



**TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DRESDEN**

Fakultät für Maschinenwesen, Institut Energietechnik, Professur Kraftwerkstechnik

# **Vorlesung IV**

## **Kraftwerkstechnik für E-Techniker**

Dresden, 30.04.2007



# **Angebot Exkursionen:**

**HKW Nossener Brücke  
STEAG Holz-HKW**

Dresden, 30.04.2007

# Schadstoffe

## Rauchgasreinigung

**Abhängig von der Brennstoffart und der Feuerungswärmeleistung gilt es unterschiedliche Gesetze bzw. Verordnungen, die den maximalen Schadstoffausstoß festlegen. Eine Einteilung in:**

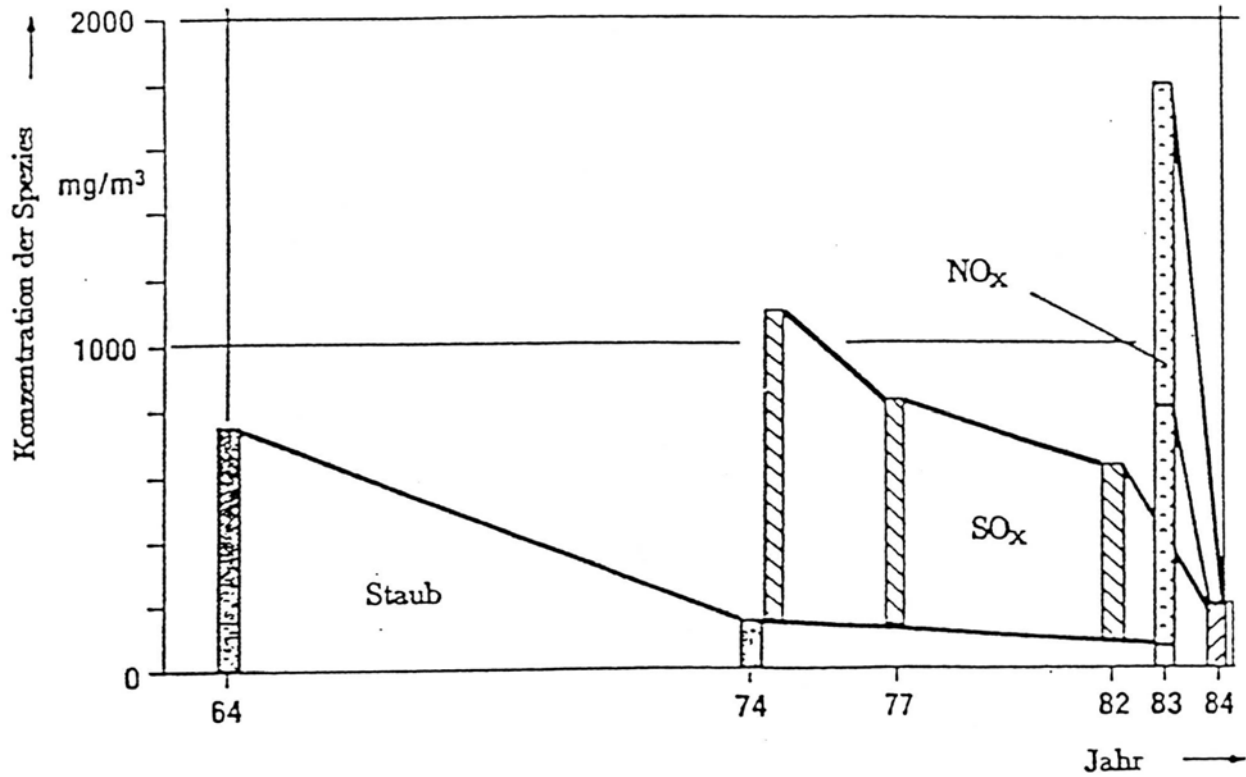
- 1. Bundesimmissionsschutzverordnung (1. BImSchV, Kleinanlagen),**
- 4. Bundesimmissionsschutzverordnung/TA Luft und**
- 13. Bundesimmissionsschutzverordnung (Großfeuerungsanlagenverordnung)**
- 17. Bundesimmissionsschutzverordnung (Müllverbrennung)**

# Gültigkeitsbereiche

Geltende Vorschrift		1. BImSchV	4. BImSchV	13. BImSchV
			TA Luft	
Brennstoff		Feuerungswärmeleistung in MW		
feste Brennstoffe	- Kohle, Koks - Holz, Holzreste ohne Kunststoff- beschichtung o. Holzschutz- mittel - Torf	< 1	> 1 bis < 50	> 50
	sonstige feste brennbare Stoffe	nur Stroh < 1	> 0,1 bis < 50	
flüssige Brennstoffe	Heizöl EL	> 5	>5 bis < 50	> 50
	Sonstige Heizöle z.B. Heizöl S		>1 bis < 50	
	Sonstige flüssige brennbare Stoffe		> 0,1 bis < 50	
gasförmige Brennstoffe	-	< 10	> 10 bis < 100	> 100
feste und flüssige Reststoffe (Abfälle)	-	-	ohne Leistungs- begrenzung	-

## Gültigkeitsbereich verschiedener Gesetze und Verordnungen in Deutschland

# Grenzwerte



**Zeitliche Entwicklung von einzuhaltenden Schadstoffgrenzwerten**

# Gegenmaßnahmen

Die im Rauchgas enthaltenen Schadstoffe können sowohl bei der Entstehung im Verbrennungsprozess (CO, NO<sub>x</sub>) als **Primärmaßnahmen**

als auch

nach dem Verbrennungsprozess (SO<sub>2</sub>, Staub, NO<sub>x</sub>) als **Sekundärmaßnahmen**

auf das gesetzliche Maß reduziert werden.

# Dampfkraftwerke

## Entwicklungsrichtungen und -daten

von 1885	Berlin unter den Linden	4x60 PS $\eta_{\text{netto}} \approx 0,15$
bis 1925	Berlin Klingenberg	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,23$
1939	Espenhain 500 °C	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,25$
1960	Lübbenau, ZÜ – 150 MW-Block Weißweiler	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,30$
1970	Hagenwerder 500 MW	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,33$
1985	600 MW – Neurath	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,35$
1997	Schwarze Pumpe 800 MW - überkritische	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,41$
2002	Niederaussem 1000 MW	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,43$
2011	Boxberg 675 MW	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,44$
2020	BoA plus (700 °C, mit Vortrocknung)	$\eta_{\text{netto}} \approx 0,52$

# Wirkungsgradentwicklung

**Die Entwicklung der Dampfkraftwerkstechnik ist durch 3 Schwerpunkte der Wirkungsgradentwicklung:**

- **Erhöhung der Frischdampfparameter einschließlich Zwischenüberhitzung**
- **Ausnutzung des „Kalten Endes“ der Entspannung**
- **Regenerative Speisewasservorwärmung einschließlich Nutzung der Rauchgasabwärme**

- **Wärmeverschiebungssystem**

- **und durch die „reine“ emissionsarme Kohleverbrennung entsprechend Umweltgesetzgebung nach 1980 gekennzeichnet:**

- **Rauchgasreinigung**
- **Staub**
- **CO**
- **NO<sub>x</sub>**
- **SO<sub>2</sub>**

**gekennzeichnet.**



# DKW Schwarze Pumpe

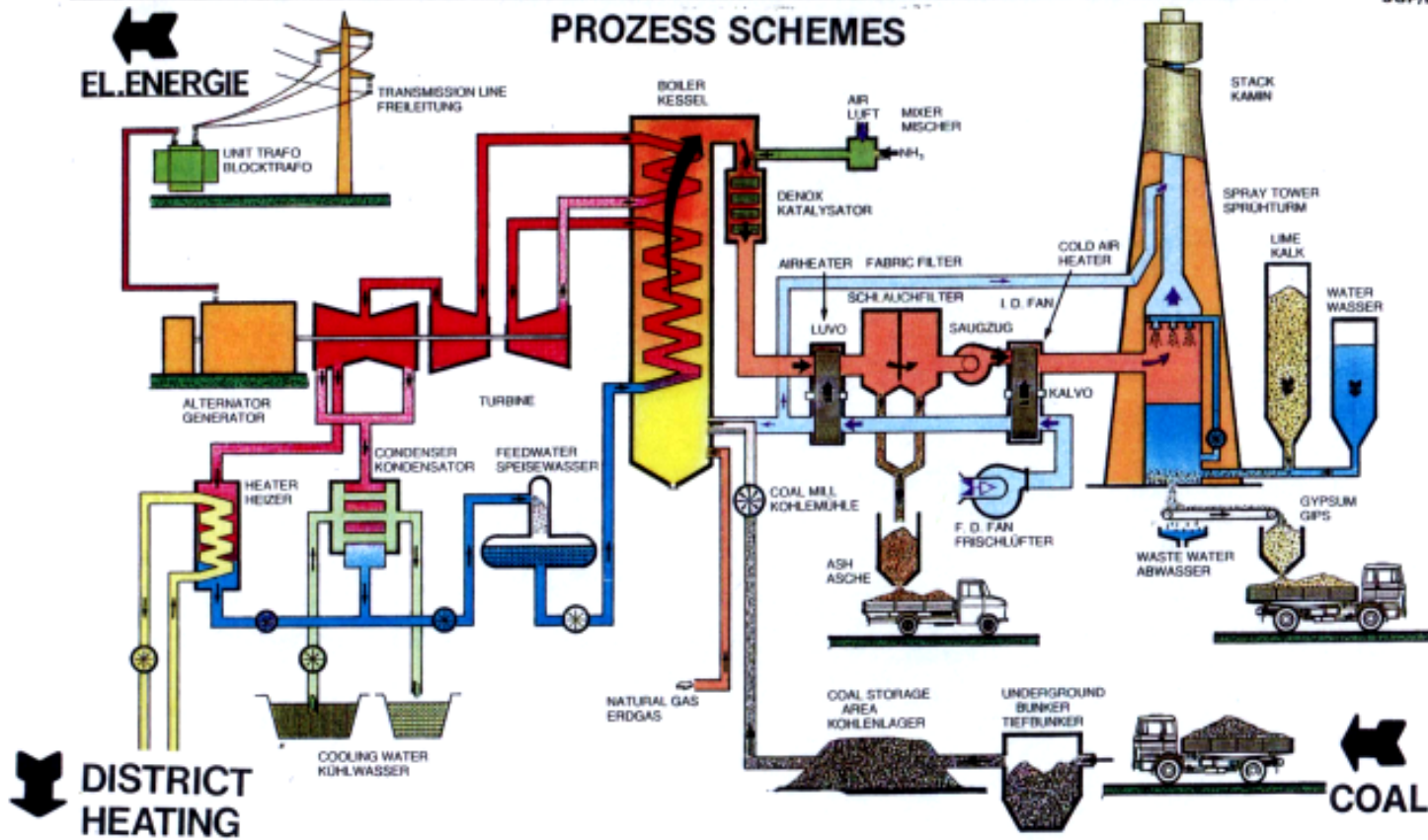


**Kraftwerk Schwarze Pumpe**

# Prinzipschaltbild

## STEAM POWER PLANT

MELLACH, Austria



AUSTRIAN ENERGY & ENVIRONMENT SGP/WAAGNER-BIRO GMBH

# Auslegung (thermodynamische)

## (i) Carnot-Prozeß

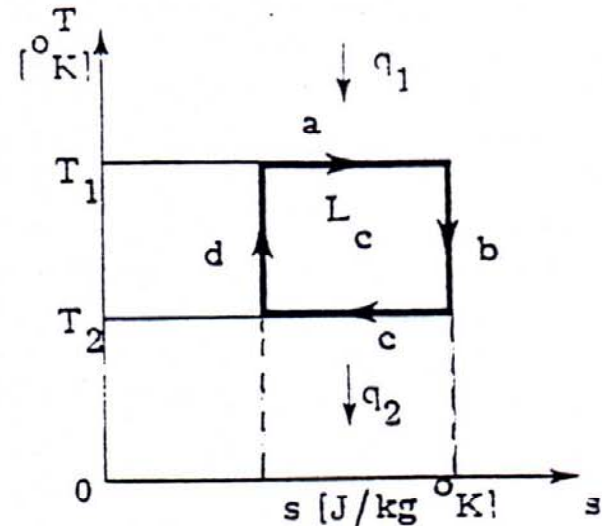
Reversibler Carnot-Prozeß, bestehend aus zwei Isothermen ( $T = \text{const}$ ) und zwei Adiabaten (Isentropen; Entropie  $s = \text{const}$ ), also im T-s-Diagramm aus waagrechten und senkrechten Linien, nämlich:

- (a) isotherme Expansion (mit Wärmezufuhr);
- (b) adiabatische Expansion (reibungsfrei);
- (c) isotherme Kompression (mit Wärmeabfuhr)
- (d) adiabatische Kompression (reibungsfrei)

$$dq = T ds$$

Carnot-Wirkungsgrad:

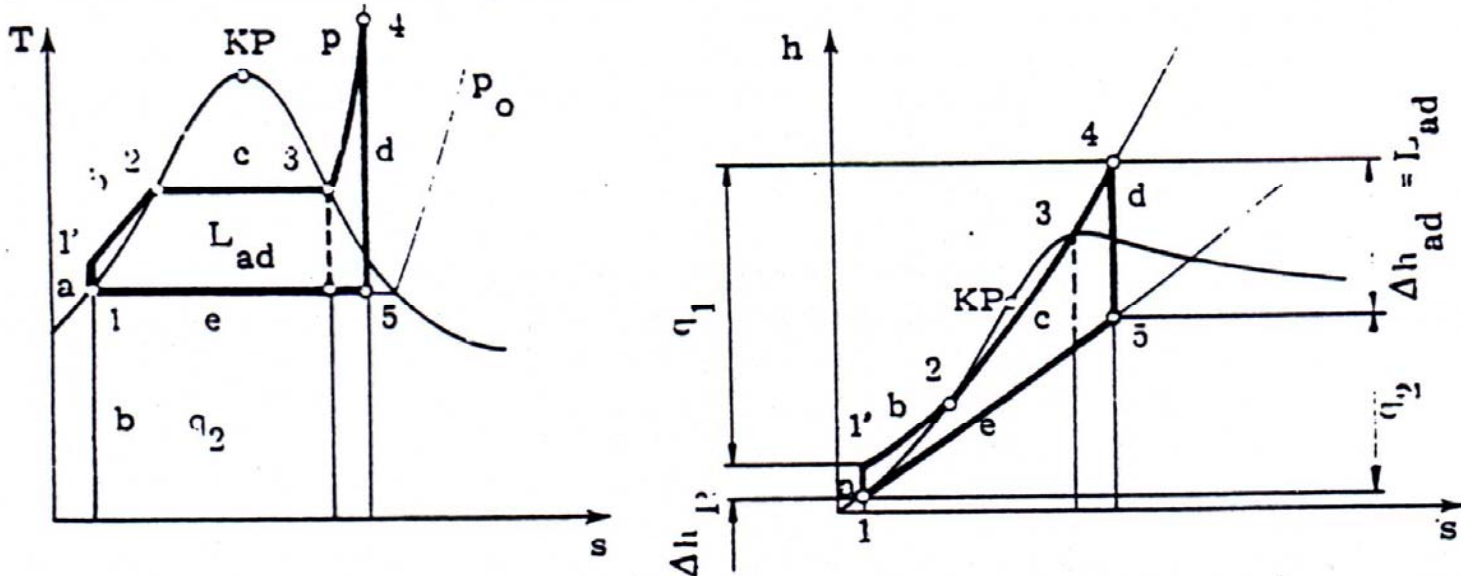
$$\eta_c = \frac{L_c}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$



Carnot-Prozeß als Vergleichsprozeß für Dampfkraftwerks-Prozeß nicht gut geeignet, weil isotherme Expansion und Kompression kaum möglich. Anstatt dessen Clausius-Rankine-Prozeß als Vergleichsprozeß.

(ii) Clausius-Rankine-Prozess (Vergleichsprozess)

- (a) Adiabate (Druckerhöhung in der Speisepumpe);
- (b) Annäherung an unterer Grenzcurve (Vorwärmung);
- (c) Isobare (Verdampfung, Überhitzung; im Zweiphasengebiet gleichzeitig Isotherme);
- (d) Adiabate (Expansion in der Arbeitsmaschine);
- (e) Isobare (Kondensation; gleichzeitig Isotherme, soweit im Zweiphasengebiet)

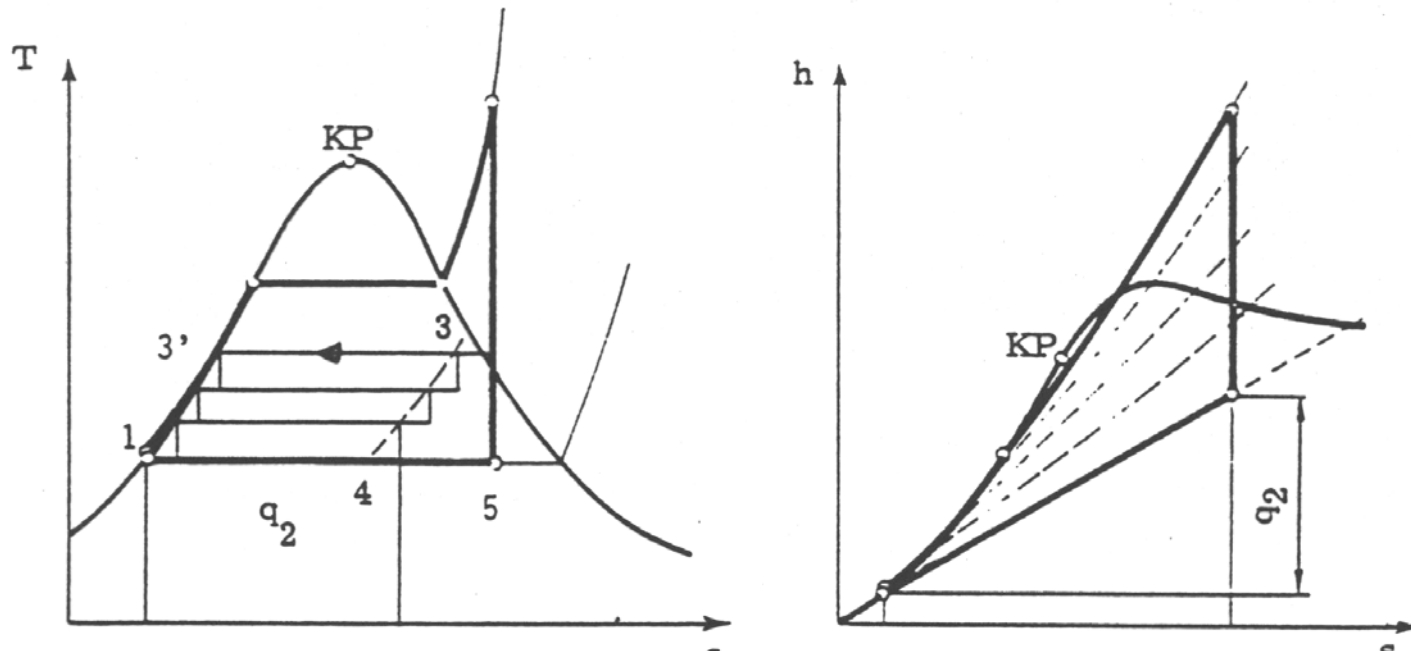


Thermischer Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses aus dem T-s-Diagramm von eingeschlossener Fläche zu Fläche bis  $T = 0$  (zum Ablesen Planimeter erforderlich!); besser aus h-s-Diagramm als Verhältnis von Strecken:

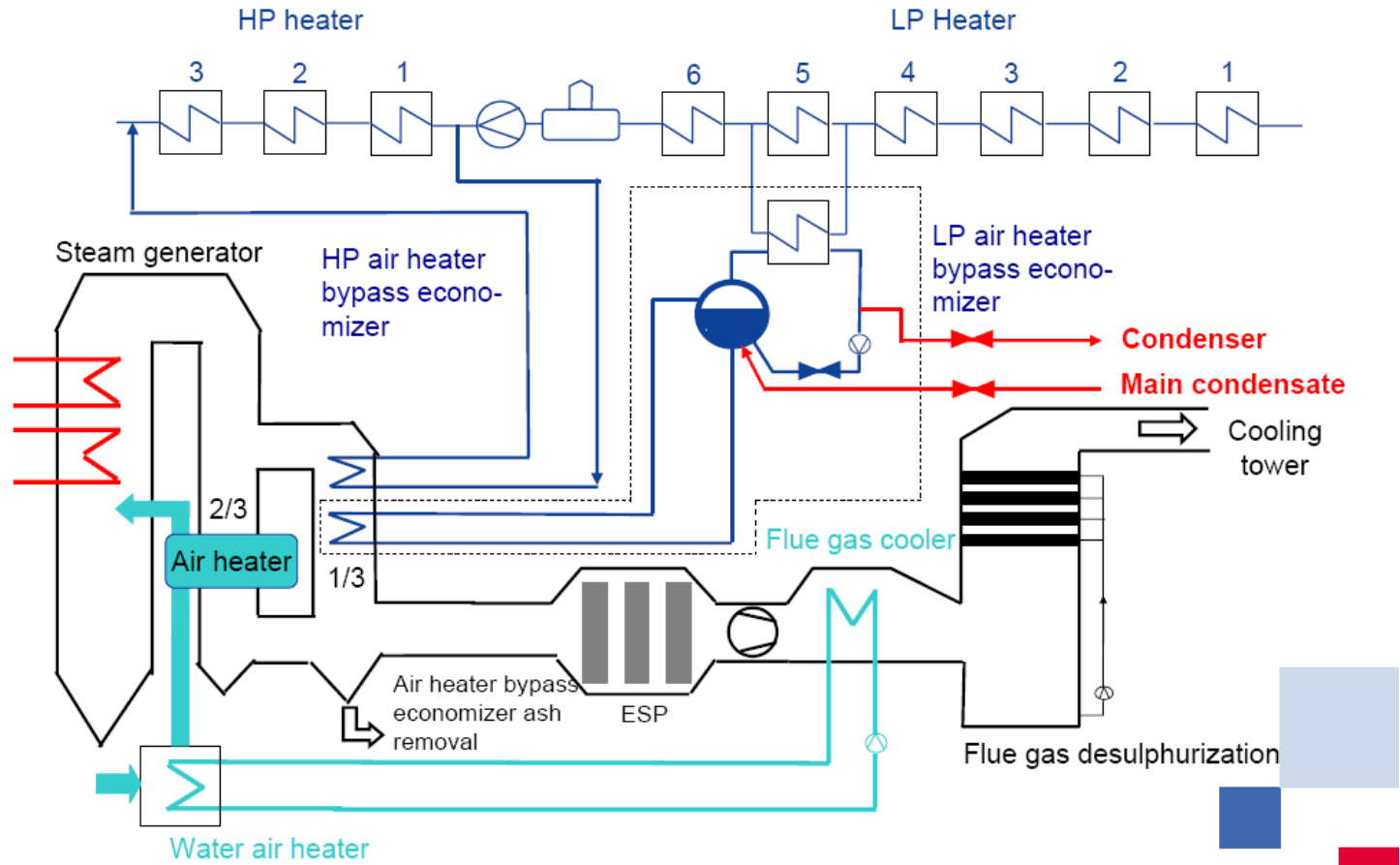
$$\eta_{thR} = \frac{\Delta h_{ad} - \Delta h_{pad}}{q_1} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_{1'} - h_1)}{h_4 - h_{1'}} = 1 - \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_{1'}} = 1 - \frac{h_5 - h_1}{h_4 - h_1}$$

# Carnotisierung durch Vorwärmung mit Anzapfdampf

Anhebung der Speisewassertemperatur (Kesseleintritt) von 1 auf 3', durch stufenweise Vorwärmung mit Heißdampf bzw. Naßdampf aus Turbine (Anzapfung); damit stufenweise Annäherung an Linie 34'. Damit Verringerung der im Kondensator abgeführten Wärme (Basis  $q_2$ ) bzw. Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr bzw. Überlagerung eines Hochdruckteilprozesses ohne Abfuhr von dessen Kondensationstionswärme im Kondensator (Vorschaltprozeß mit  $\eta_{th} = 1$ ). Im T-s-Diagramm kann dieser Vorgang durch stufenweise Verringerung der auf 1 kg Frischdampf bezogenen Entropie dargestellt werden.



# Carnotisierung durch Vorwärmung mit Anzapfdampf



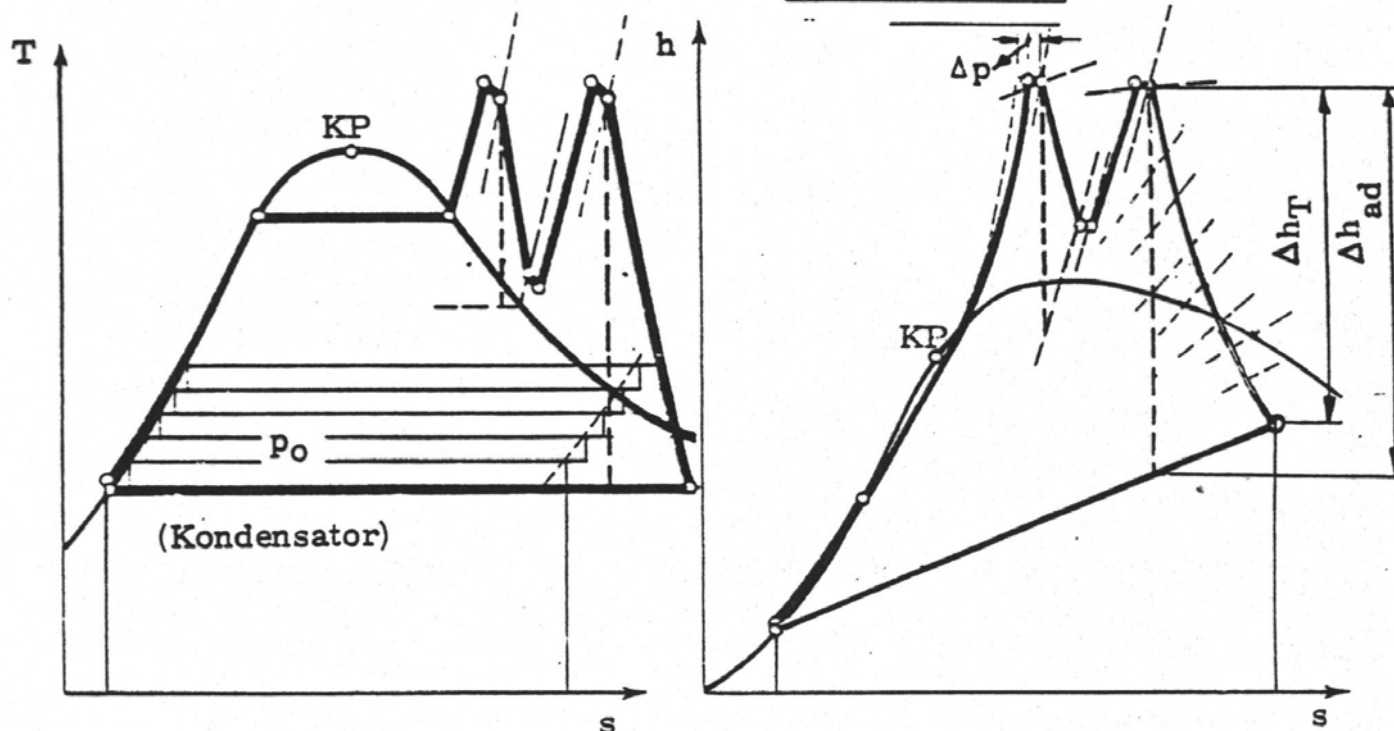
Quelle: RWE

# Wirklicher Prozess

Unterschiede gegenüber reibungsfreiem Vergleichsprozess:

- (a) Druckverluste in Dampferzeuger und Rohrleitung
- (b) Adiabatischer (innerer) Wirkungsgrad der Turbine  $\eta_i$  bewirkt im T-s-Diagramm und h-s-Diagramm Neigung der Expansionslinie nach rechts (zunehmende Entropie), da Wärmezufuhr durch Reibung.  
Ermittlung im h-s-Diagramm (TSW 613):

$$\eta_i = \Delta h_T / \Delta h_{ad}$$



(i) Vorteile der Regenerativ-Vorwärmung des Speisewassers im Dampfkraftwerk

"Carnotisierung": Wärmezufuhr im Dampferzeuger bei höherer mittlerer Temperatur; bzw. Verringerung des den thermischen Wirkungsgrad bestimmenden "Kondensatorverlustes", indem ein Teil der Kondensationswärme des Anzapfdampfes zur Vorwärmung des Speisewassers genutzt wird; bzw. Überlagerung eines Hochdruck-Teilprozesses ohne Kondensatorverlust, also  $\eta_{th} = 1,0$ : vgl. DW 173, 602, 614, 621 sowie Abb. 6.3/1.

Regenerativ-Vorwärmung des Speisewassers durch Anzapfdampf erhöht den thermischen Wirkungsgrad des Kraftwerkes. Weitere Vorwärmung des Speisewassers im Dampferzeuger durch Rauchgas (Economiser, "Eko") ist ebenso wie die Luft-Vorwärmung ("Luvo") eine interne Angelegenheit des Dampferzeugers und scheint im Kraftwerk-Schaltbild nicht auf !

(ii) Stufenzahl n

Je nach Kesseldruck und Anlagengröße:

n = 1...9	bei befeuerten Dampfkraftwerken
n = 4...7	bei Kernkraftwerken (mit Leichtwasserreaktoren)

(iii) Ausmaß der Vorwärmung

Für jede Stufenzahl gibt es ein Optimum des Wirkungsgradgewinnes bei einem bestimmten Ausmaß der Vorwärmung (Abb. 6.3/2). Hiefür Näherung:



$$h' - h_{sp} = (h' - h_o) / (n + 1)$$

mit

$h'$	...	Sättigungsenthalpie
$h_{sp}$	...	Speisewasserenthalpie am Kesseleintritt
$h_o$	...	Kondensator-Enthalpie
$h' - h_{sp}$	...	Unterkühlung am Kesseleintritt
$h' - h_o$	...	gesamte Vorwärmung

Also z.B.

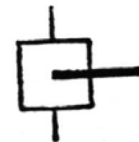
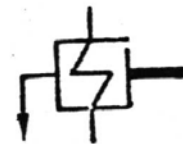
für  $n = 1$ :  $h' - h_{sp} = (h' - h_o) / 2$

oder für  $n = 4$ :  $h_{sp} = h' - (h' - h_o) / 5$  (Vorwärmung auf 80 ‰)

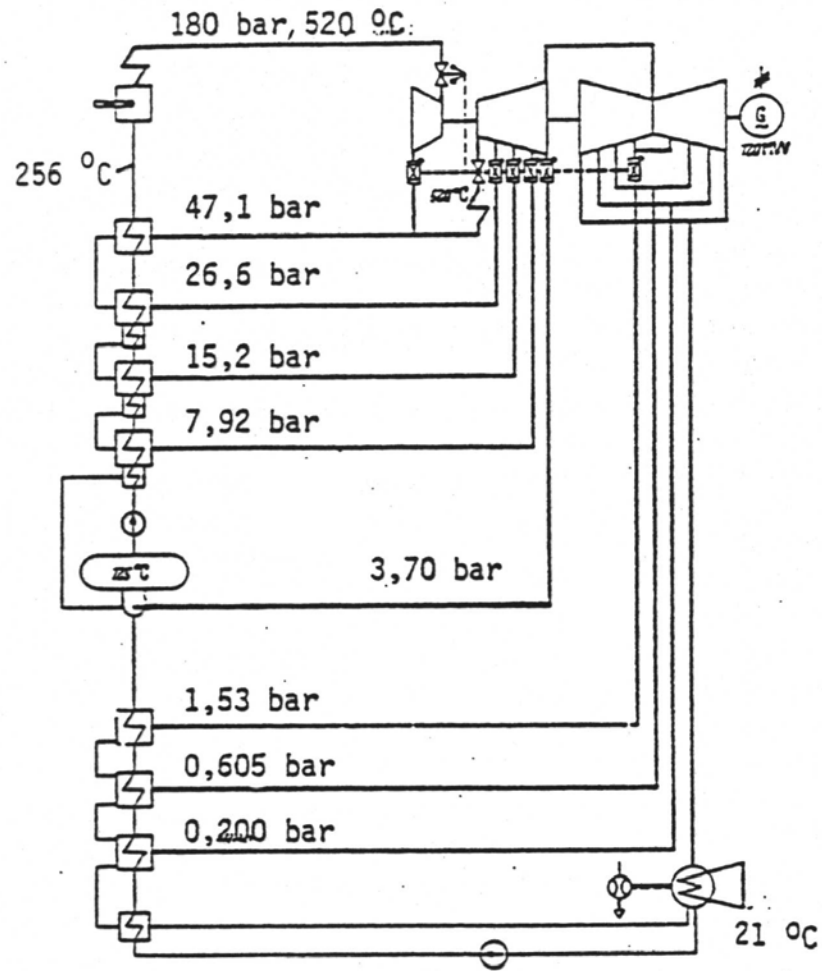
(iv) Bauarten der Vorwärmer

Die (Regenerativ-) Vorwärmer sind Kondensatoren für den Anzapfdampf.

- Oberflächenvorwärmer: Wärme strömt vom kondensierenden Anzapfdampf über Rohrwand zum vorzuwärmenden Kondensat bzw. Speisewasser. Heizfläche erforderlich; damit "Grädigkeit" (Temperaturdifferenz) gegeben.
- Mischvorwärmer: Keine Heizfläche, Grädigkeit Null, keine gesonderte Abfuhr des kondensierten Anzapfdampfes, aber zwischen zwei Mischvorwärmern jeweils Druckerhöhungspumpe erforderlich. Daher nur ein einziger Mischvorwärmer (= Entgaser, DW 622) zwischen Kondensatpumpe und Kesselspeisepumpe.



# Schaltung



# Schaltung der Vorwärmkette

- Niederdruckvorwärmer: Zwischen Kondensatpumpe (fördert vom Kondensator auf Druck des Speisewasserbehälters/Entgasers) und Kesselspeisepumpe (fördert vom Speisewasserbehälter/Entgaser zu Kessel)
- Hochdruckvorwärmer: zwischen Kesselspeisepumpe und Kesseleintritt (DW 621)

Wahl der Speisewasserbehälter/Entgaser-Temperatur: Wenn zu niedrig, zu viele teure Hochdruckvorwärmer; wenn zu hoch, Speisewasserbehälter/Entgaser zu teuer. Unter 100 °C Vakuum-Entgasung erforderlich. Meist zwischen 105 °C (1,2 bar) und 140 °C (3,6 bar) gewählt.

## (vi) Auslegung

Exergieverlust (Entropiezunahme) durch Wärmeübergang soll klein sein. Weitgehendes Anschmiegen der Anzapfdampflinie (Enthitzung, Kondensation, Unterkühlung) an die Speisewasserlinie im h-t-Diagramm z.B. durch gesonderte Enthitzungs- und Unterkühlungszonen oder -teile DW (621), und/oder besondere Enthitzerschaltungen mit getrennten Enthitzern (Abb. 6.3/3).

"Grädigkeit"  $\Delta t_v$ ; oft als  $\Delta t' = t_a - t'$  definiert; kann dann auch Null oder negativ sein (Abb. 6.3/4).

## (vii) Enthitzer-Schaltungen

- z.B.: - Einzelstufen-Enthitzung (Reihenschaltung, Abb. 6.3/5) oder
- getrennte ("aufgestockte") Enthitzung (Abb. 6.3/6).

# Erhitzer- schaltungen

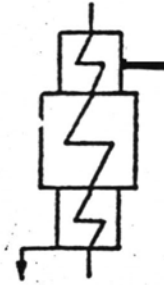


Abb. 6.3/3 Enthitzerschaltung

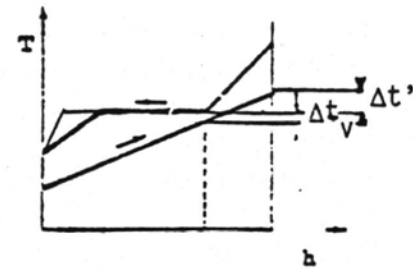


Abb. 6.3/4 Grädigkeit

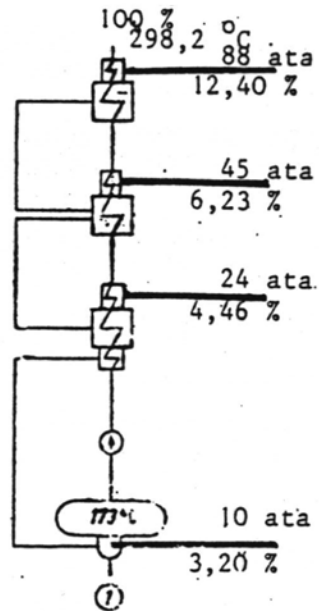
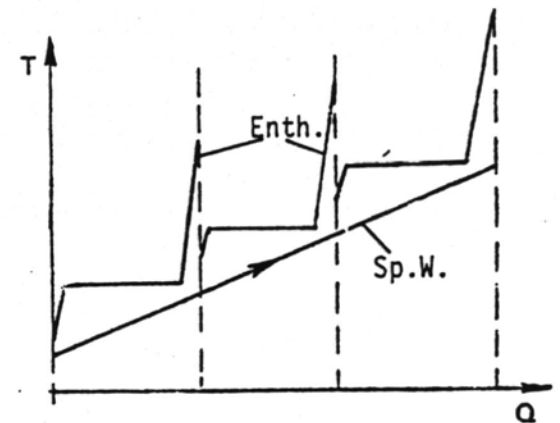


Abb. 6.3/5 Einstufen-Enthitzung (Reihenschaltung)

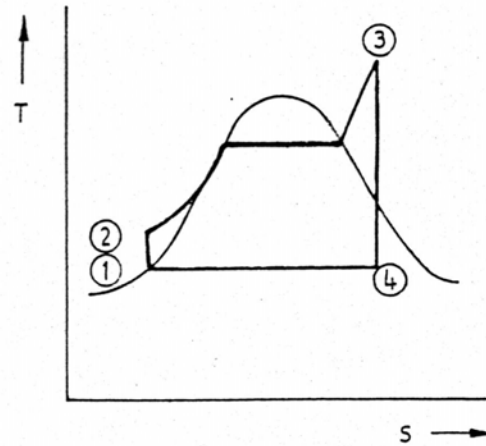
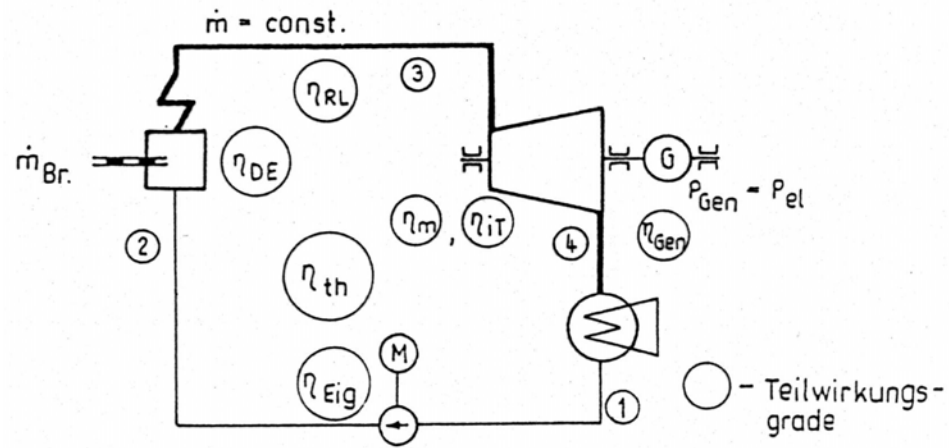


# Grundlagen der Auslegung und Berechnung von Wärmekraftwerksanlagen

- **Abschätzung der grundsätzlichen Zusammenhänge der Thermodynamik - Kreisprozesscharakteristika-**
- **Berechnung eines vereinfachten Kreisprozessschemas nach Unterlagen des Lehrstuhls Kraftwerkstechnik**
- **Rechnergestützte Auslegung mit Programmsystem u.a. mit EBSILON SPENCE**

**Für alle Methoden ist der Entwurf des Wärmeschaltplanes und die Eingabe der Bauteilparameter (Anlagenteile) notwendig, um deren Verhalten zu beschreiben.**

# Erstes einfaches Schema



# Kreisprozessarbeit mit konst. Massestrom

**Für die vereinfachte Prozessführung ergeben sich mit den thermodynamischen Prozessdaten und einem konstanten Mengenstrom die Verhältnisse:**

- **Kreisprozessarbeit**  $|w| = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$   
bzw. für die Enthalpieerhöhung durch die Pumpe

$$(h_2 - h_1) = \Delta h_p = \Delta p \cdot v = \frac{\Delta p}{\zeta}$$


- **theoretische Leistung**  $P_{\text{theoretisch}} = m \cdot |w|$
- **im Kondensator abzuführende Wärmemenge**  $q_{\text{ab}} = h_4 - h_1$
- **thermischer Wirkungsgrad der Energieumwandlung**

$$\eta_{\text{th}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

# Kraftwerksnettowirkungsgrad

**Unter Beachtung der Anlagenwirkungsgrade wird der Kraftwerksnettowirkungsgrad definiert:**

$$\eta_{\text{netto}} = \eta_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{iT}} \cdot \eta_{\text{m}} \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{RL}} \cdot \eta_{\text{DE}} \cdot \eta_{\text{Eig}}$$

  
 $\eta_{\text{brutto}}$

**der alle Wirkungsgrade bzw. Verluste bei der Energieumwandlung von der Brennstoffzufuhr bis zur „elektrischen Energieabgabe“ an den Generatorklemmen erfasst:**

$$\eta_{\text{netto}} = \frac{\text{elektr. Leistung an den Generatorklemmen}}{\text{im Dampferzeuger zugeführte Wärmeleistung}} = \frac{P_{\text{Gen.}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_{\text{u}}}$$

(Brennstoffmassenstrom x Heizwert des Brennstoffes)



# Einzelwirkungsgrade

Es sind:

- $\eta_{th}$  - thermischer Wirkungsgrad der Energieumwandlung des Dampfkraftprozesses
- $\eta_i$  - innerer Turbinenwirkungsgrad
- $\eta_m$  - mechanischer Wirkungsgrad der Turbine
- $\eta_{Gen}$  - Generatorwirkungsgrad (Energieumwandlung mechanische Energie in elektrische Energie)
- $\eta_{RL}$  - Rohrleitungs-, Behälter- und Armaturenwirkungsgrad (Druck- und Wärmeverluste werden berücksichtigt)
- $\eta_{DE}$  - Dampferzeugerwirkungsgrad
- $\eta_{brutto}$  - Brutto-Wirkungsgrad der Energieumwandlung  
Vom Brennstoff bis zu den Generatorklemmen ohne Eigenbedarfsleistungen des Kraftwerkes
- $\eta_{netto}$  Netto-Wirkungsgrad der Energieumwandlung unter Beachtung der Eigenbedarfsleistungen des Kraftwerkes

$$\eta_{Eig} = 1 - \frac{P_{Eigenbedarf}}{P_{Gen}}$$

# Spezifischer Wärmeverbrauch

Der spezifische Wärmeverbrauch des Kraftwerkes beträgt:

$$w_{\text{el}} = \frac{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot Q_i}{P_{\text{Gen}}} = \frac{1}{\eta_{\text{netto}}}$$

$$P_{\text{DKW}} = P_{\text{el Eigen}} = \dot{m} \cdot w \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{Eig}}$$

( $\dot{m} = \text{const.}$ )

bzw. in den Dimension:  $\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}$

Brennstoffmassenstrom:

$$\dot{m}_{\text{Br}} = \frac{P_{\text{DKW}}}{\eta_{\text{netto}} \cdot H_u} \quad \text{in } \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

**spezifischer Brennstoffbedarf:**

$$b = \frac{\dot{m}_{\text{Br}}}{P_{\text{DKW}}} \quad \text{bzw.} \quad b = \frac{3600}{\eta_{\text{netto}} \cdot H_u} \quad \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

**Frischdampfmassestrom:**

$$\dot{m}_E = \frac{P}{/w/ \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{Eig}}} \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

**spezifischer Dampfbedarf:**

$$d = \frac{\dot{m} \cdot 3600}{P_{\text{Gen}}}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_E$$

# Beispiel: 100 MW Kraftwerk

<b>Frischdampfdruck</b>	$p_3 = 12,5 \text{ MPa}$
<b>Frischdampf Temperatur</b>	$t_3 = 500 \text{ °C}$
	$h_3 = 3341,3 \text{ kJ/kg}$
<b>Kondensatordruck</b>	$p_4 = 0,007 \text{ MPa}$

**unter Beachtung der Pumpenarbeit.**

**Die Kreisprozessarbeit beträgt  $w = 1320 \text{ kJ/kg}$  und der thermische Wirkungsgrad wird zu  $\eta_{th} = 0,416$  bestimmt.**

**Mit den angenommenen Teilwirkungsgraden**

$$\eta_i = 0,8; \eta_m \cdot \eta_{Gen} = 0,96; \eta_{DE} = 0,82 \quad \text{und} \quad \eta_{Eig} = 0,93 \quad \text{folgt}$$

$$\eta_{netto} = 0,244 \quad w_{el} = 14754 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}$$

## Beispiel: 100 MW Kraftwerk

**Dampfmassenstrom**  $\dot{m} = 106,6 \text{ kg/s}$

**Frischdampfbedarf**  $3,82 \text{ kg/kWh}$

**Brennstrommassestrom**  $\dot{m}_{\text{Br}} = 51,2 \text{ kg/s}$

**spezif. Brennstoffbedarf**  $b = 1,84 \text{ kg/kWh}$

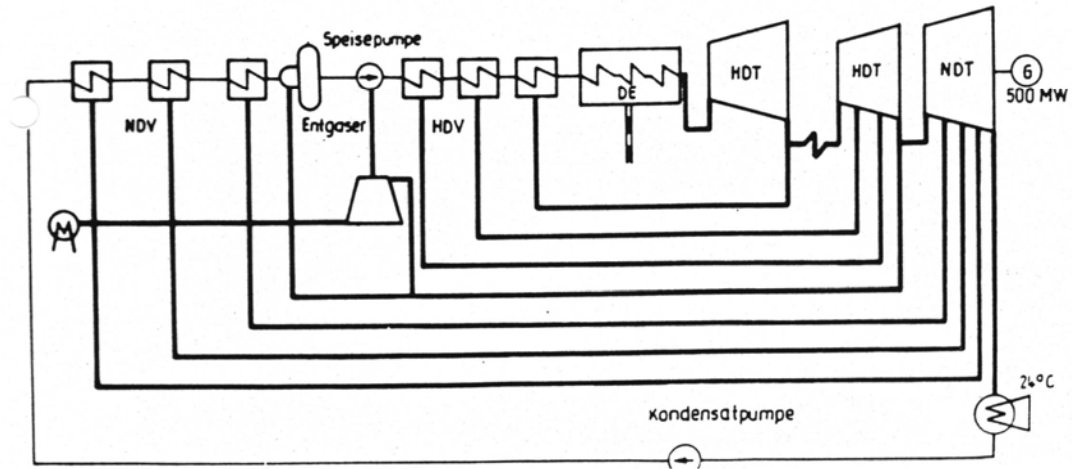
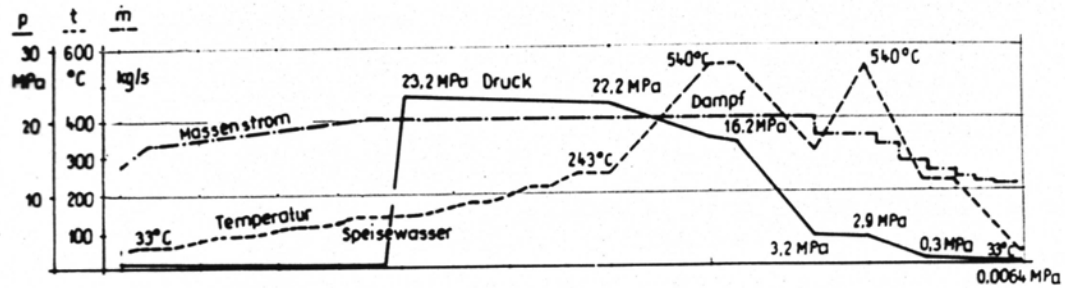
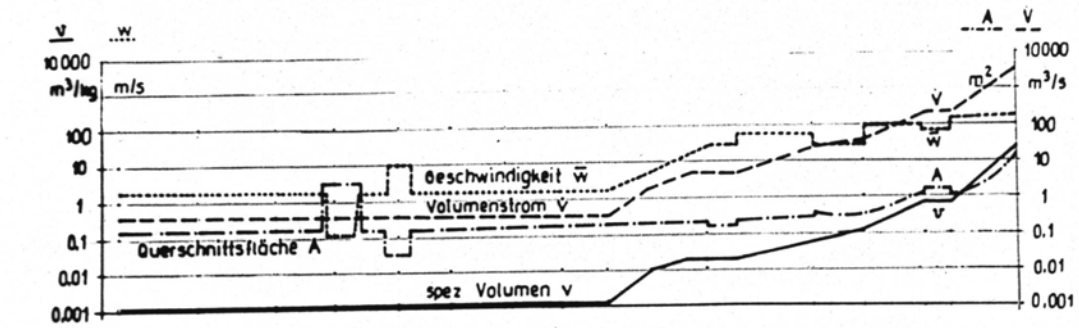
**Der im Kondensator abzuführende Wärmemengenstrom  $\dot{Q}_{\text{ab}}$  beträgt:**

$$\dot{Q}_{\text{ab}} = \dot{q}_{\text{ab}} \cdot \dot{m}_{\text{Kond}}$$

**Für das Beispiel 100 MW-Kraftwerksblock sind dies:**

$$\dot{q}_{\text{ab}} = 1841 \text{ kJ/kg}, \quad \dot{m} = 106,6 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{\text{ab}} = 196250 \text{ KW} = 196,25 \text{ MW}_{\text{therm.}}$$



## **Auslegung eines nicht vereinfachten Prozesses z.B. (mit Zwischenüberhitzung und Regeneration)**

**Zur Verbesserung des Kraftwerkswirkungsgrades werden die Zwischenüberhitzung und die regenerative Speisewasservorwärmung mit Anzapfdampf aus der Turbine eingeführt.**

**In diesem Fall sind die einfachen Kreisprozessberechnungen nicht mehr ausreichend, vor allem sind die Massenströme nicht mehr in allen Anlagenteilen gleich. Das Bild stellt im h-s-Diagramm den Entspannungsverlauf des Dampfprozesses mit 7-stufiger Anzapfung zur Speisewasservorwärmung.**

**Die nachfolgende Berechnung wird im Allgemeinen mit Rechenprogrammen auf elektrischen Datenverarbeitungsanlagen (EDV) ausgeführt. Prinzipiell ist dies aber auch mit einfachen Rechenhilfsmitteln und den h-s-Tafeln für Wasserdampf möglich.**

# Wahl der Parameter

## 1.) Anzahl der Überhitzungen:

- **Einfache Zwischenüberhitzung ca. 130 bar Frischdampfdruck und 120 M<sub>el.Leistung</sub>, siehe auch „Frischdampfdruck vor Turbine (und Temperaturen)“ in Abhängigkeit von der Generatorleistung**
- **Doppelte Zwischenüberhitzung**

## Frischdampfparameter

### Frischdampfdruck

**Max. Frischdampfdruck hängt vom gewählten Verdampfersystem ab**

**→ siehe folgende Folien „Einsatzmöglichkeiten der Verdampfersysteme“)**

**→ siehe Bild „Frischdampfdruck vor Turbine (und Temperaturen)“ in Abhängigkeit von der Generatorleistung**

**→ Die Parameter hängen auch stark mit der Entwicklung neuer Werkstoffe zusammen, siehe Tabelle „Neue Werkstoffe für hohe Dampfzustände“**

**→ weitere Richtwerte:**



**Industriekraftwerke bis 350 t/h Dampf: 80 bar bis 130 bar,  
Naturumlaufdampferzeuger, ohne Zwischenüberhitzung**

**Großkraftwerke im USA, Entwicklungsländer: Naturumlaufdampferzeuger,  
140 – 175 bar**

**Großkraftwerke mit Zwangdurchlaufdampferzeugern Entwicklungsländer  
vielfach 180 bar**

**Großkraftwerke Europa (hochgezüchtet, neue Generation, überkritisch) 250 bar**

**sehr hochgezüchtete Dampfkraftwerke (Deutschland, Dänemark; USC,  
„ultra supercritical“: 300 (bis 350) bar**

**Frischdampftemperatur:  
Siehe folg. Folien**

**Zwischendampfparameter:**

**Druck** der einfachen Zwischenüberhitzung in Abhängigkeit von Frischdampfdruck und Frischdampftemperatur

**Temperatur** prinzipiell so wie Frischdampftemperatur u.U. sogar höher als Frischdampftemperatur

**Kondensatordruck** wird bestimmt in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur und Grädigkeit  
Richtwerte siehe Bild Kondensatordrücke.

**Regenerative Speisewasservorwärmung:**

**Wahl der Anzahl der Vorwärmstufen**

bis zu 75 MW, ohne Zwischenüberhitzung: 1 bis 5 Vorwärmstufen

Kraftwerke mit Zwischenüberhitzung 8 bis 9 Vorwärmstufen

**Höchste Anzapfung der Turbine**

zumeist aus der kalten ZÜ (d.h. keine Anzapfung der HD Stufe)

in letzter Zeit aber auch Anzapfung der HD Stufe

**Speisewasseraustrittstemperatur aus der letzten Vorwärmstufe:**

Siehe Abschnitt a) Thermodynamik „Regenerativvorwärmung“,

„Ausmaß der Vorwärmung“,

Siehe Bild „Ersparnis beim Turbinenwärmeverbrauch ...“

Siehe Bild „Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf bei ausgeführten ...“

**Wahl der Temperatur im Speisewasserbehälter (Entgaser):** Siehe im

Abschnitt a) Thermodynamik, „Regenerativvorwärmung, Schaltung der  
Vorwärmkette“

**Ausführung der Vorwärmer mit Enthitzungszone?**

**Ausführung mit Kondensatkühlzone:**

- Kondensatkühlzone normalerweise bei HD Vorwärmern, nicht bei ND Vorwärmern

**Grädigkeiten der Vorwärmer:**

ND Vorwärmer: 5 bis 1 K

HD Vorwärmer: 3 bis 0 K (o.k. bei Kondensatkühlzone)

# Druckverluste

## Druckverluste in den Rohrleitungen und Armaturen:

- a) Frischdampf  $\Delta p = 0,05 p_{FD}$  (ab Kesselaustritt bis Turbineneintritt),  
 $p_{FD}$  = Frischdampfdruck
- b) Zwischenüberhitzung  $\Delta p = 0,1 p_{ZÜ}$  (vom Austritt der HD Turbinenstufe bis  
Eintritt in die HD Turbinenstufe, d.h.  
inklusive Zwischenüberhitzer)  
 $p_{ZÜ}$  = Zwischenüberhitzeraustrittsdruck
- c) Anzapfleitungen  $\Delta p = 0,05 p_{Anz}$  ( $p_{Anz}$  = Anzapfdruck)

## Dampferzeuger und Rauchgasreinigung

- a) Dampferzeugerwirkungsgrad: Tabelle „Dampferzeugerwirkungsgrad“
- b) Eigenbedarf: Siehe Tabelle „Spezifischer Eigenbedarf der DE-Hilfseinrichtungen“

# Weitere Komponenten

## Dampfturbine und Generator

### Isentropenwirkungsgrade der Turbine

- prinzipiell: Abhängig von der Güte der Energieumwandlung in den Turbinenstufen, Einflussgrößen; Schaufellänge, Stufenbelastung, Austrittsgeschwindigkeit
- Richtwerte siehe Tabelle „isentropen Wirkungsgrade der Turbine“

### Maximale Dampfeuchte am Ende der Niederdruckstufe

- ca. 12 %

### Dampfeuchte bei den letzteren Anzapfungen

### Mechanischer Wirkungsgrad

Siehe Tabelle „mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$ “

### Generator

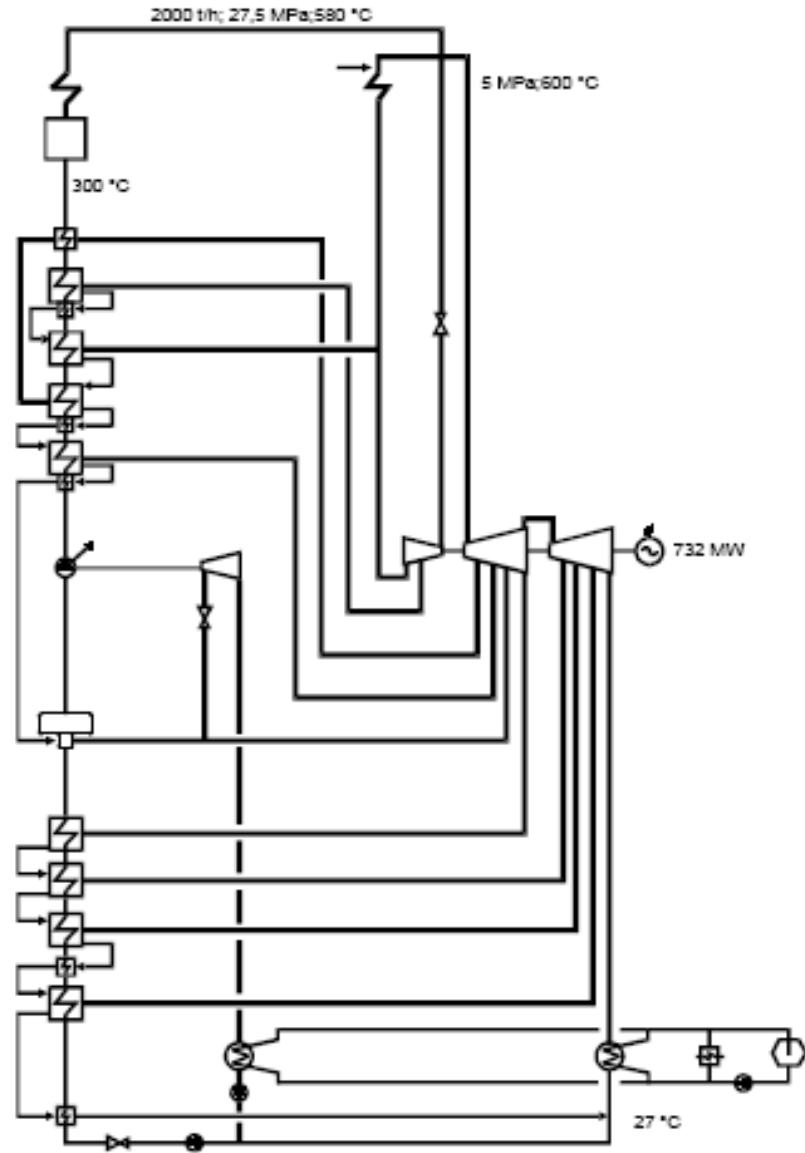
- Wirkungsgrad siehe Tabelle „Generatorwirkungsgrad  $\eta_{Gen}$ “

### Speisepumpe, andere Pumpen

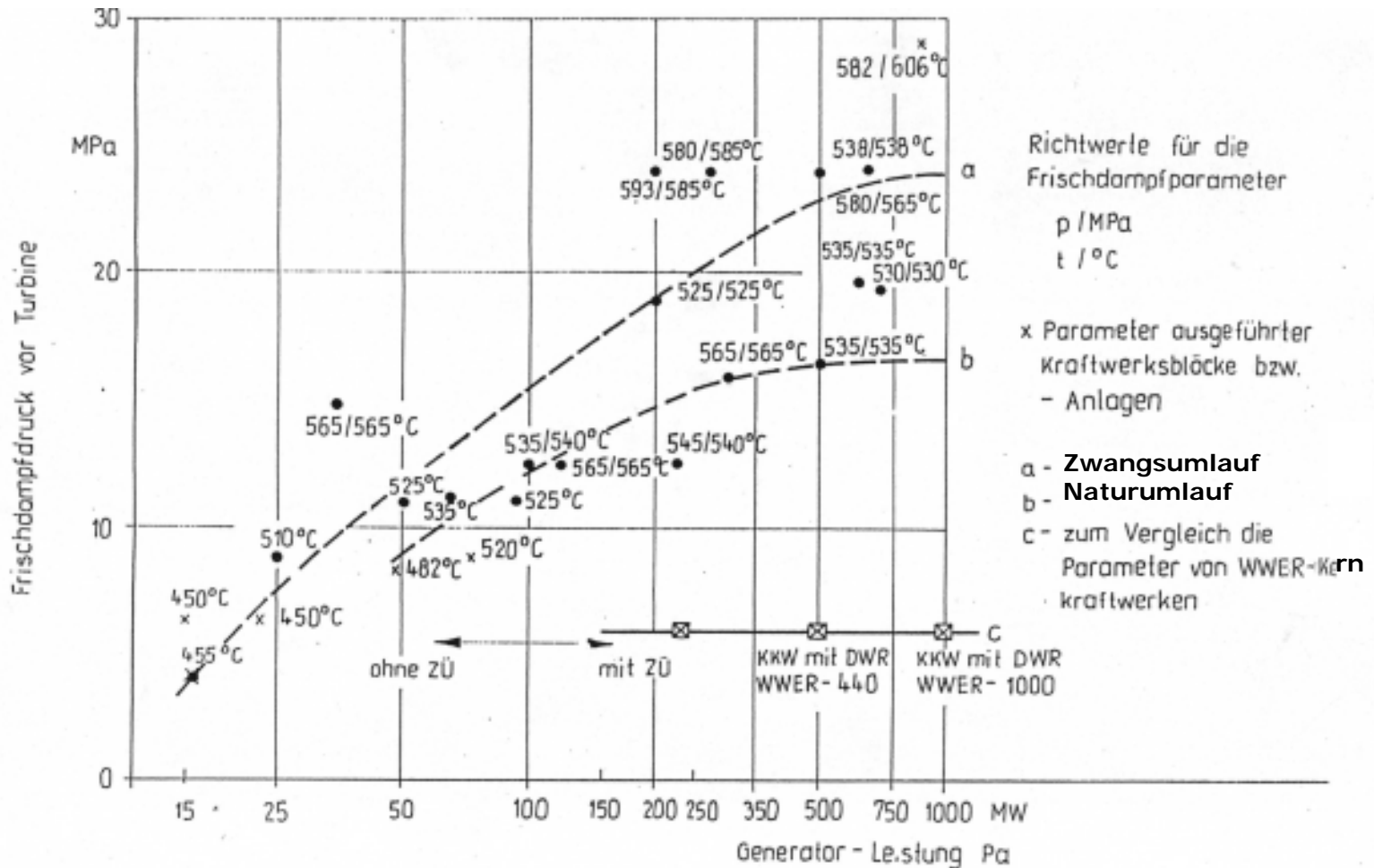
- Pumpenwirkungsgrad ca.  $\eta = 0,8$

Eigenbedarf: siehe „Richtwerte für den Eigenbedarf“

# Kraftwerk Heßler (Steinkohle)



# Richtwerte für Wasser/Dampfparameter

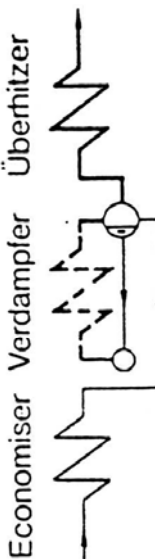
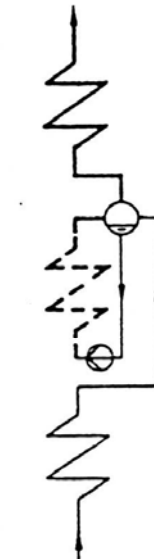
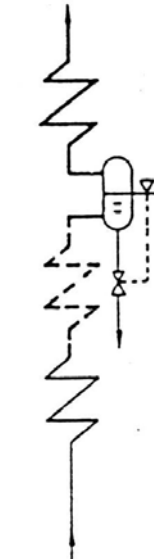
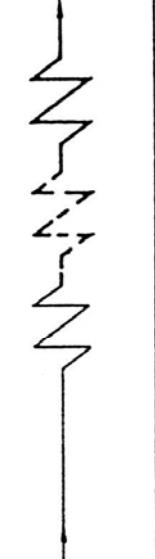
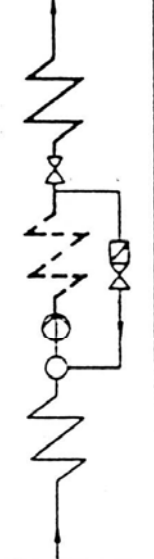


**Frischdampfdruck und -temperaturen vor Turbine in Abhängigkeit von der Generatorleistung**

# Einsatzmöglichkeiten

System		1	2	3	4
Frischdampfdruck v. d. Turbine [bar]	Druck am Verdampferaustritt [bar]	Naturumlauf	Zwangumlauf (La-Mont) bzw. Controlled Circulation	Zwangdurchlauf mit Wasserabscheidung	Zwangdurchlauf ohne Wasserabscheidung
150	175	X	X	X	X
150-170	175-195	—	X	X	X
170-185	195-210	—	—	X	X
185	210	—	—	X	X
Überkritisch	Überkritisch	—	—	—	X

# Prinzipschaltungen

Prinzip-Schaltung					
Bezeichnung	Naturumlauf	Zwangumlauf	Zwangdurchlauf mit Wasser - absch.	Zwangdurchlauf	Zwangdurchl. mit Zwangumlauf - Verdampfer
Bauart	Trommel- Bauweise	Trommel- Bauweise	SULZER (klassisch)	BENSON (klassisch)	COMBINED CIRCULATION
Druck vor Turbine	≤ 150 bar	≤ 170 bar	≤ 190 bar	≤ 300 bar	> 220 bar
Druck Dampferz. austr.	≤ 160 bar	≤ 180 bar	≤ 200 bar	≤ 310 bar	> 230 bar
Betriebsweise	unterkritisch	unterkritisch	im unterkrit. Bereich	unter- und überkritisch	überkritisch



# Neue Werkstoffe

	Werkstoffe			Dampfzustände ca.		
	Verdampfer	Endüberhitzer	Heiße Verbindungsleitungen	FD	FD	ZÜ
				Druck	Temp.	Temp.
				bar	°C	°C
1) ohne Austenit, mit P91	13CrMo44	X20	P91	260 (bis 290)	545	560
2) zusätzlich mit Austenit im Überhitzer	-"	Austenit	-"	270 (bis 290)	580	580 + 600
3) zusätzlich neuer Werkstoff Verdampfer, nahe Zukunft	7CrMoVTTB10-10 (?) 10CrMo910 (?)	-"	P91 <sup>1)</sup> E911 <sup>1)</sup>	290 bis 320 (?)	600	620
4) zusätzlich noch bessere Werkstoffe für Rohrleitungen, Sammler, Zukunft	-"	-"	E911 <sup>1)</sup> P92 <sup>1)</sup> Austenit	325	625 (?)	625 (?)

1) über 600° dampfseitige Oxidationsprobleme

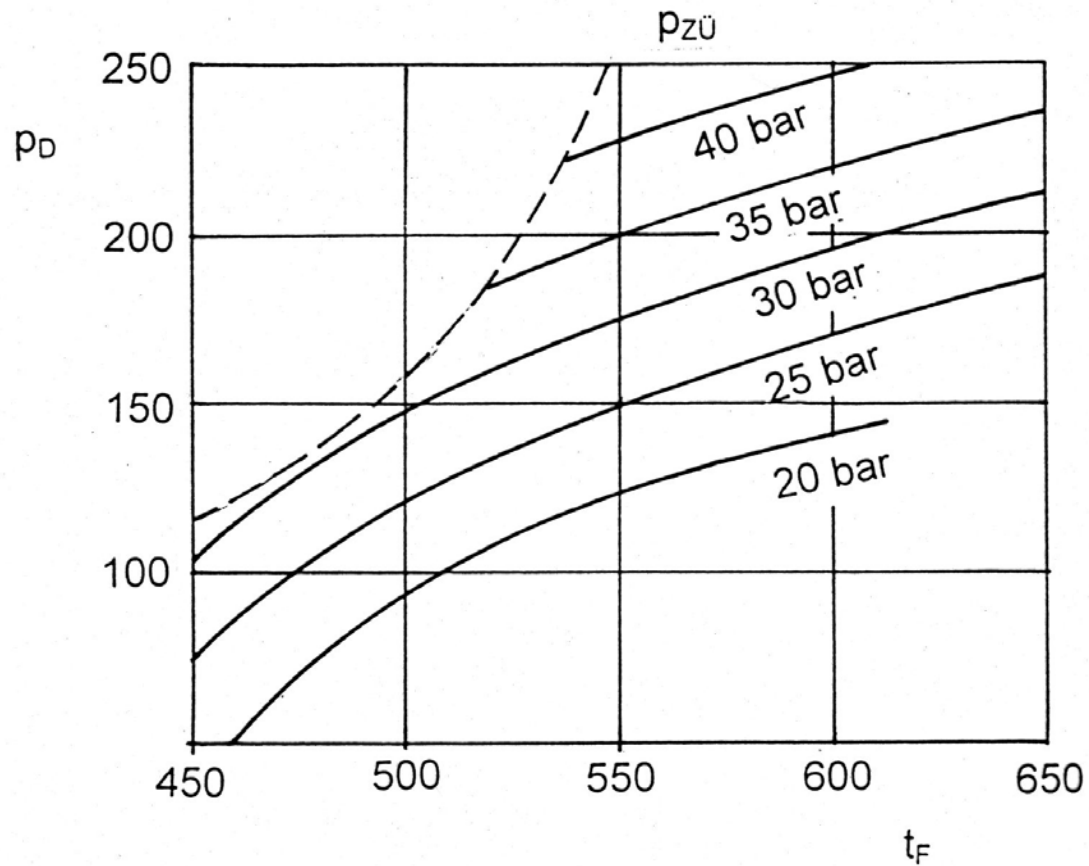
01G\_ESFRMSCHINCOPIGILLAPRÄSENTN81021WKST-02S.DOC 20.11.98

# Neue Werkstoffe

	250	250	270	300	300 - 350
HP pressure [bar]	250	250	270	300	300 - 350
HP temperature [°C]	540	566	580	600	650 - 720
IP temperature [°C]	560	566	600	620	650 - 720
Water wall panels	13 CrMo 44		HCM 2S 7 CrMoVTiB1010		HCM 12 T91, A617
Final SH / RH outlet sections	X20 CrMoV 121 T91, T92		Austenitic materials		Ni-base alloy
Main pipes, boiler headers	P91		NF616 / E911 P92		Ni-base alloy
Turbine parts, valve bodies	1-2 % Cr		9-12 % Cr		Ni-base alloy

Quelle: Siemens

# Druck der Zwischenüberhitzung



$p_D$  = Frischdampfdruck,  $t_F$  = Frischdampf Temperatur

# Kondensatordrücke

<b><math>p_{\text{Kond}}</math> [bar]</b>	<b>Kühlungsart</b>
<b>0,04</b>	<b>Fluss, See – Frischwasser</b>
<b>0,05 ... 0,08</b>	<b>Rückkühlung – Kühlturm</b>
<b>0,09 ... 0,12</b>	<b>Trocken – Luftkühlung</b>

# Dampferzeuger

(1) Dampferzeuger- wirkungsgrad $\eta_{DE}$	Brennstoff	Bemerkungen
0,85 – 0,88	Rohbraunkohle	Heizwert $Q_i = 5000 - 8000 \text{ kJ/kg}$ Mit steigendem Asche- und Wassergehalt fällt $\eta_{DE}$ stark ab. $t_{Abgas} \approx 140 \text{ °C}$
0,89 – 0,93	Steinkohle	Heizwert $Q_i = 1900 - 30000 \text{ kJ/kg}$ $t_{Abgas} \approx 130 \text{ °C}$
0,92 – 0,95	Heizöl, Erdgas	Heizwert $Q_i = 40000 \text{ kJ/kg}$ $t_{Abgas} \approx 120 \text{ °C}$
(für größere Dampferzeugerleistungen $Q > 100 \text{ MW}_{therm.}$ )		
(2) Dampferzeuger- wirkungsgrad $\eta_{DE}$	Feuerungssystem	Bemerkungen
0,73 – 0,78	Rostfeuerung	Rohbraunkohle
0,83 – 0,86	Staubfeuerung	Rohbraunkohle
0,87 – 0,90	Wirbelschichtfeuerung	Rohbraunkohle

# Richtwerte für Dampfturbine und Generator

## 1) Isentrope Wirkungsgrade der Entspannungsabschnitte (im h-s-Diagramm)

$$\eta_{\text{is Turb.}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s}$$

$\eta_{\text{is Turb.}}$	HD	MD	ND <sup>1)</sup>
Blockgröße			
100 MW	0,82	0,85	0,84
500 MW	0,85 – 0,90	0,92	0,86
700 MW	0,90	0,92 – 0,94	0,85 – 0,88

<sup>1)</sup> Dampffeuchte  $x > 0,88$

# Mechanischer Wirkungsgrad

**Die Größenordnung des mechanischen Wirkungsgrades bei Dampfturbinen mit  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  ist nach Tabelle angegeben.**

**Bei kleineren Leistungen sind günstigere Wirkungsgrade bei höheren Drehzahlen (Getriebe) zu erreichen.**

Leistung MW	5	10	20	50	100
$\eta_m$	0,985	0,991	0,993	0,994	0,997

Mechanische Wirkungsgrade bei Dampfturbinen  $n=3000 \text{ min}^{-1}$

# Generatorwirkungsgrad

**Generatorwirkungsgrade liegen bei 0,975 – 0,99  
dabei erreichen sie etwa die Abhängigkeit von der Einheitenleistung.**

Leistung MW	20	50	100	200	500
$\eta_{\text{Gen}}$	0,975	0,978	0,982	0,985	0,99



# Richtwerte für den Eigenbedarf von Kraftwerksanlagen

**Zur Ermittlung der Kraftwerkswirkungsgrade, -leistungen bzw. –massenströme ist es erforderlich begründete Annahmen für den Eigenbedarf zu treffen, die bei detaillierter Auslegung der Kraftwerkskomponenten zu überprüfen sind.**

## **Spezifischer Eigenbedarf für DE-Hilfseinrichtungen**

**Der Eigenbedarf für die Hilfseinrichtungen des Dampferzeugers (bezogen auf die Generatorleistung) – Frischluftgebläse, Saugzuggebläse, Mühlen, Entaschung, Entstaubung, Bekohlung sowie bei zusätzlichen Anlagen, z.B. Wirbelluftzeugung, bei Wirbelschichtfeuerungsanlagen – wird analog als Richtwert angegeben.**

# Richtwerte für den Eigenbedarf von Kraftwerksanlagen

(1) Spezif. Eigenbedarf $P_{\text{Hilfsanlagen}}/P_{\text{Gen.}}$	Brennstoff
2,5 – 3,5 %	Braunkohle – Staubfeuerung
2,1 – 1,9 %	Steinkohle
0,8 – 1,0 %	Erdgas
(2) Spezif. Eigenbedarf $P_{\text{Hilfsanlagen}}/P_{\text{Gen.}}$	Feuerungssystem
2 – 3,5 % 4 – 6 %	- Staubfeuerung - Wirbelschichtfeuerung

# Eigenbedarf Rauchgasreinigungsanlagen

**Die Einführung von Rauchgasreinigungsanlagen, z.B. für die Rauchgasentschwefelung, -Entstickung u.a. ist einerseits mit Absenkung der Dampferzeugeraustrittstemperatur infolge des verringerten SO<sub>2</sub>-Anteils und damit mit einer Wirkungsgradverbesserung verbunden, andererseits sind auch Hilfseinrichtungen wie Pumpen, Ventilatoren, Wärmeübertrager mit ihren Verlusten zu beachten, so dass mit der Erhöhung des Eigenbedarfs durch Rauchgasreinigungsanlagen um**

$$\frac{P_{\text{HilfsanlagenRauchgasreinigung}}}{P_{\text{Generator}}} = (0,8 - 1,4)\%$$

**zu rechnen ist.**

# Eigenbedarf für Pumpenantriebe

## Eigenbedarf für die Pumpenantriebe

**Sofern nicht die Pumpen durch Dampfturbinen angetrieben werden, deren Dampfverbrauch bereits bei der Wärmeschaltbildung erfasst wurde, können die Richtwerte für auf die Generatorleistung bezogenen Antriebsleistung, der Speisepumpe entnommen werden.**

**Bei einer Aufwärmung des Kühlwassers um ca. 10 – 15 K und einer Druckerhöhung um ca. 2 bar ist näherungsweise von einem Eigenbedarf der Kühlwasserpumpe von**

$$\frac{P_{\text{Kühlwasserpumpe}}}{P_{\text{Generator}}} = (0,6 - 1,2)\%$$

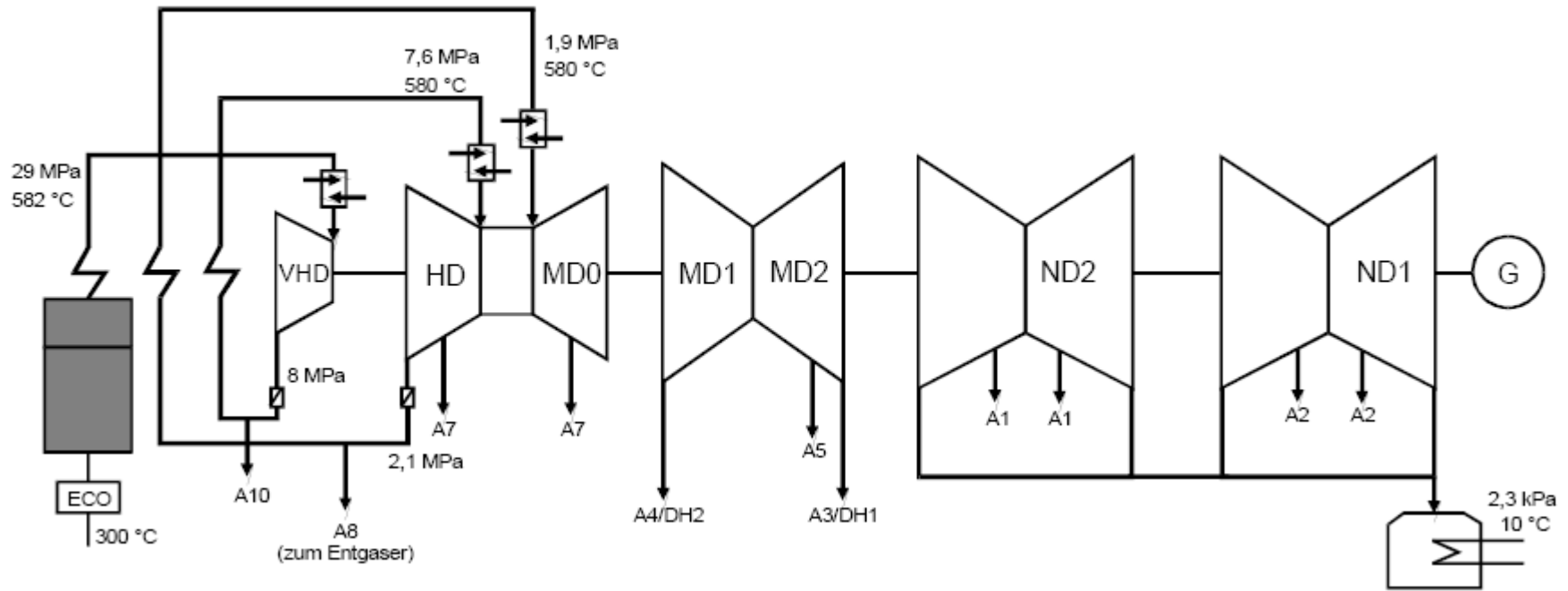
**die höheren Werte bei einer Leistung von etwa  $P_{\text{Gen}} = 500 \text{ MW}$ , auszugehen.**

# Gesamteigenbedarf

Kraftwerkstyp	in % $\frac{P_{\text{Eigenbedarf}} \otimes}{P_{\text{Generator}}}$
Gasturbinen-Kraftwerk	1
gasgefeuertes Kraftwerk	3 – 4
ölgefeuertes Kraftwerk	4 – 5
Steinkohlen Kraftwerk	5 – 7
Braunkohlen Kraftwerk	7 – 10

⊗ ohne Anteile durch die Rauchgasreinigung.

# Derzeit modernstes Kraftwerk



**Das derzeit modernste Kohledampfkraftwerk mit den höchsten Wirkungsgraden ist der 1998 in Betrieb genommene Block 3 im Nordjylandsvaerket(Nordjylland 3, Dänemark) mit einer elektrischen Brutto-Leistung von 411 MW und einem Klemmenwirkungsgrad von 47 %.**

# Technische Daten

<b><u>Blockleistung</u></b>		
elektrische Blockleistung (brutto)	MW	411
<b><u>Dampferzeuger</u></b>		
Frischdampfdruck	MPa	29
Frischdampf Temperatur	°C	582
Dampf Temperatur am Austritt der Zwischenüberhitzer	°C	580/580
Speisewasserendtemperatur (neunstufige Vorwärmung)	°C	300
<b><u>Kondensator</u></b>		
Kondensatordruck	kPa	2,3

# Zukünftige Entwicklungen

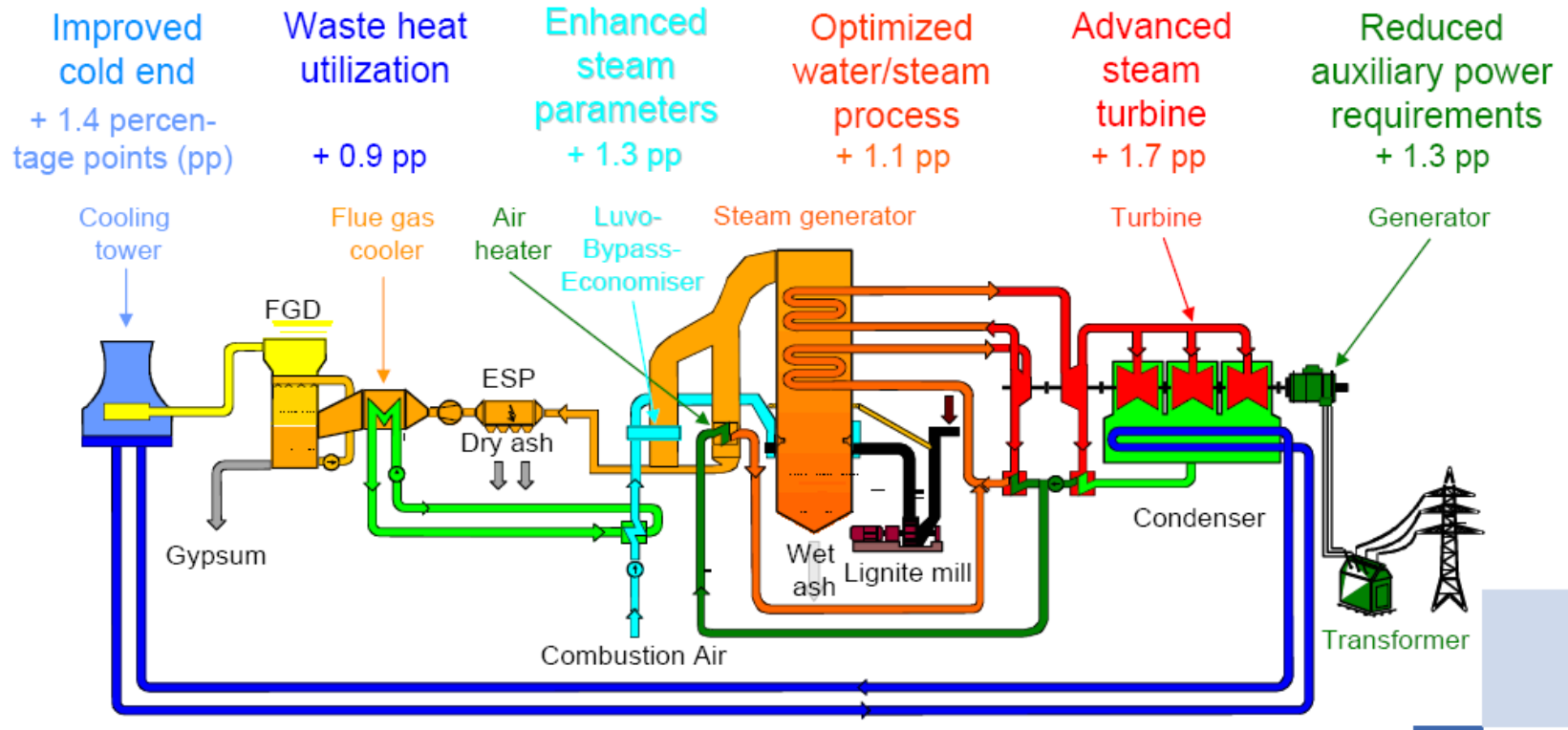
In einem europaweiten Verbundprojekt, in dem die Dänen federführend sind, wird von mehr als 40 Verbundpartnern an der Realisierung eines steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks mit Frischdampftemperaturen von **700 °C** geforscht und entwickelt. Es wird ein Konzept vorgeschlagen, welches auf Frischdampfparametern von **700 °C/37,5 MPa** (HD) und einer doppelten **Zwischenüberhitzung auf je 720 °C** basiert.

Durch eine achtstufige Speisewasservorwärmung soll eine Kesselspeisewassereintrittstemperatur von 350 °C erzielt werden. Aufgrund der in den skandinavischen Ländern häufig angewendeten Meerwasserkühlung soll die Temperatur des Abdampfes der Niederdruckturbinenstufen auf 5 bis 10 °C abgesenkt werden, wodurch ein Kondensatordruck von 1,5 bis 2,1 kPa erreicht werden könnte. Es sollen mittels dieses Kraftwerkskonzepts Netto-Wirkungsgrade bis zu 55 % für ein steinkohlenbefeuertes Dampfkraftwerk erreichbar sein. Bis zur Realisierung eines solchen Kraftwerkes sind allerdings noch mehrere technische Hürden zu überwinden. Die angestrebten hohen Frischdampfparameter erfordern den Einsatz noch nicht verfügbarer **nickelbasierter Werkstoffe** für die noch erheblicher Entwicklungsbedarf besteht. Weiterhin können beim derzeitigen Stand der Entwicklung noch keine Aussagen über die zu erwartende Verfügbarkeit oder Wirtschaftlichkeit solcher Anlagen getroffen werden.



# Zukünftige Entwicklungen

Efficiency increase compared to existing 600 MW units



Effizienzsteigerungsmöglichkeiten mit BoA-Technik

Quelle: RWE