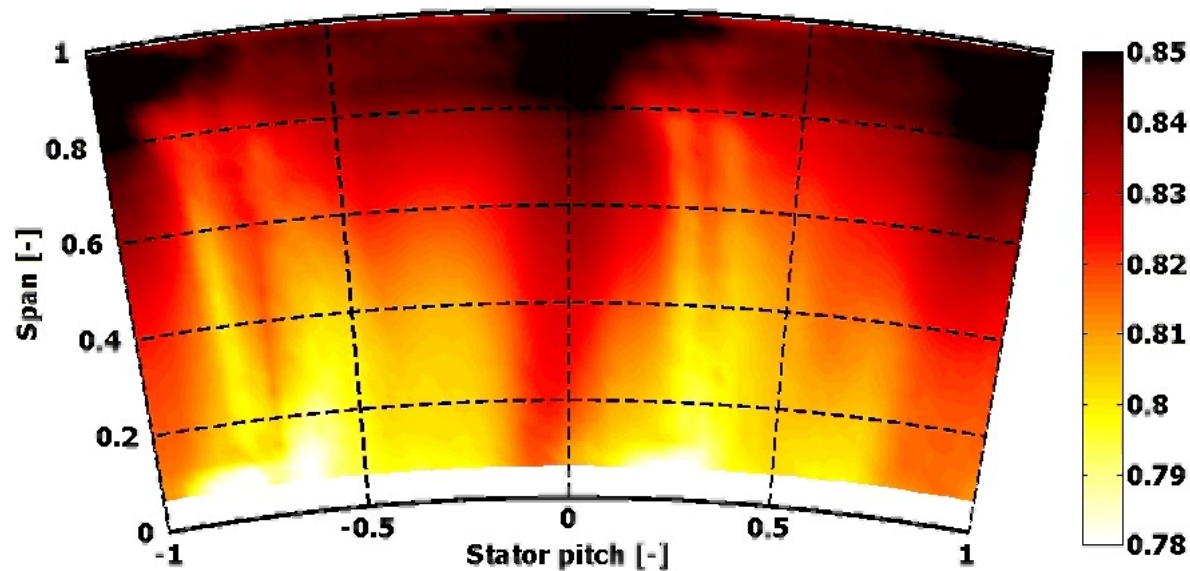




Statischer Druck (dimensionslos)

- am Statoraustritt
- Dauer: 3 “blade passing periods”
- FRAP Messung
- Ausschnitt: 20° Sektor





Thermodynamik III

2 - Dampfkraftprozesse

HS 2021

Prof. Reza S. Abhari



Overview

Vorlesung		Übung/Beispiel	
Datum	Thema	Datum	Thema
09.11	Prozess des Energieaustausches	09.11	Geschwindigkeitsdreiecke
16.11	Dampfkraftprozesse	16.11	Rankine Zyklus
23.11	Gasarbeitsprozesse - Verbrennungsmotoren	23.11	Diesel / Otto Zyklus
30.11	Gasarbeitsprozesse - Gasturbinenprozesse	30.11	Brayton Zyklus
07.12	Gasarbeitsprozesse - Kombinierten Zyklen	07.12	Kombinierter Zyklus
14.12	Kältemaschinen und Wärmepumpen	14.12	Kältemaschine/Wärmepumpe
21.12	Kältemaschinen Oxyfuel, Carbon Capture and Storage	21.12	Wärmepumpe



2.1 Einführung

- Dampfturbinen leisten einen bedeutenden Beitrag zur Stromerzeugung
- Dampfturbinen werden vielseitig eingesetzt



Kernkraftwerk



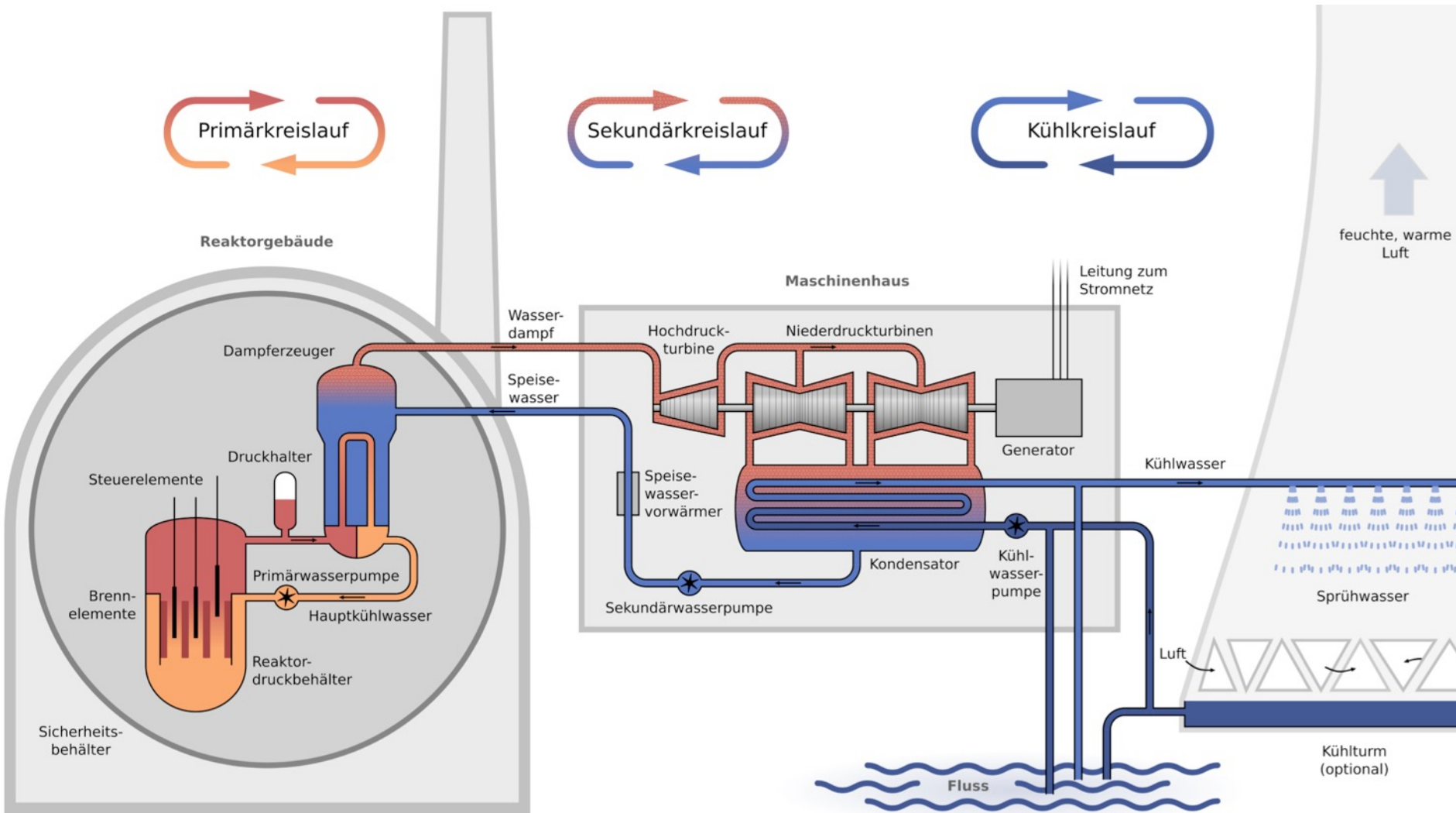
Kohlekraftwerk

Source: RWE



Solarthermie

Source: CMI

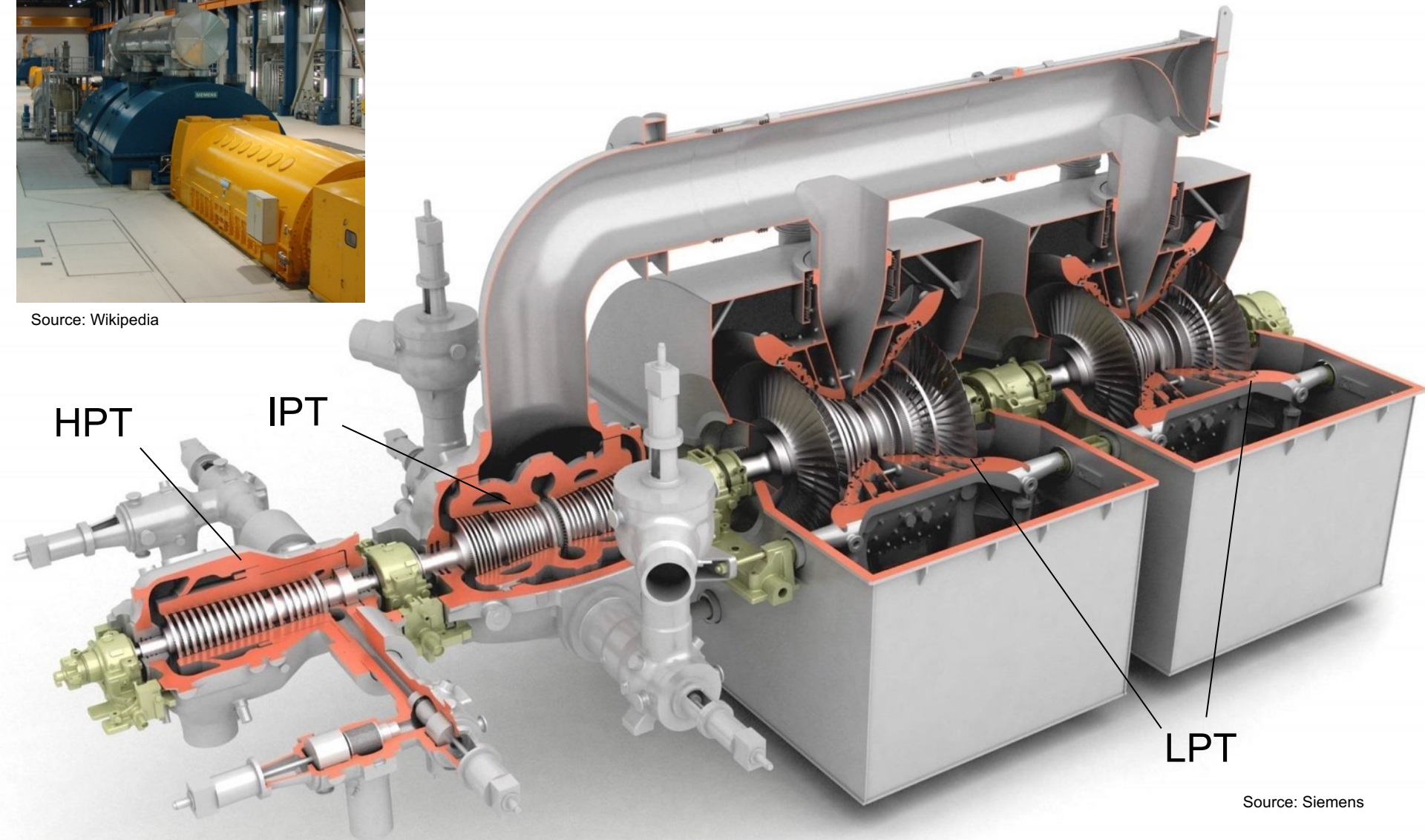


Schematische Darstellung eines Kernkraftwerks

Source: Wikipedia



Source: Wikipedia



Source: Siemens

Moderne, mehrstufige Dampfturbine



Source: Doosan

Dampferzeuger für Kernkraftwerk



Source: Hangzhou

Kondensator für Dampfturbine



Source: SPX Corporation

Kühltürme für Nasskühlung



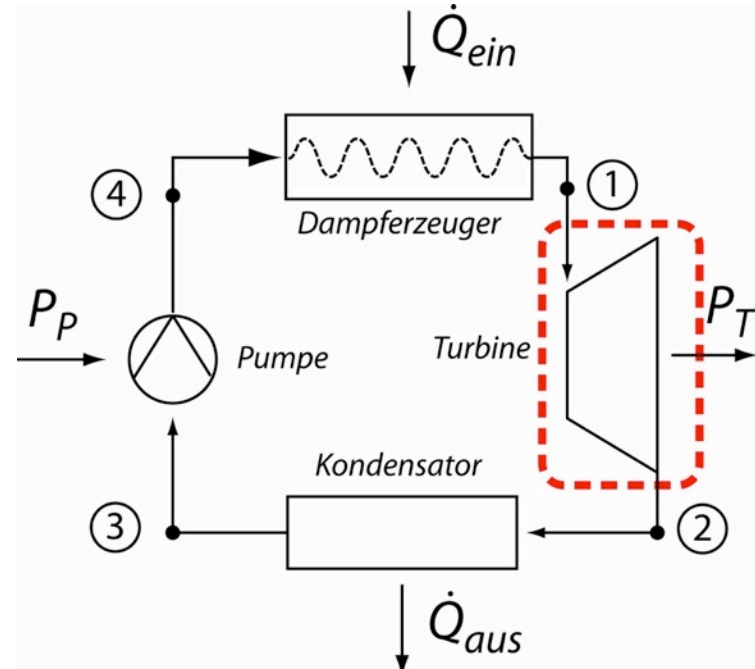
Überblick der Teilsysteme eines Kraftwerks:

- **Teilsystem A: Umwandlung thermischer in mechanische Leistung (Wasserdampfkreislauf)**
- Teilsystem B: Dampferzeugung (nuklear, fossil, solar)
- Teilsystem C: Weiterleitung der am Kondensator anfallenden Wärme an die Umgebung
- Teilsystem D: Umwandlung der mechanischen in elektrische Leistung



Teilsystem A

- **1 → 2 Expansion in der Turbine**
- Eintrittsdrücke bis 300 bar
- Eintrittstemperaturen bis 650 °C
- Expansion bis zu sehr tiefen Drücken
ins Nassdampfgebiet



Stationärer Betrieb (keine Wärmeübertragung in Turbine und Pumpe):

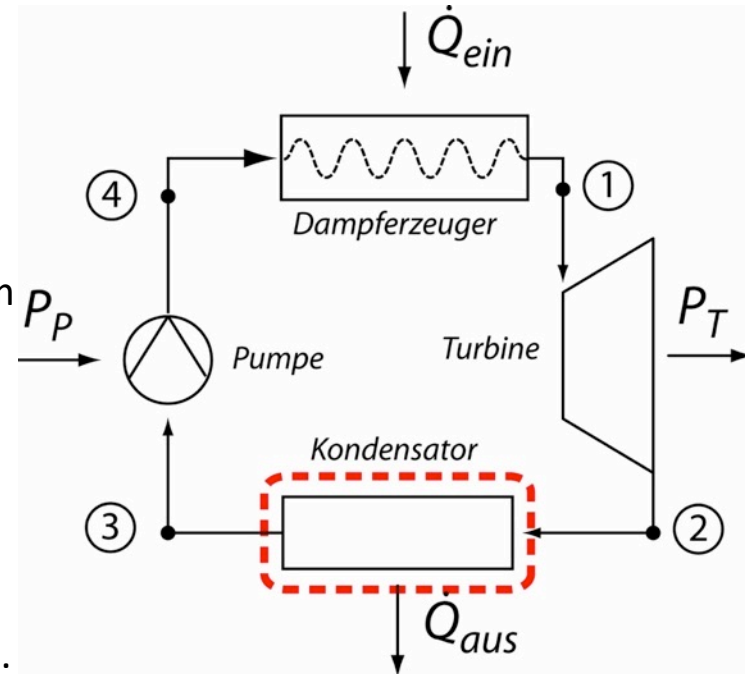
$$0 = \cancel{\dot{Q}_{12}} - P_{t12} + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \cancel{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} + g(z_1 - z_2) \right]$$

$$P_{t12} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$



Teilsystem A

- **2 → 3 Wärmeabgabe am Kondensator**
- wird in der Regel einem weiteren Kreislauf abgegeben (Teilsystem C)
- Der am Kondensator anfallende Wärmestrom ist betragsmässig sehr gross, thermodynamisch jedoch fast wertlos (Exergie nahezu null), denn er hat eine geringe Temperatur (knapp über Umgebung).



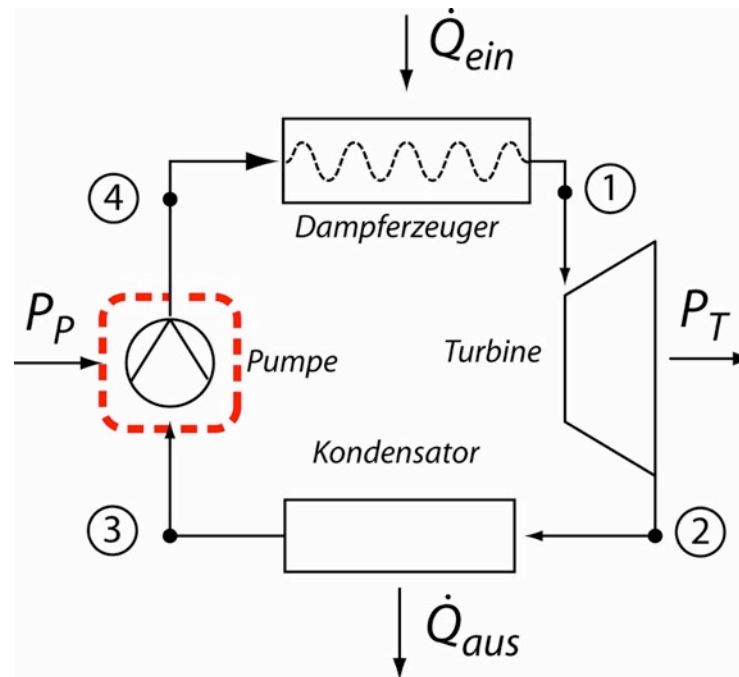
$$\frac{\dot{Q}_{Aus}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$



Teilsystem A

- **3 → 4 Speisewasserpumpe**
- Das flüssige Kondensat wird auf den Kesseldruck P_4 gepumpt.

$$\frac{P_P}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$





Teilsystem A

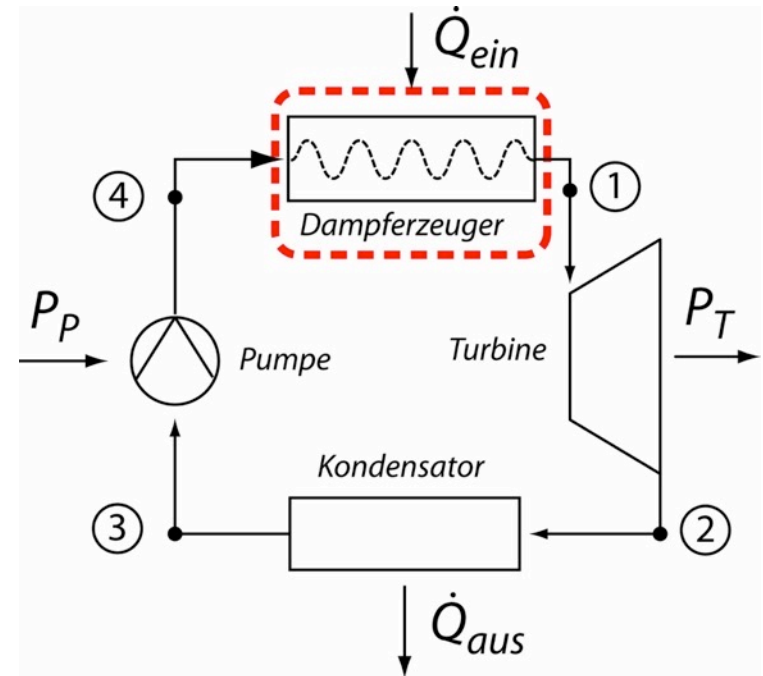
- 4 → 1 Verdampfung im Dampferzeuger

$$\frac{\dot{Q}_{Ein}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Thermischer Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = \frac{P_t / \dot{m} - P_P / \dot{m}}{\dot{Q}_{Ein} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{Ein} / \dot{m} - \dot{Q}_{Aus} / \dot{m}}{\dot{Q}_{Ein} / \dot{m}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}$$





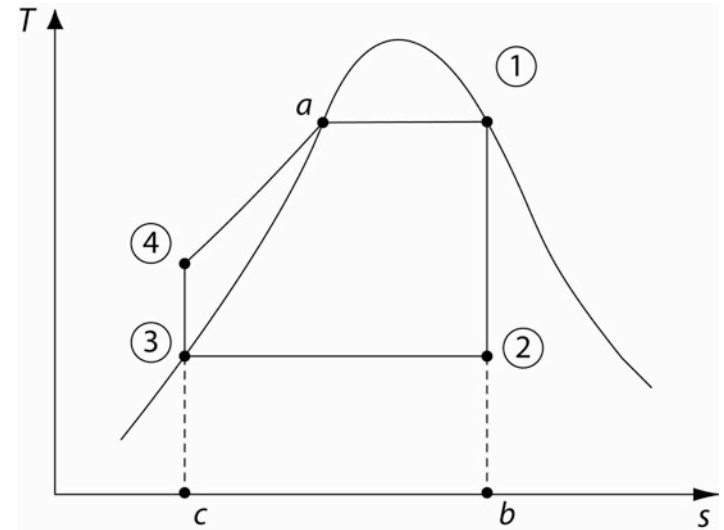
2.2 Clausius Rankine Prozess

- 1 → 2 isentrope Expansion
- 2 → 3 isotherme Wärmeabfuhr
- 3 → 4 isentrope Kompression
- 4 → 1 isobare Wärmezufuhr
- Kompressionsarbeit für intern reversibel

$$\left(\frac{P_P}{\dot{m}} \right)_{\text{IntRev}} = \int_3^4 v dp$$

- Mit Annahme, dass Wasser inkompressibel ist

$$\left(\frac{P_P}{\dot{m}} \right)_{\text{IntRev}} = v_3 (p_4 - p_3)$$





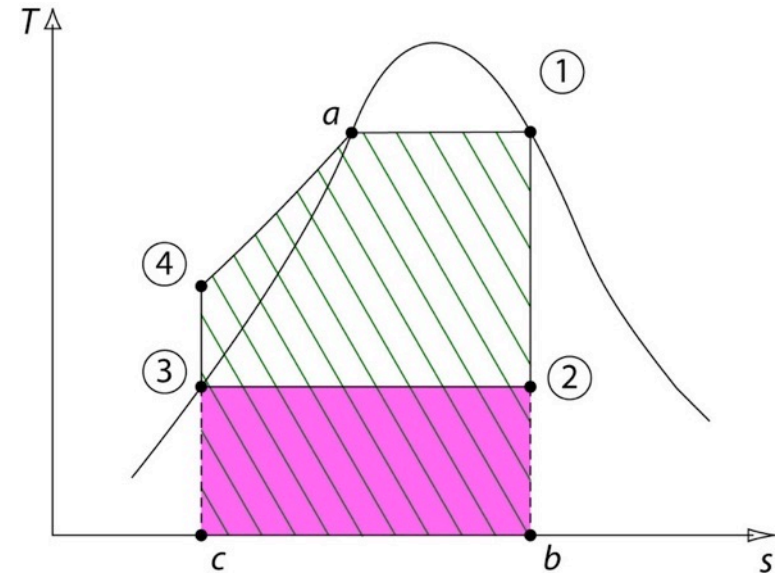
- Im T-s Diagramm entspricht die Fläche unter einer Zustandsänderungskurve der zu- oder abgeführten Wärme:

$$Q = \int T ds$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{Ein}}{\dot{m}} \right)_{IntRev} = \int_1^4 T ds = \text{Fläche c-4-a-1-b}$$

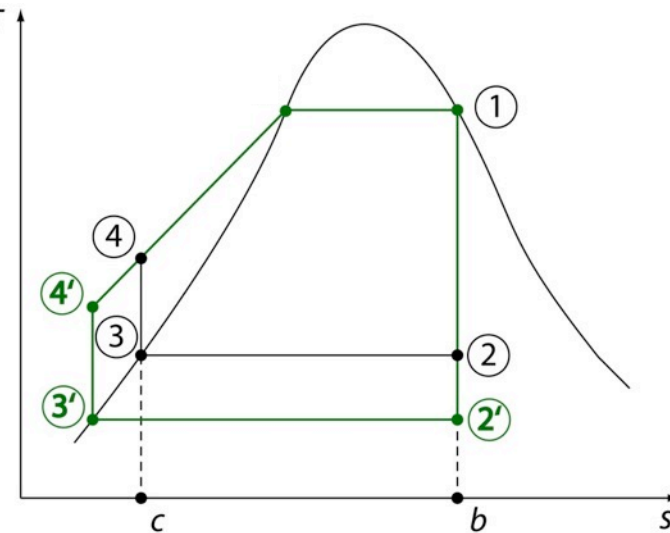
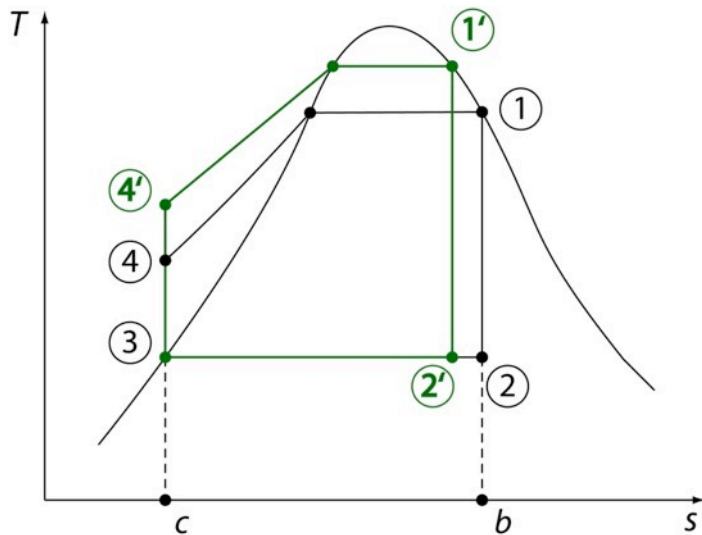
$$\left(\frac{\dot{Q}_{Ein}}{\dot{m}} \right)_{IntRev} = \bar{T}_{Ein} (s_1 - s_4)$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{Aus}}{\dot{m}} \right)_{IntRev} = \bar{T}_{Aus} (s_2 - s_3)$$





– Wirkungsgrad:
$$(\eta_{th})_{rev} = 1 - \frac{(\dot{Q}_{Aus} / \dot{m})_{Intrev}}{(\dot{Q}_{Ein} / \dot{m})_{Intrev}} = 1 - \frac{\bar{T}_{Aus}}{\bar{T}_{Ein}}$$



- Erhöhung des Kesseldruckes erhöht η_{th}
- Verminderung des Kondensatordruckes erhöht η_{th}



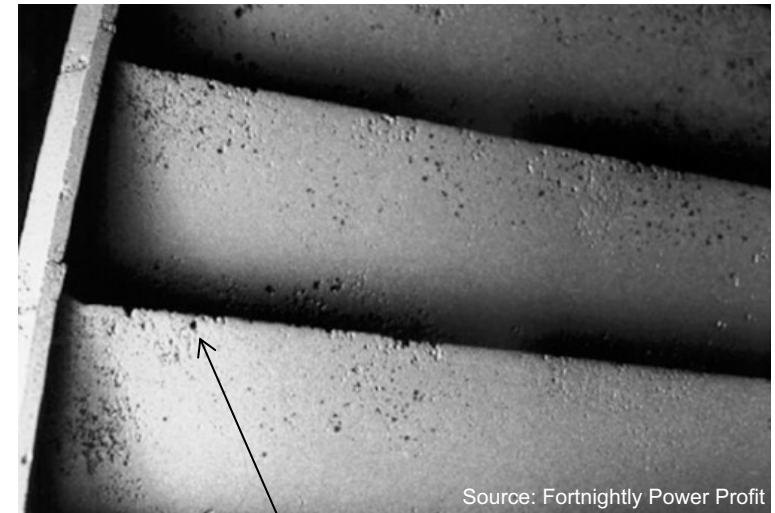
Unterschiede zwischen realem und idealem Prozess:

- Expansion in der Turbine: Aufgrund von Strömungsverlusten ist die Expansion in der Turbine nicht isentrop
- Ebenso die Kompression in der Pumpe
- Druckverluste in den Rohrleitungen
- Irreversibilität der Verbrennung
- Irreversibilitäten bei den Wärmeübergängen



2.3 Überhitzung, Zwischenüberhitzung, Vorwärmung

- Steigerung des Wirkungsgrades durch Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur (TIT)
- Erhöhung des Frischdampfdruckes
- Problem: Dampfgehalt x nach der Expansion sinkt (Untere Grenze 0.85 - 0.9), Erosionsgefahr und Nässeverluste



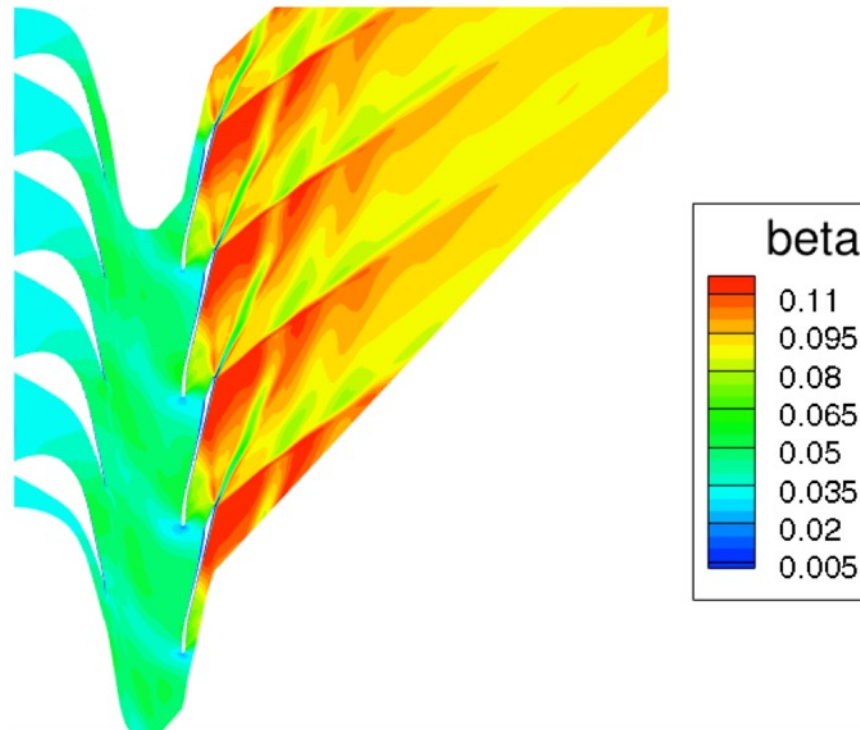
Source: Fortnightly Power Profit

“blade erosion”



- Reduzierter Dampfgehalt reduziert die Leistung und die Standzeiten von Dampfturbinen

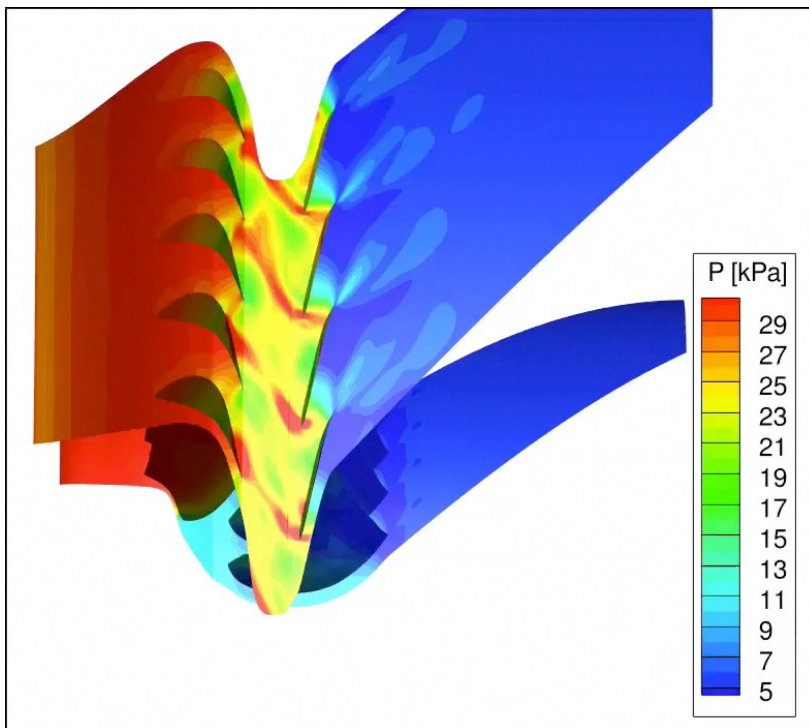
Feuchtigkeitsanteil β steigt
über Turbinenstufe weiter an:



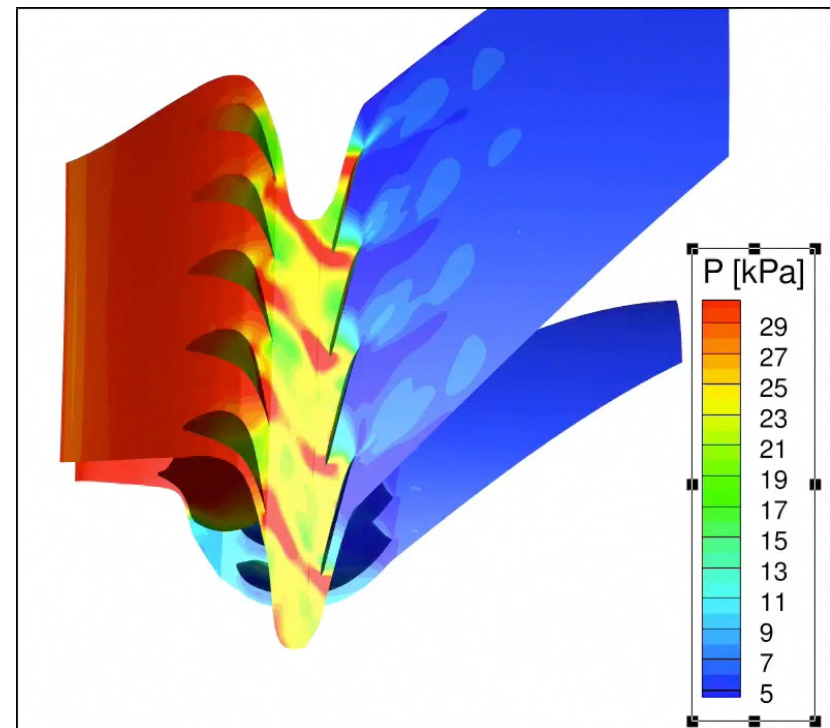


Simulation der Turbinenstufe mit Nassdampf und trockenem Dampf

Nassdampf



Trockener Dampf

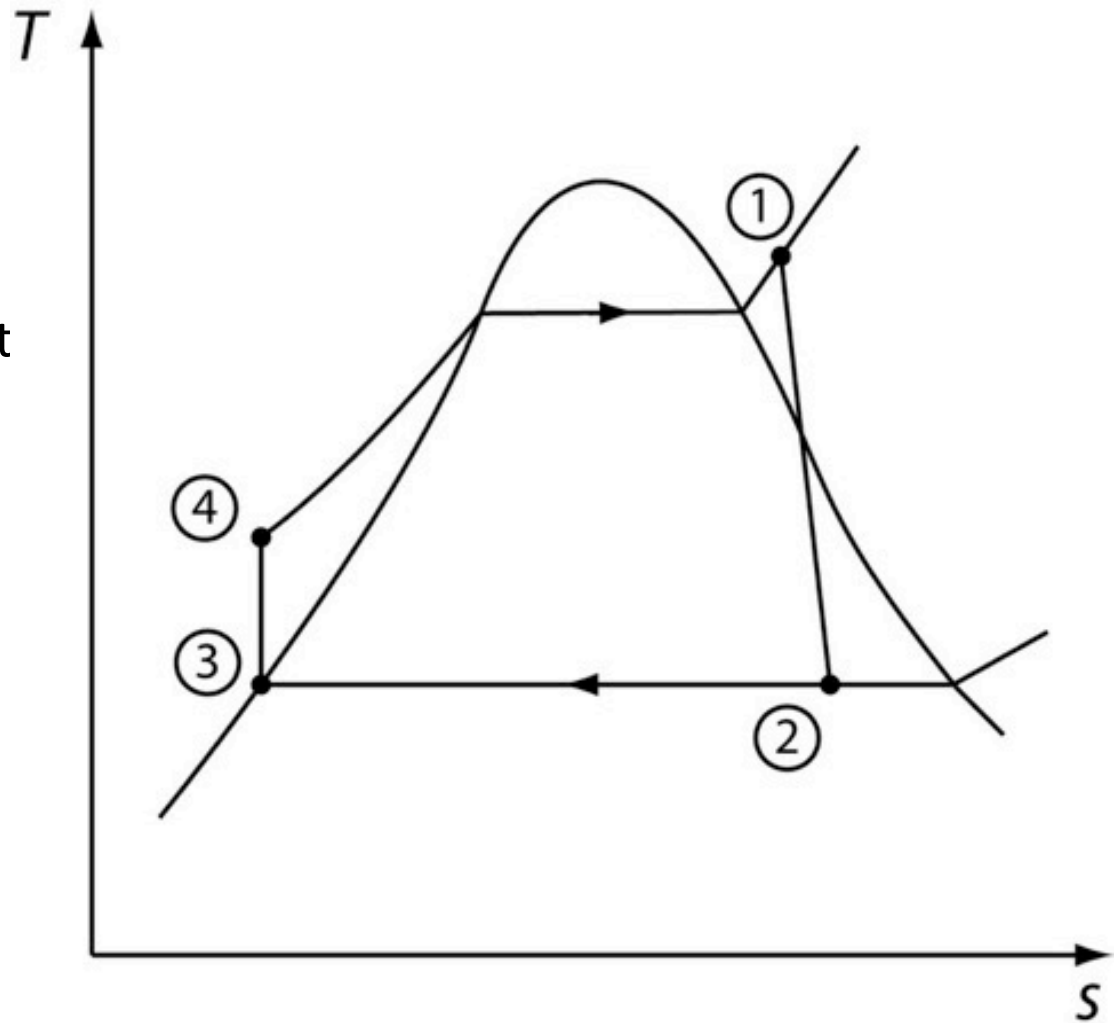




Überhitzung im

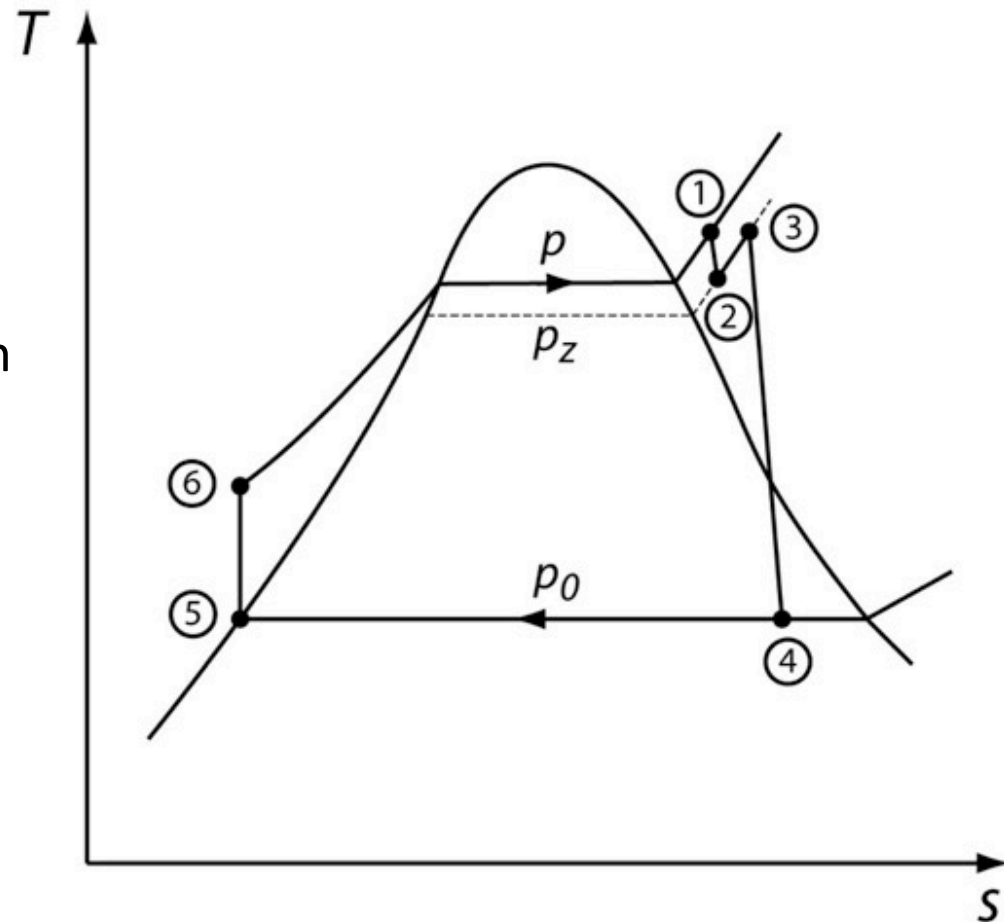
Dampferzeuger ($4 \rightarrow 1$):

Dampf wird über die
Sättigungstemperatur erhit



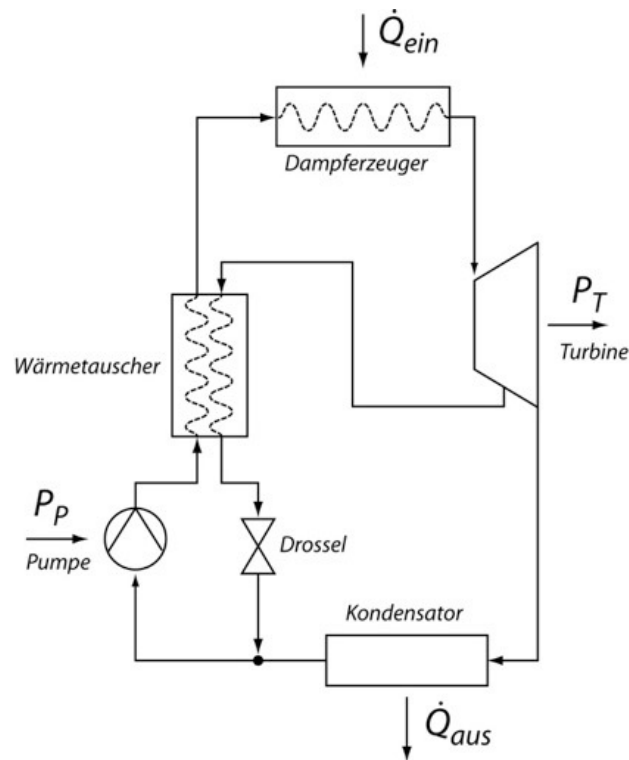


- **Zwischenüberhitzung(2 → 3)**
(Reheating): Dampf aus dem Dampferzeuger expandiert in Hochdruckturbine (HPT) auf Zwischendruck p_z , wird dann auf T_3 erhitzt und expandiert in Niederdruckturbine (LPT) auf p_0
- Zwei Ursachen für Steigerung von TIT
 - Erhöhung des Kesseldrucks p
 - Zusätzliche Wärmeaufnahme im Zwischenüberhitzer

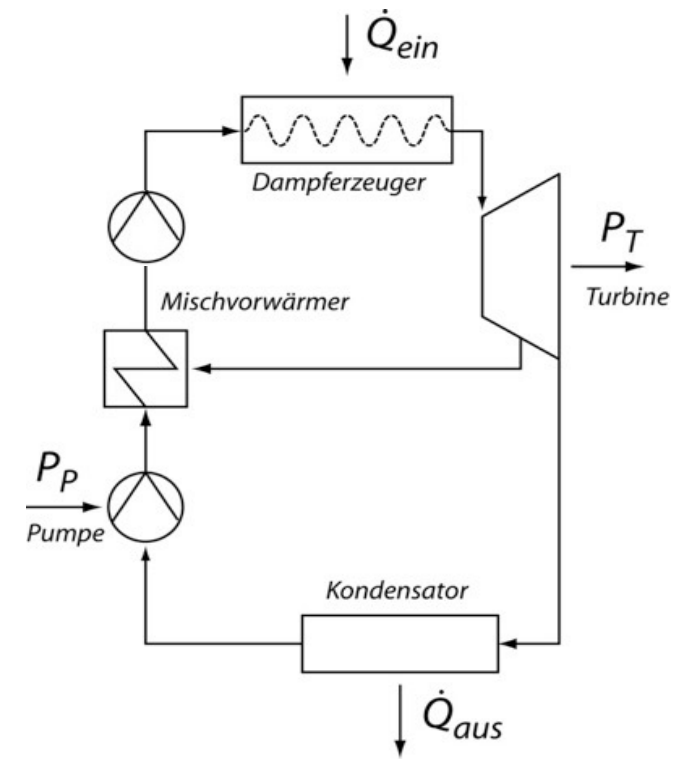




- **Vorwärmung des Speisewassers:** Gleichzeitige Anhebung der Wassertemperatur im Dampferzeuger
- Vorwärmung (Regeneration) bewirkt Verminderung des Exergieverlusts



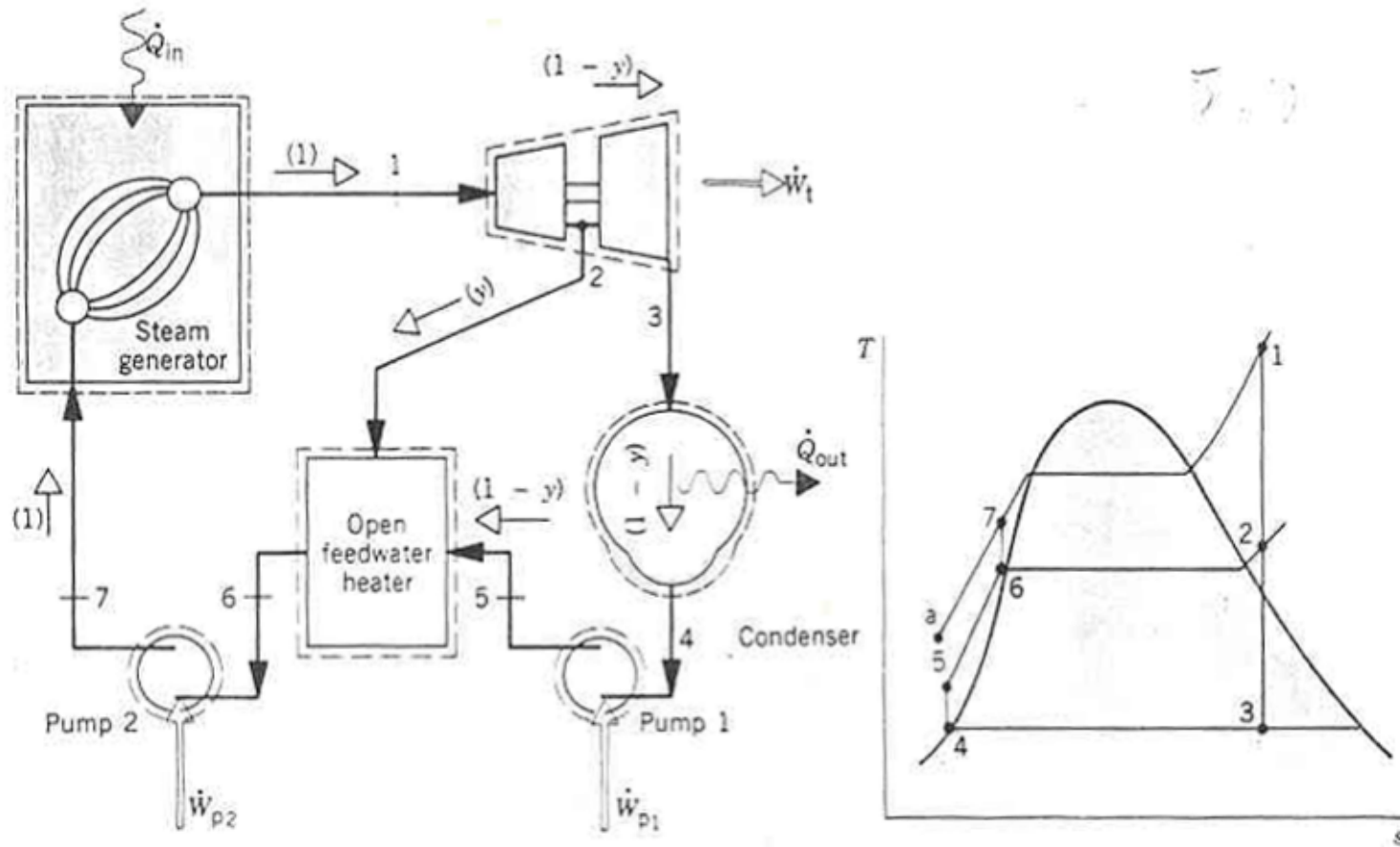
geschlossener Speisewassererhitzer



offener Speisewassererhitzer



Beispiel für Regenerativen Dampfarbeitsprozess: Offener Speisewasser-Wärmetauscher





Beispiel für Regenerativen Dampfarbeitsprozess: Offener Speisewasser-Wärmetauscher

- Mischung zweier Strömungen unterschiedlicher Temperatur
- Teil der Strömung wird in der Turbine zur Vorwärmung des Speisewassers abgezweigt
- Einsparung thermischer Energie, aber Turbine produziert weniger Arbeit



Beispiel für Regenerativen Dampfarbeitsprozess: Offener Speisewasser-Wärmetauscher

Massenbilanz bei der Turbine

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \quad y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$$

Energiebilanz Wärmetauscher

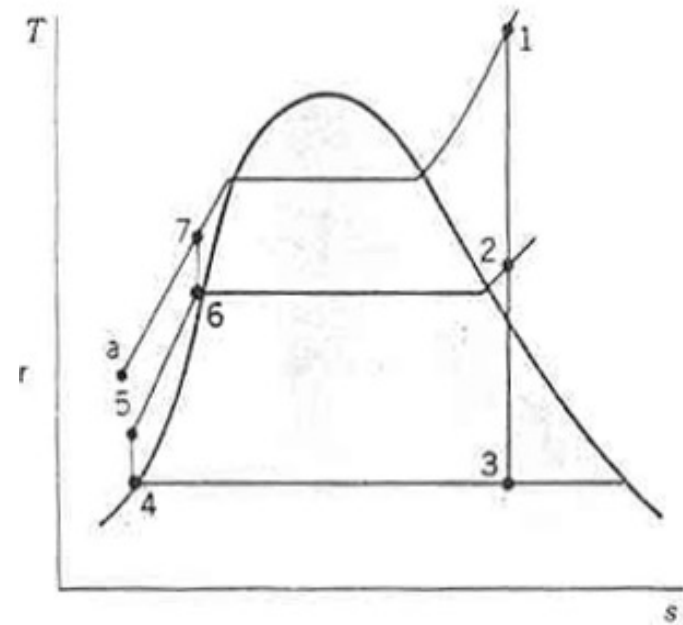
$$y \cdot h_2 + (1 - y) \cdot h_5 = h_6$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$$

Energiebilanz Turbine und Pumpe

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y) \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y) \cdot (h_5 - h_4)$$



Energiebilanz Kessel, Kondensator

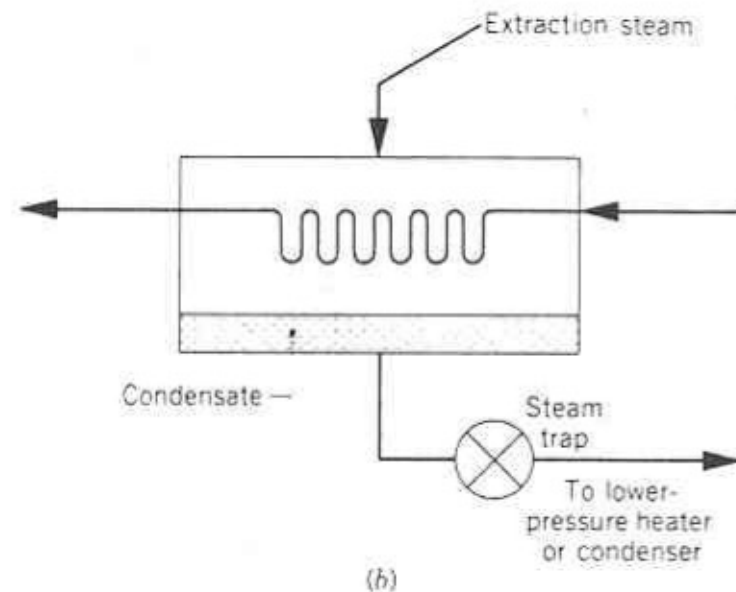
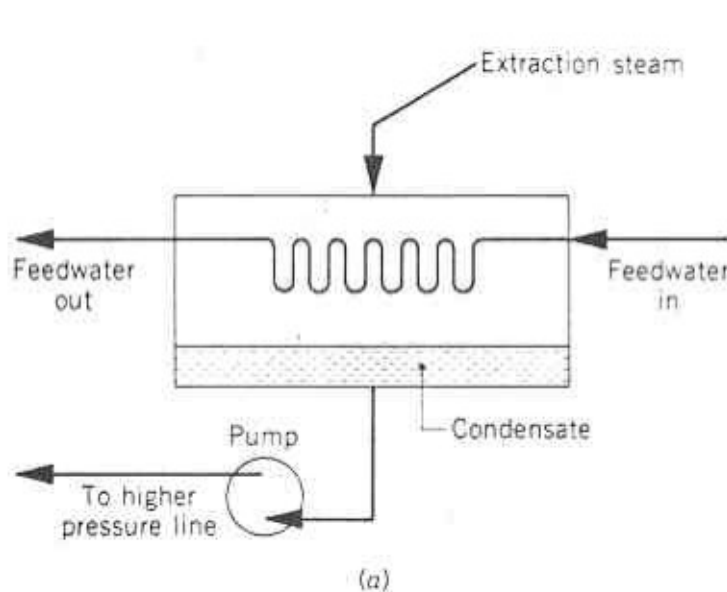
$$\frac{\dot{Q}_{Ein}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_7)$$

$$\frac{\dot{Q}_{Aus}}{\dot{m}_1} = (1 - y) \cdot (h_3 - h_4)$$



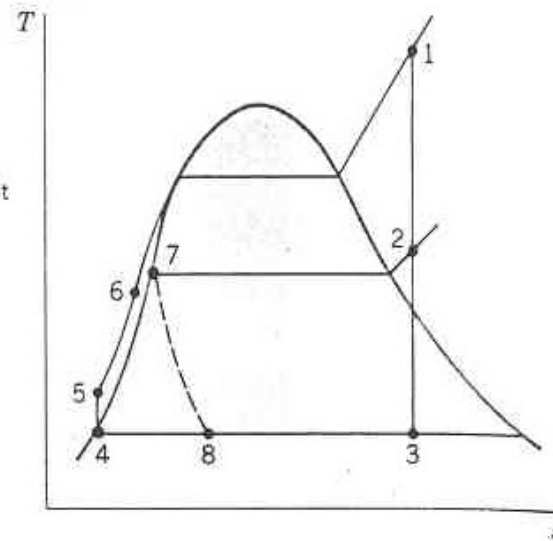
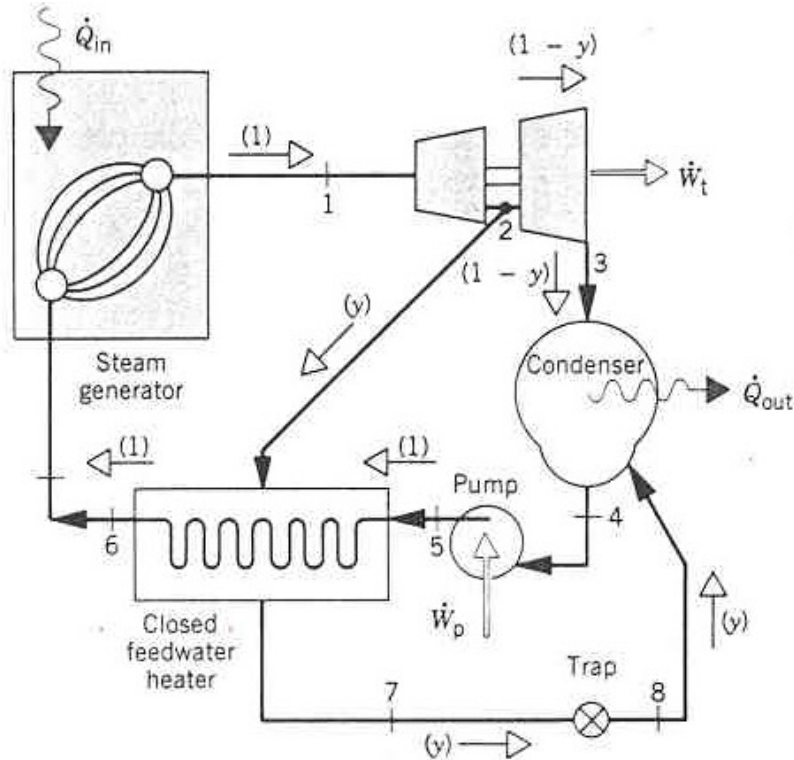
Beispiel für Regenerativen Dampfarbeitsprozess: Geschlossener Speisewasser-Wärmetauscher

- Hauptströmung und abgezwigte Strömung werden nicht gemischt, es liegt lediglich ein Wärmeübergang vor





Beispiel für Regenerativen Dampfarbeitsprozess: Geschlossener Speisewasser-Wärmetauscher



Energiebilanz beim Wärmetauscher: $y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6) = 0$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7}$$



2.4 Kraft - Wärme - Kopplung

- Gleichzeitige Bereitstellung von Strom und Wärme
- Temperatur der abfallenden Wärme zu gering
- Anzapfturbine, Gegendruckturbine
- Folge: Wirkungsgradverlust im Wasserdampfkreislauf

