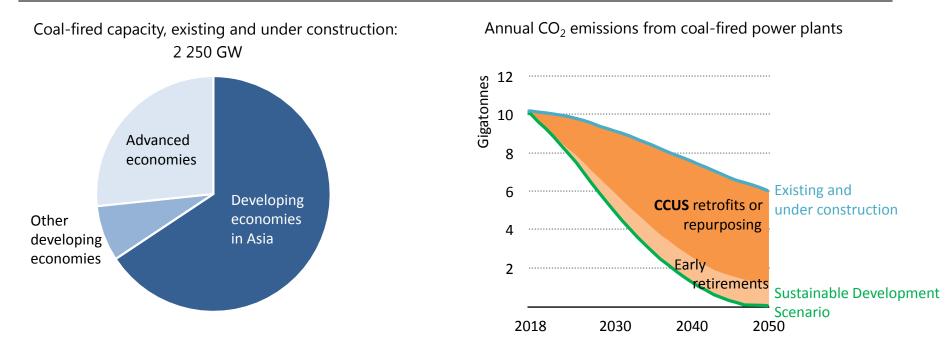
12

### Electricity moves to the heart of modern energy security



Global needs for flexibility double to 2040, but today's market designs may not bring sufficient investment to deliver it, e.g. in power plants, networks, demand-side response and energy storage, including batteries

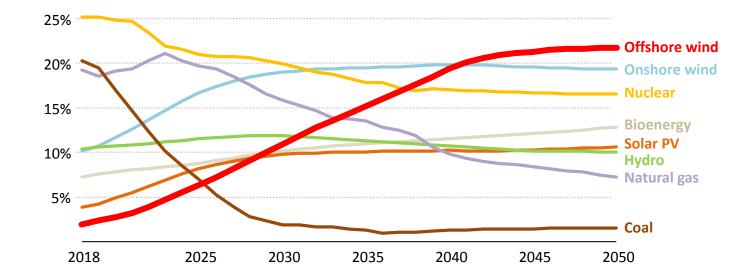
# Today's coal plants leave a legacy that technology can address



Investment in CCUS will be critical to ensure that the young coal fleet is compatible with climate targets, while repurposing them to provide flexibility can reduce CO<sub>2</sub> and pollutant emissions, and help integrate renewables

#### A carbon neutral Europe puts offshore wind in front

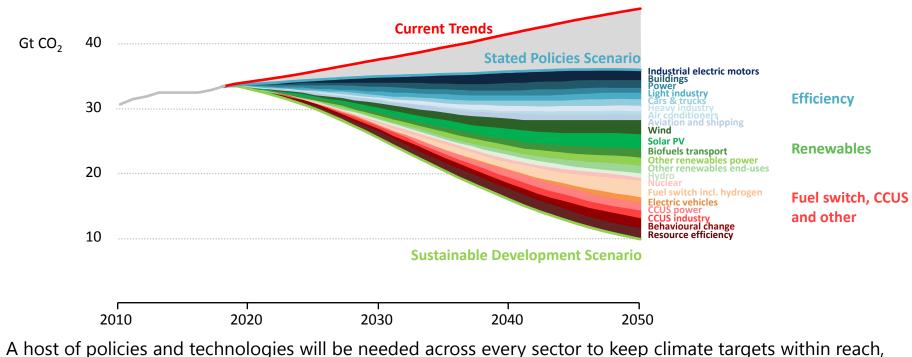
Shares of electricity generation by technology in the European Union, Sustainable Development Scenario



Offshore wind is set to become the largest source of electricity in the European Union by 2040, complementing other renewables towards a fully decarbonised power system

### No single or simple solutions to reach sustainable energy goals

Energy-related CO<sub>2</sub> emissions and reductions in the Sustainable Development Scenario by source



and further technology innovation will be essential to aid the pursuit of a 1.5°C stabilisation

- Energy policies are adjusting to new pressures and imperatives, but the overall response is still far from adequate to meet the energy security and environmental threats the world now faces
- The oil & gas landscape is being profoundly reshaped by shale, ushering in a period of intense competition among suppliers & adding impetus to the rethink of company business models & strategies
- Solar, wind, storage & digital technologies are transforming the electricity sector, but an inclusive and deep transition also means tackling legacy issues from existing infrastructure
- Energy is vital for Africa's development, and Africa's energy future is increasingly influential for global trends as it undergoes the largest urbanisation the world has ever seen
- All have a part to play, but governments must take the lead in writing the next chapter in energy history and steering us onto a more secure and sustainable course



#### 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 Abströmens.
- (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 Beschaufelungen 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 hochtourige Gleichdruckturbine, bei der die Druckenergie des Dampfes nach konvergent-divergent ausgebildeten Düsen als Überschallstrahlen auf ein Umlenkgitter einer ebenso überkritisch laufenden Turbinenscheibe genützt 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 schnelläufigen 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 anteilsmäßig 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.

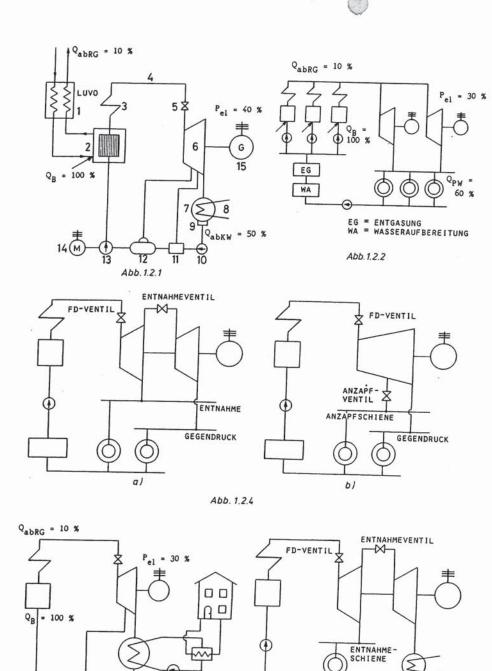
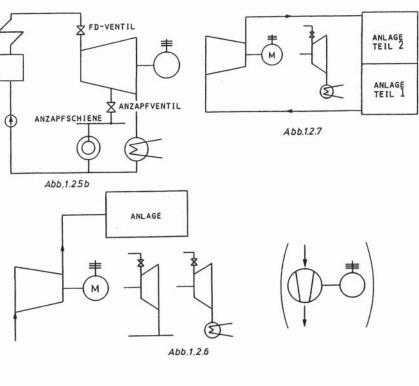


Abb.1.2.5a

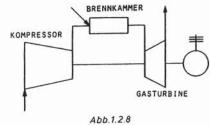
 $Q_{FW} = 60 \%$ 

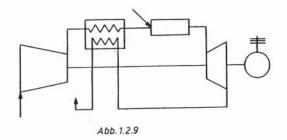
Abb. 1.2.3

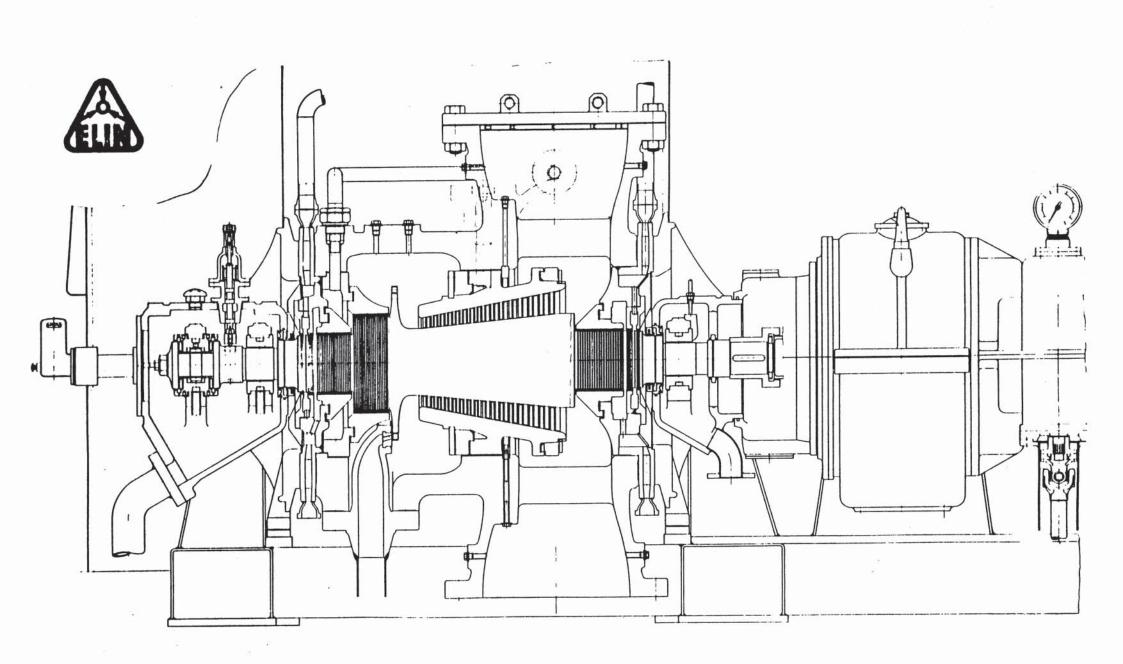


.

•

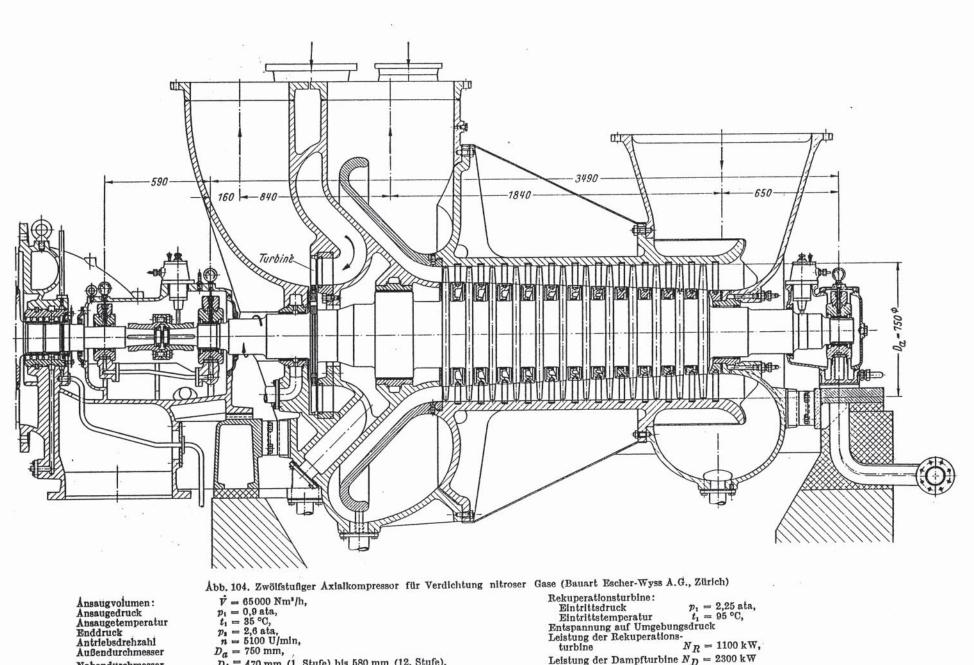






CT

0



Leistung der Dampfturbine  $N_D = 2300 \text{ kW}$ 

Außendurchmesser

Nabendurchmesser

 $D_i = 470 \text{ mm}$  (1. Stufe) bis 580 mm (12. Stufe),

Der Axialkompressor

114

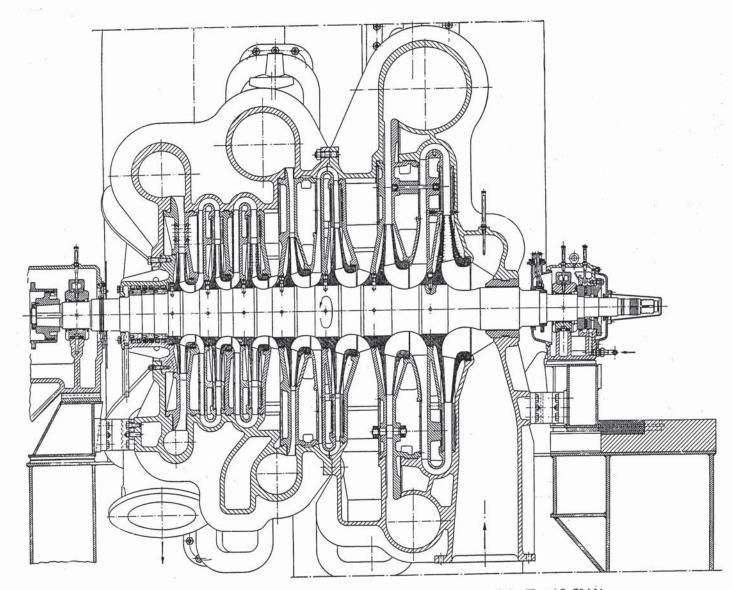
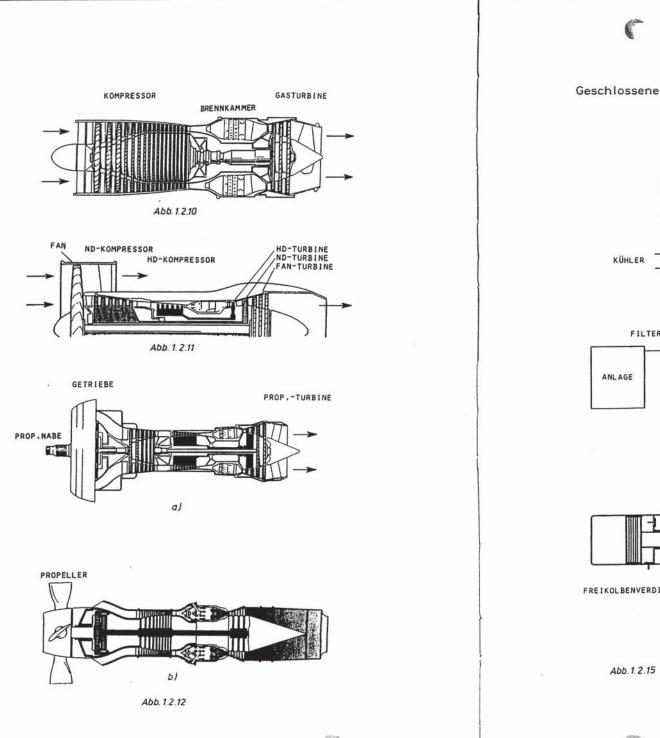
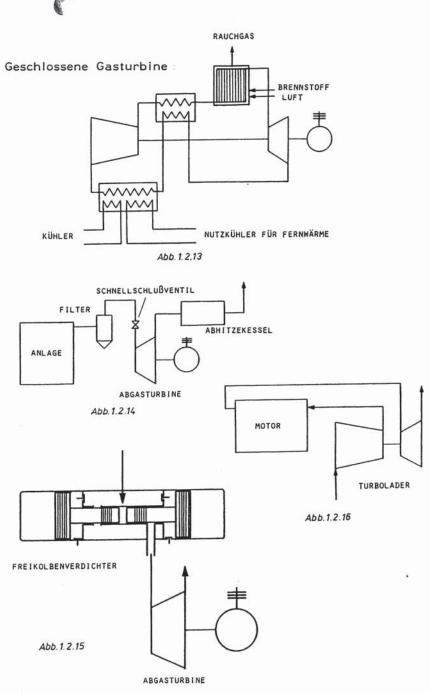
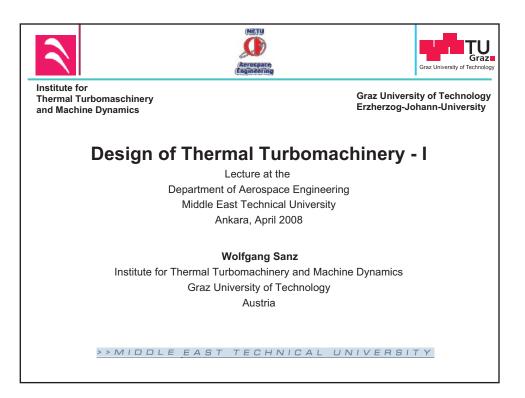


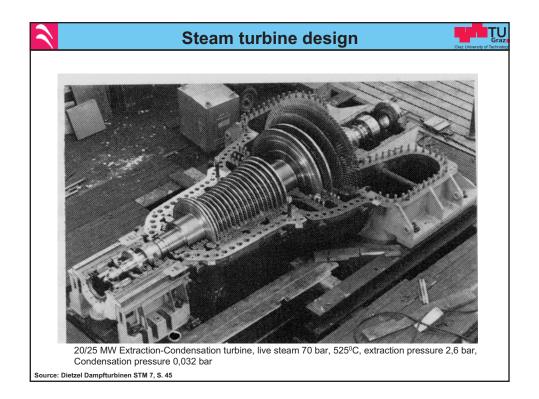
Abb. 357. Siebenstufiger Radialkompressor für die Preßluftversorgung (Bauart Escher-Wyss AG, Zürich)  $V_1 = 80000$  bis 120000 m<sup>3</sup>/h; Antriebsleistung maximal 10000 kW; Druckverhältnis  $\Pi = 6,5$  bis 7; Antriebsdrehzahl *n* veränderlich zwischen 3500 und 4000 U/min

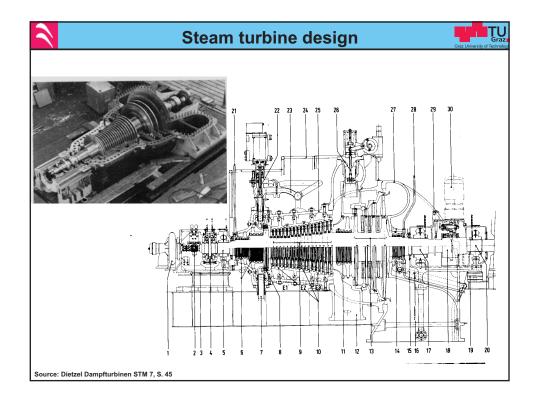
.

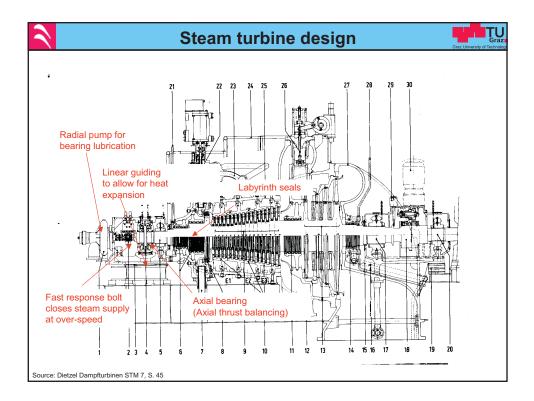


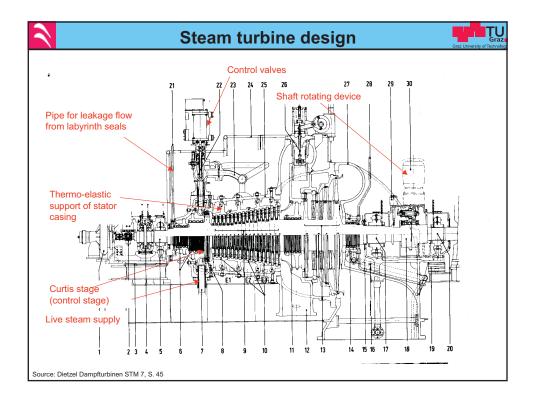


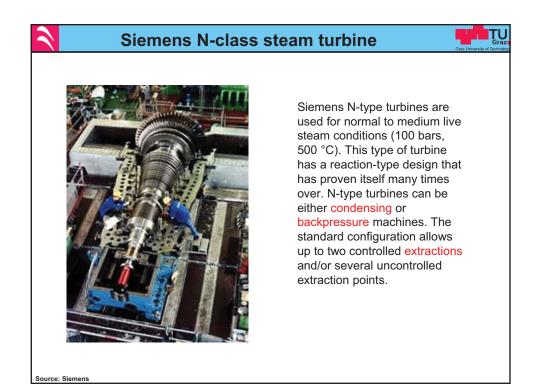


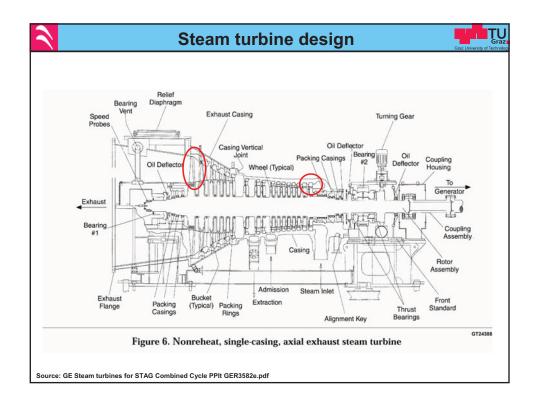


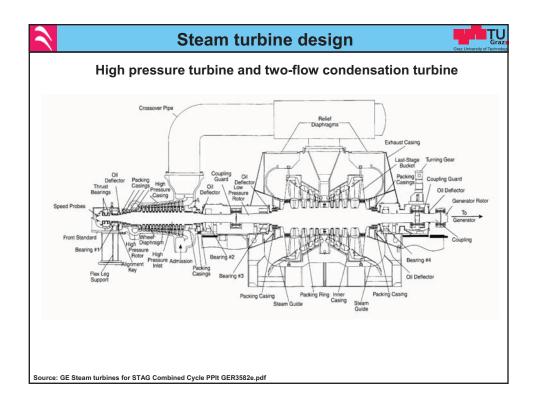


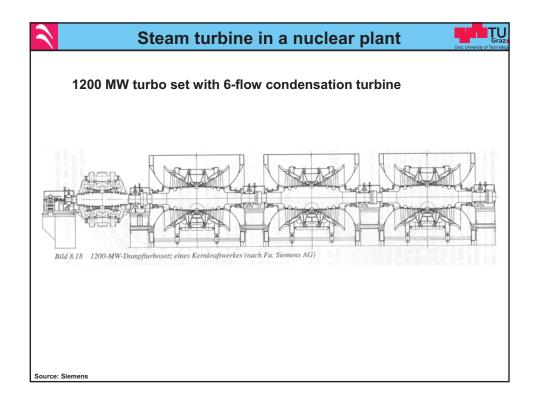


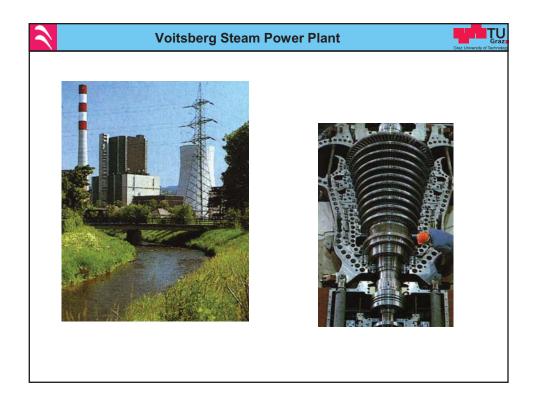


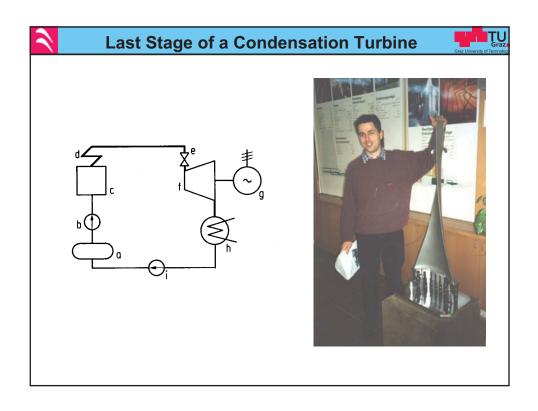


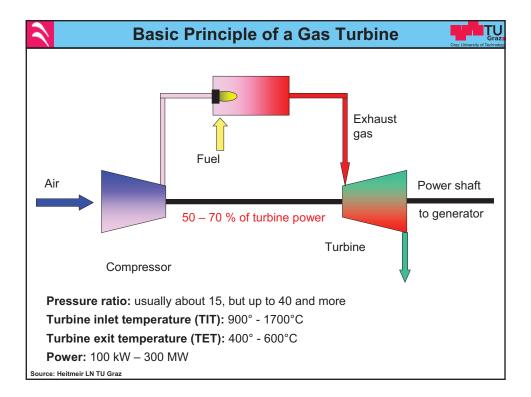


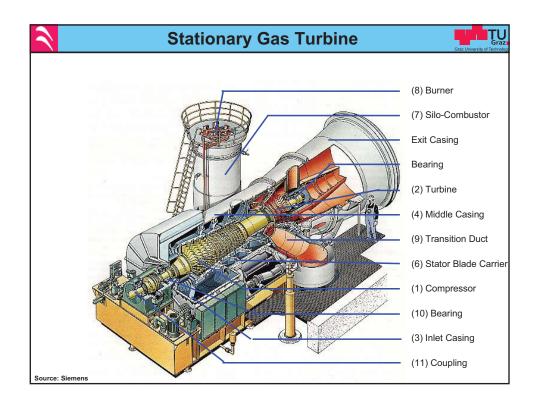


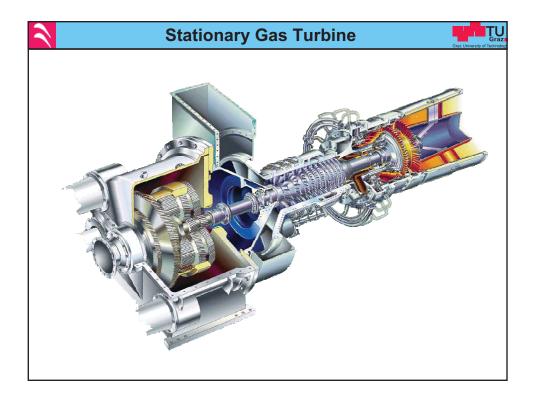


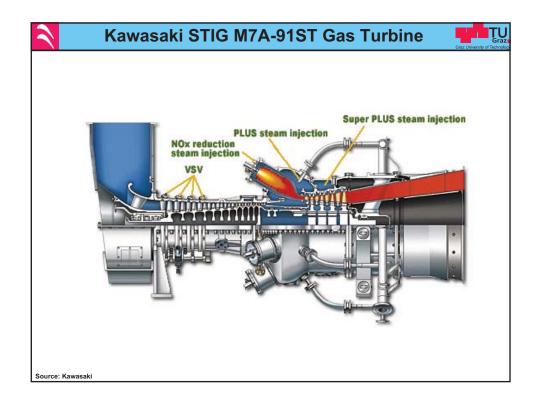


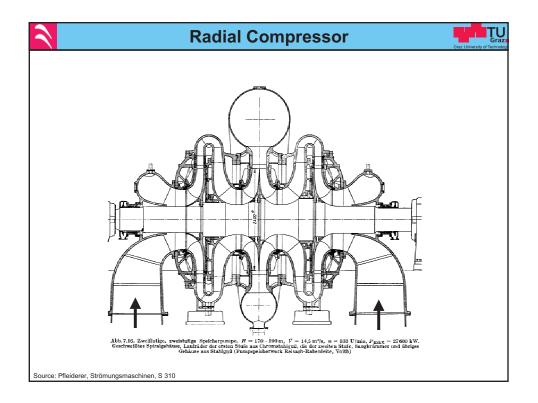






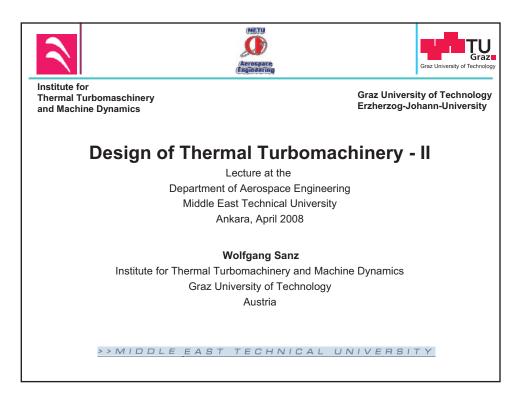


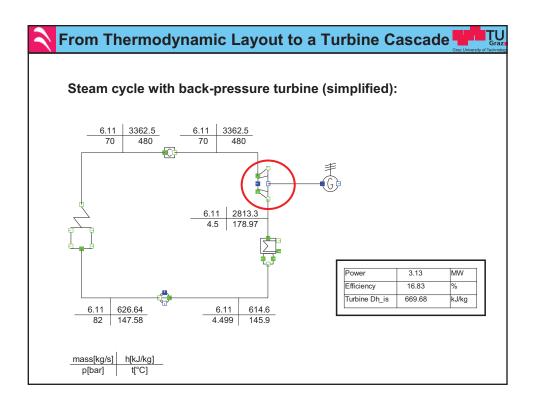


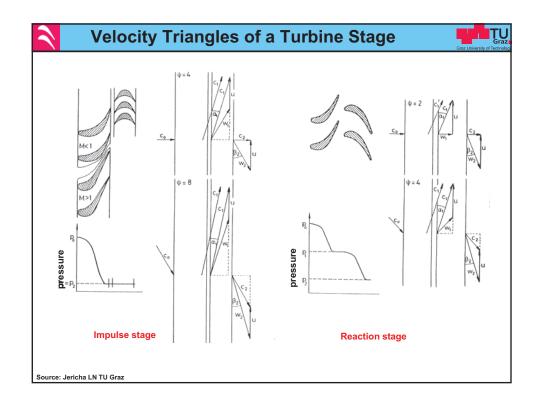


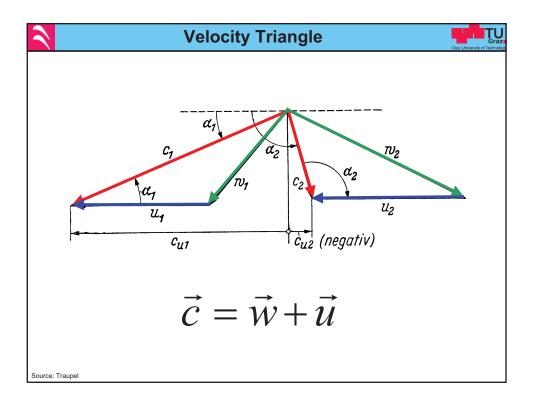
#### Kapitel 3: Auslegung von Turbomaschinen

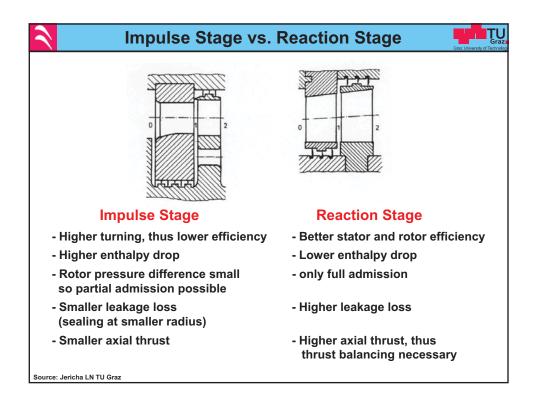
- 1. Was ist eine Turbomaschinenstufe?
- 2. Aktion- vs. Reaktionsstufe und h-s-Diagramm
- 3. Eindimensionale Auslegung
- 4. Umfangsarbeit
- 5. Kennwerte der Stufe, Reaktionsgrad
- 6. Dreidimensionale Schaufelgeometrie
- 7. Dampfturbinen-Beschaufelungen mit variablem Reaktionsgrad

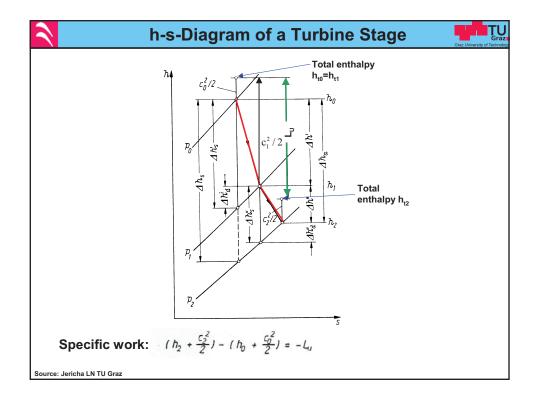


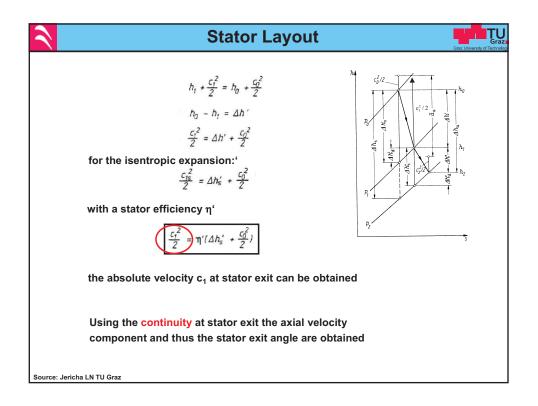


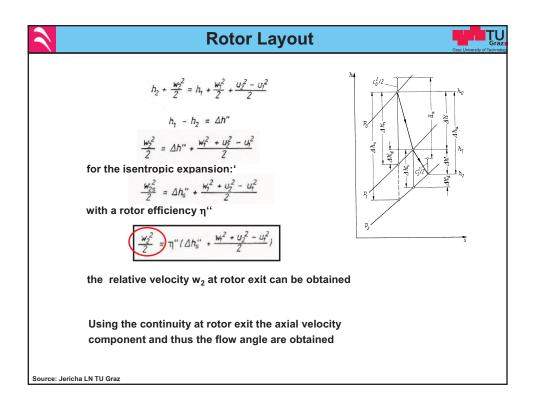


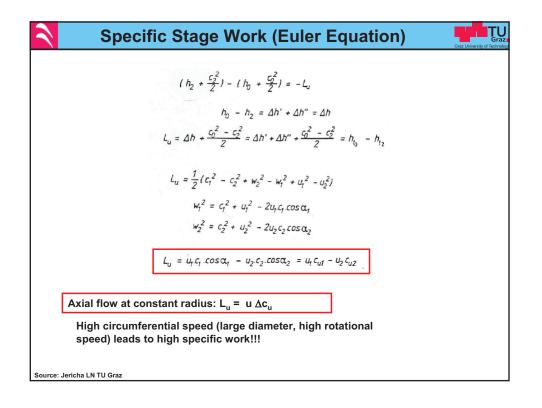


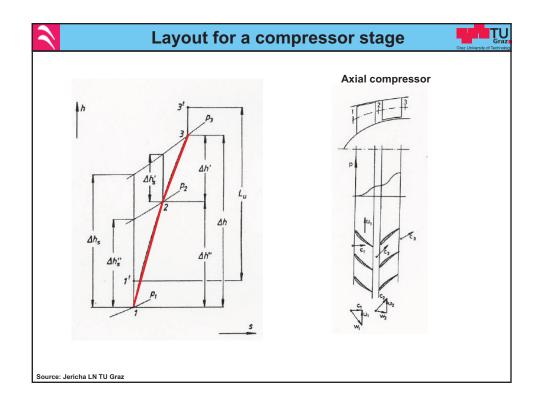


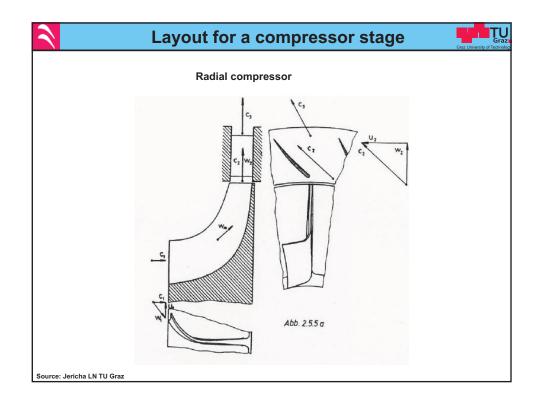




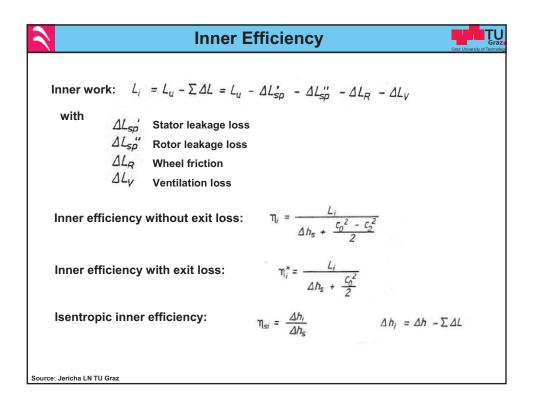


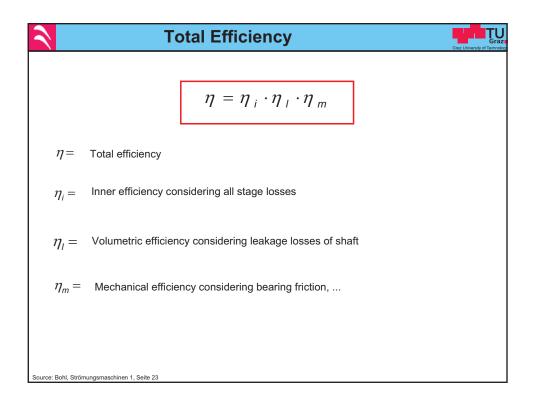


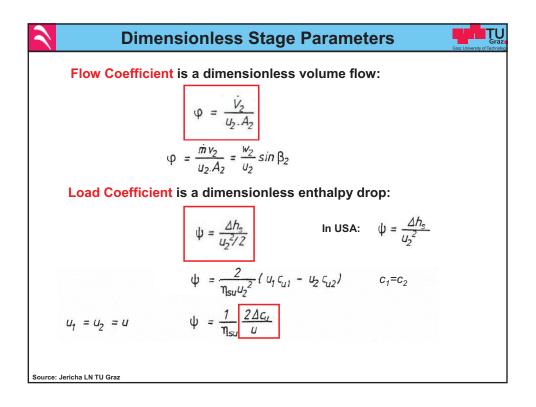


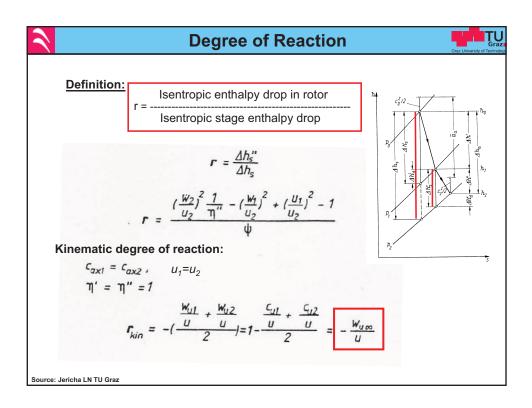


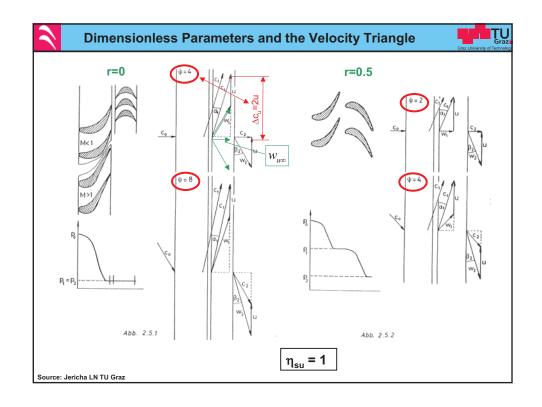
Efficiency Definition	Graz University of Technology
Circumferential Efficiency, valid at mid section:	
Circumferential efficiency without exit loss: $\eta_{u} = \frac{L_{u}}{\Delta h_{c} + \frac{c_{0}^{2} - c_{2}^{2}}{2}}$	
Circumferential efficiency with exit loss:	
$\eta_u^* = \frac{L_u}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}}$	
Isentropic circumferential efficiency: $\eta_{su} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s}$	
Source: Jericha LN TU Graz	

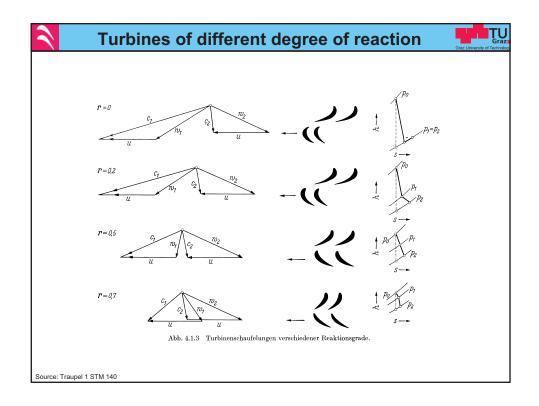


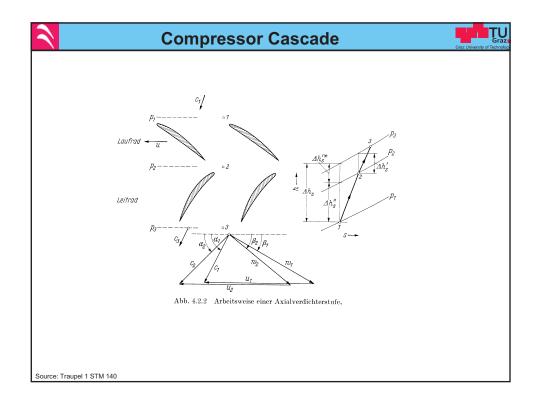


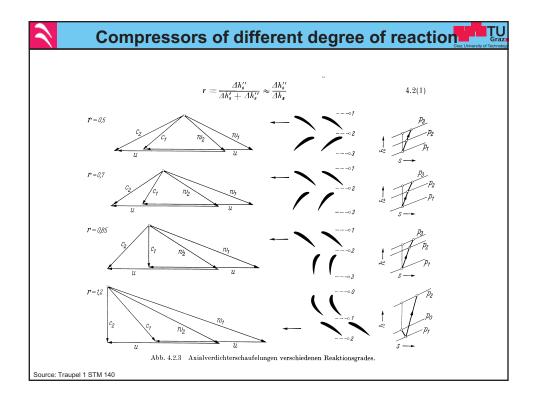


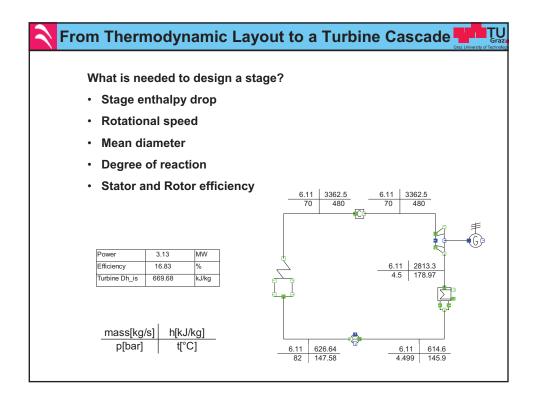




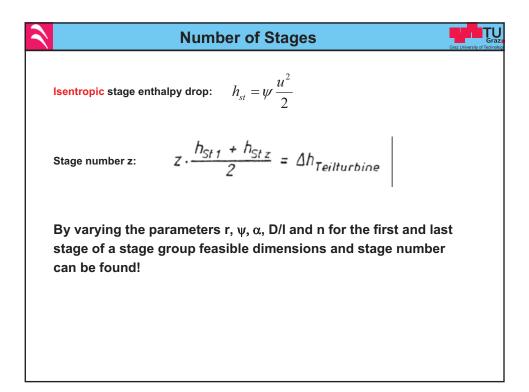


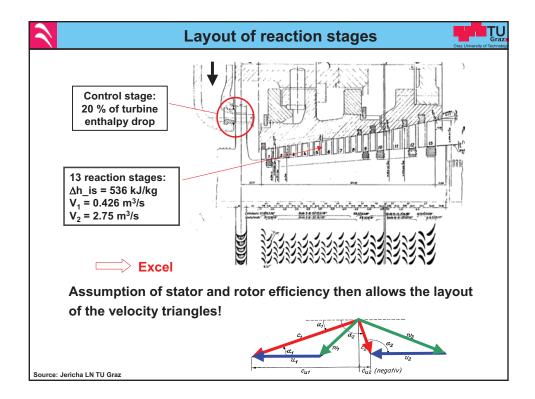


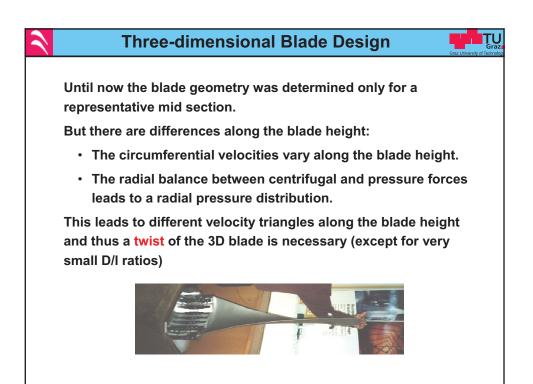


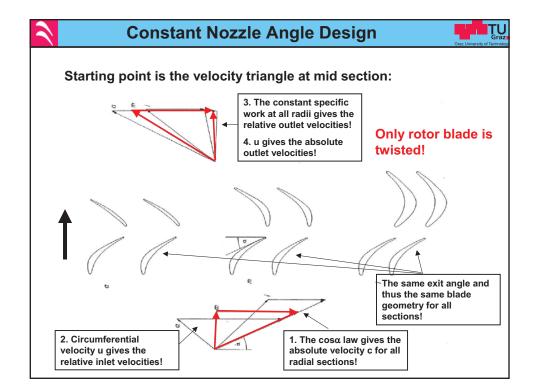


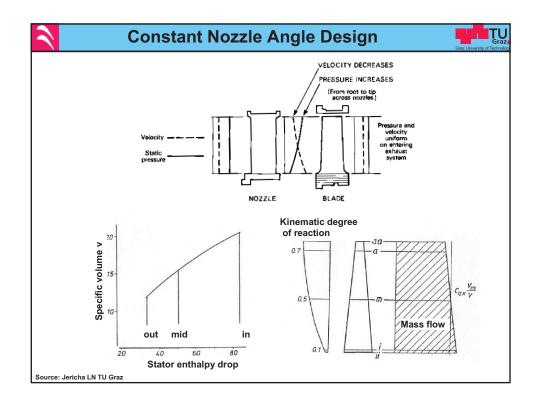
Layout of a Stage Group
$u = \Omega R = D\pi n/60$
$\dot{V} = \frac{u}{\cos\alpha} \sin\alpha D \pi \frac{D}{\Omega / 1}$ (axial outflow) $\rightarrow \phi = \tan \alpha$
Generally: $\phi = f.tan \alpha$ with $f = \frac{\psi}{4} + (1 - r)$
Limit for short blades: $\alpha = 14^{\circ}$ , $D/l = 10$ Limit for long blades: $\alpha = 35^{\circ}$ , $D/l = 3$
$D = \sqrt[3]{\frac{60 \dot{V} (D/1)}{n \pi^2 f \tan \alpha}}$
$D_a = D(1 + \frac{1}{D/l}) \qquad \qquad D_i = D(1 - \frac{1}{D/l})$
$\begin{array}{cccc} D & \dots \mbox{ mean diameter} & n & \dots \mbox{ rotational speed [rpm]} & u & \dots \mbox{ circumferential velocity} \\ V & \dots \mbox{ volume flow} & \alpha & \dots \mbox{ nozzle angle} & I & \dots \mbox{ blade length} \\ D_{i,a} & \dots \mbox{ inner/outer diameter} \end{array}$

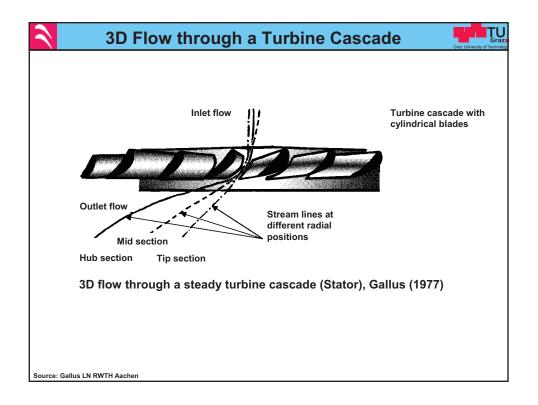


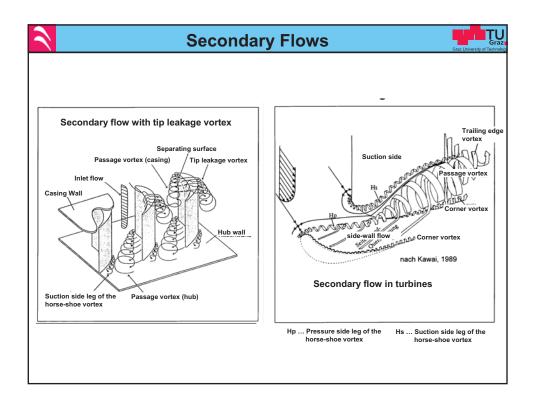


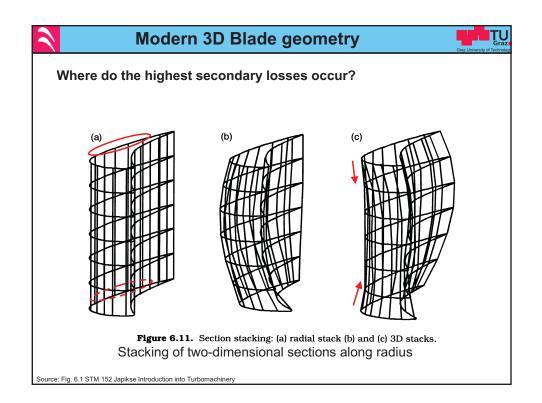












Die Liberalisierung des Energiemarktes und die damit verbundene Notwendigkeit, elektrische Energie möglichst preisgünstig zur Verfügung zu stellen, hat die Forderung nach hohen Wirkungsgraden von Dampfturbinen in den letzten Jahren weiter verschärft. Es werden daher kontinuierlich Anstrengungen unternommen,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

ner Dampfturbine zu verbessern. Das Hauptaugenmerk gilt dabei der Beschaufelung. Mit einer neu entwickelten Beschaufelung, 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 Auslegungsprozeß für diese neue Beschaufelung 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-Beschaufelungen 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 Beschaufelung 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 Hochund Mitteldruckturbinen wurde die 3DS®-Beschaufelung entwickelt [2]. Diese Beschaufelung 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 Beschaufelungen mit einem variablem Reaktionsgrad herzustellen.

Wir haben daher eine neue Beschaufelung 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™-Beschaufelung standen 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 weiterentwikkelte Profil- und Schaufelformen und eine numerisch optimierte Beschaufelungsauslegung erzielt. Dazu wurde ein Stufenauslegungsprogramm mit einem kommerziellen Optimierungsalgonumerischen rithmus 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 stasondern auch erstaunlich bil. 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-Profile 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-Schaufelentwicklung 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-Schaufelentwicklung 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-Schaufelentwicklung 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-Schaufelentwicklung 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-Schaufelentwicklung der Siemens/KWU, Mühlheim. Dampfturbinen Beschaufelungen mit
variablem Reaktionsgrad

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 Schaufelund Nutenpläne sowie Schaufelund 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 Beschaufelung 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-Beschaufelung 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 Beispieles die Reduzierung dieser Verluste bei einer numerisch optimierten 3DV-Beschaufelung aufgezeigt.

## Verluste innerhalb einer Stufe

Der Wirkungsgrad der Beschaufelung wird hauptsächlich durch Profil-, Sekundär- und Spaltverluste bestimmt. Der Profilverlust beschreibt die durch Reibung an der Profiloberfläche 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 Querdruckgradient 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 Querdruckgradienten, 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 zunehmendem Schaufelhöhenverhältnis (Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge). Besonders wichtig ist jedoch, daß sowohl die Profilals 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 Beschaufelung 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 Beschaufe-

Dampfturbinen-Beschaufelungen mit variablem Reaktionsgrad

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 Stufendesign 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 Beschaufelung 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  $\Delta h_{\rm V} = T_2 \cdot \Delta s$  gegeben, wobei T2 die Temperatur bei isentroper Entspannung im Zustand 2 und  $\Delta s$  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<sub>II</sub> die Temperatur am Ende der gesamten Expansion ist. Der für die gesamte Expansion resultierende Arbeitsverlust  $\Delta h_{R}$  ist daher der um den Zuwachs im isentropen Gefälle verminderte lokale Verlust,  $\Delta h_{\rm R} = \Delta h_{\rm V} - \Delta h_{\rm S}^+ = T_{\rm U} \cdot \Delta s$ . Da der resultierende Arbeitsverlust um den Faktor  $T_{\rm U}/T_2$  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  $\eta_K$  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-

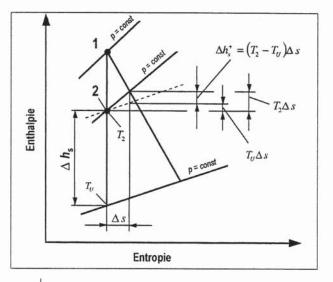
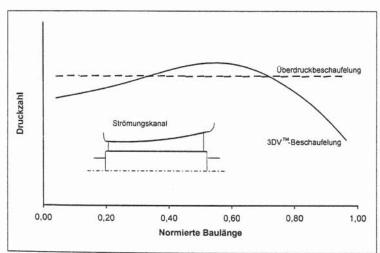
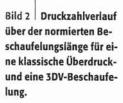


Bild 1 Entspannungsverlauf in einem *h,s*-Diagramm zur Erläuterung des Wärmerückgewinnes.

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 Beschaufelungsauslegung 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 Beschaufelung und das Zusammenwirken der einzelnen Stufen betrachtet werden. Eine



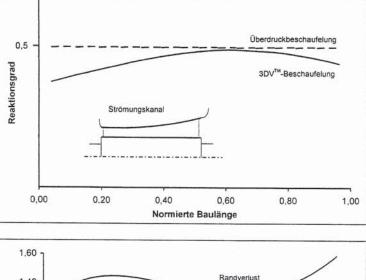


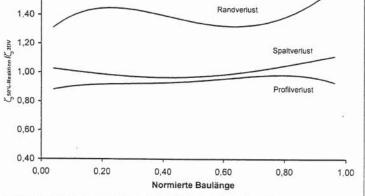
Kraitwerkskomponenten

Dampfturbinen-Beschaufelungen mit variablem Reaktionsgrad

Bild 3 Reaktionsgradverlauf über der normierten Beschaufelungslänge für eine klassische Überdruck- und eine 3DV-Beschaufelung.

Bild 4 Verlustanteile innerhalb der Stufen über der normierten Beschaufelungslänge für eine klassische Überdruckund eine 3DV-Beschaufelung.





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™-Beschaufelung für eine HD-Teilturbine

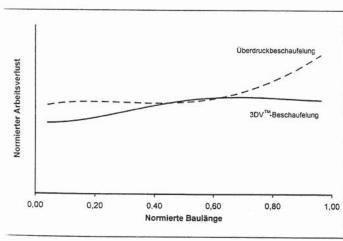
Diese Überlegungen sollen im folgenden durch den Vergleich zwischen einer klassischen Überdruckbeschaufelung und einer numerisch optimierten 3DV-Beschaufelung für Hochdruckteilturbine eines die 550 MW Kraftwerkes verdeutlicht werden. Weitere Beispiele sind in [6] angegeben. Die Überdruckbeschaufelung 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-Beschaufelung durch eine variable Druckzahlund 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-Beschaufelung ein anderes Schaufelprofil mit für den jeweiligen Einsatzbereich günstigsten aerodynamischen und mechanischen Eigenschaften auf. Der innere Beschaufelungsdurchmesser, 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 Beschaufelungen dargestellt. In den ersten und letzten Stufen sind sowohl Druckzahl als auch Reaktionsgrad bei der 3DV-Beschaufelung geringer als bei der klassischen Überdruckbeschaufelung, 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 Druckzahlabsenkung ist mit ei-

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



#### Dampfturbinen-Beschaufelungen mit variablem Reaktionsgrad

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.

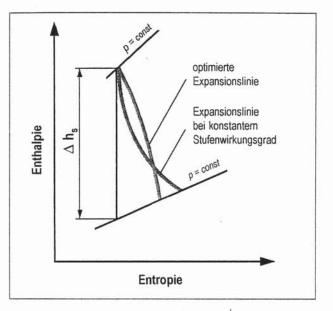
Die einzelnen Verlustanteile sind in Bild 4 über der Beschaufelungslänge aufgetragen, wobei die Verluste der klassischen Überdruckbeschaufelung auf die entsprechenden Verluste der 3DV-Beschaufelung bezogen wurden. Während die Spaltverluste bei der 3DV-Beschaufelung in diesem Beispiel nur geringfügig 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 "zugedreht" werden. Dadurch erhöht sich der Profilverlust. Würde man eine Beschaufelung mit einem Standardprofil numerisch optimieren, so ergäben sich qualitativ ähnliche Druckzahl-, Reaktionsgrad- und Verlustverteilungen wie bei der 3DV-Beschaufelung. Allerdings wäre der Wirkungsgradgewinn deutlich geringer, da die Festigkeitseigenschaften und die Profilform eines Standardprofiles unter diesen Einsatzbedingungen nicht so günstig sind wie die der individuell ausgelegten 3DV-Beschaufelung.

Trägt man den auf das gesamte Gefälle der Beschaufelung 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-Beschaufelung 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 Beschaufelung, deren Stufen alle den gleichen Wirkungsgrad aufweisen, stellt sich in einem *h*,*s*-Diagramm nämlich als konkav ge-

Zusammenfassung | Mit der neu entwickelten 3DV-Beschaufelung, die durch eine dreidimensionale Blattgestalt und einen variablen Reaktionsgrad gekennzeichnet ist, läßt sich der Wirkungsgrad von dreidimensional gestalteten Beschaufelungen 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 gro-Ben 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 Beschaufelungsbereich. 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-Beschaufelung 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 Beschaufelung mit konstantem Stufenwirkungsgrad und einer 3DV-Beschaufelung.

#### Literatur

[1] Deckers, M.; Doerwald, D.: Steam Turbine Flow Path Optimisation for Improved Efficiency. Power-Gen Asia 1997, Singapore.

[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 Dampfturbinenbeschaufelungen für höchste Wirkungsgrade. VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Nr. 9, S. 719–723.

[4] Drosdziok, 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.