



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN

Fakultät für Maschinenwesen, Institut Energietechnik, Professur Kraftwerkstechnik

Vorlesung Gasturbinen GuD-Kraftwerke

Dresden, 18.05.2009

Exkursion: Nossener Brücke

08.06.2009 DREWAG
13:30 Uhr Öderaner Str. 21
Eingang HKW (Wache)

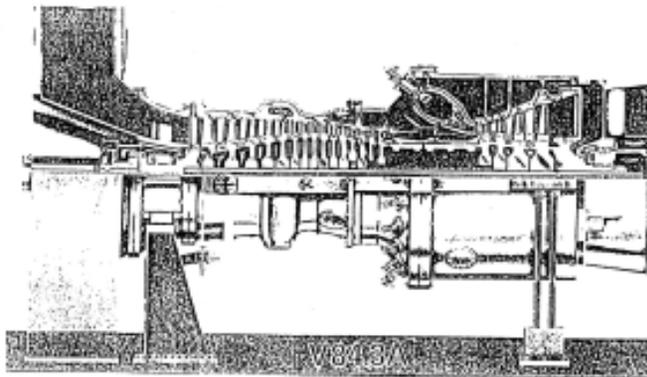
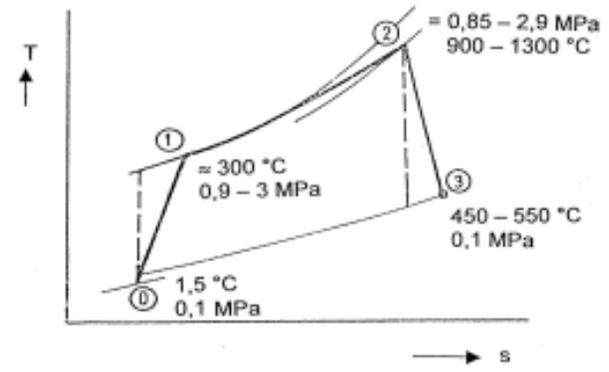
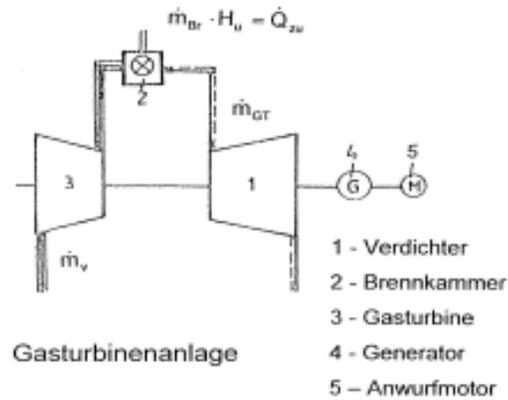
Gasturbinen

Die Entwicklung der Gasturbinen wurde anfangs durch die Arbeiten

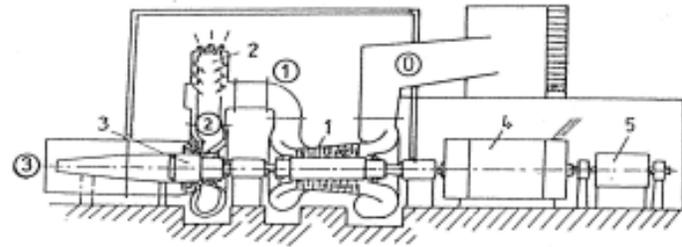
- zu Gasturbinenstrahltriebwerken der zivilen und militärischen Luftfahrt während und nach dem 2. Weltkrieg) und
- zu energetischen Gasturbinenanlagen der Firma BBC (heute ABB) in der Schweiz (1939 – 4 MW_{el}, 550 °C Turbineneintrittstemperatur) gekennzeichnet

Die weltweite Entwicklung wurde in den Jahren nach 1960 mit GTA für die Schweröl-Verbrennung ($P_{el} \approx 25 \text{ MW}$, 750 °C) und etwa ab 1970/75 – vorwiegend mit den Brennstoffen Erdgas und HEL – im weiten Leistungsbereich von 1 bis 200 MW – Einheitsleistungen (Turbineneintrittstemperaturen 900 bis 1300 °C bis heute fortgesetzt. Mit diesen Kraftwerksanlagen gekoppelt, so dass heute Gasturbinen sowohl in Stadtwerken kleiner Leistung als auch in großen Dampfanlagen vertreten sind.

Gasturbine

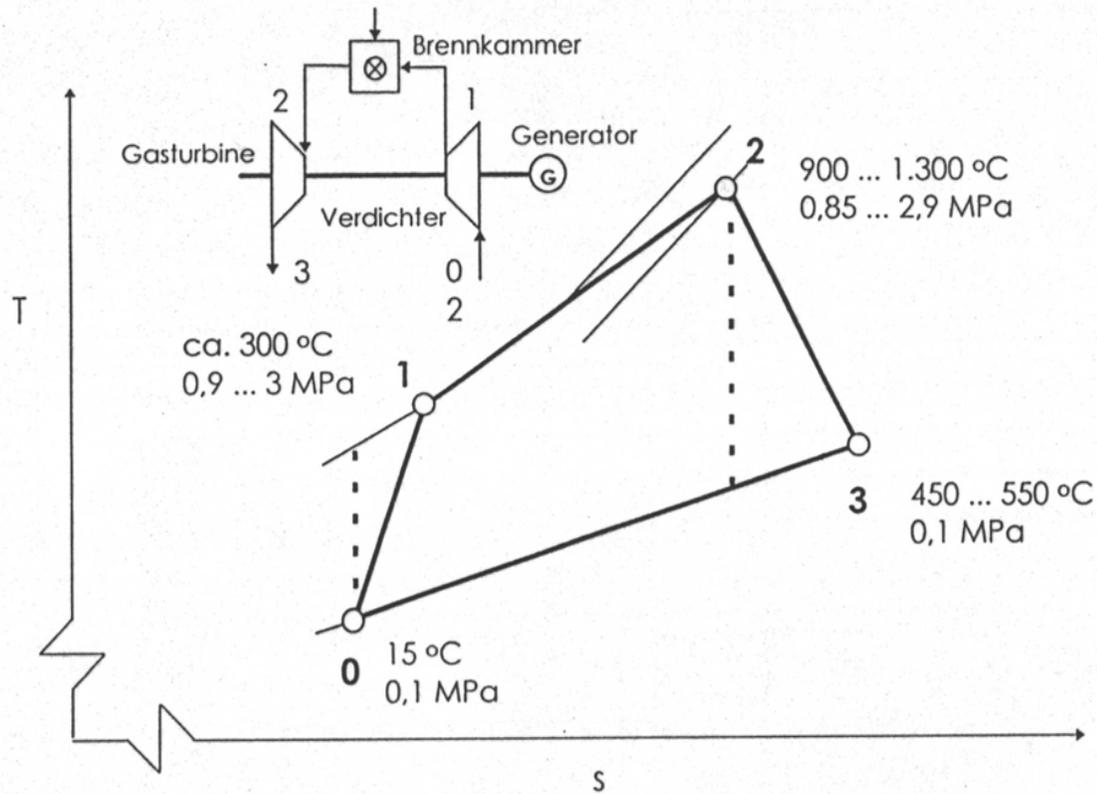


Verdichter BK Gasturbine



Gasturbine

T, s - Diagramm Gasturbinenprozess



Leistungsbilanz Gasturbine

$$P_{el} = (P_{i,GT} - P_{i,V}) \cdot \eta_{Gen} \cdot \eta_m$$

$$P_{el} = \eta_m \cdot \eta_G \cdot (\dot{m}_{RG} \cdot (h_2 - h_3) - \dot{m}_L \cdot (h_1 - h_0))$$

mit

$$h_0 = c_{p,L} \cdot t_0$$

$$h_1 = h_0 + \frac{1}{\eta_{i,V}} \cdot c_{p,L} \cdot T_0 \cdot \left(\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

$$h_3 = h_2 - \eta_{i,GT} \cdot c_{p,RG} \cdot T_2 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

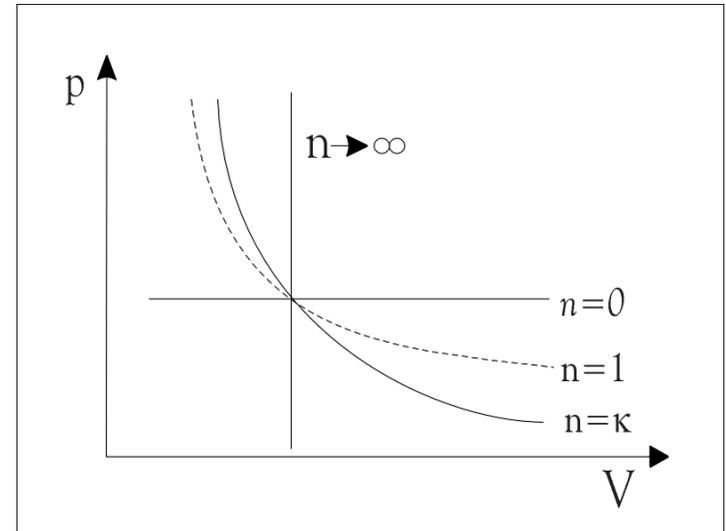
Elektrischer Wirkungsgrad

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u}$$

Ist abhängig von

- Turbineneintrittstemperatur
- Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen
- Druckverluste (An- und Abströmgehäuse, Brennkammer)

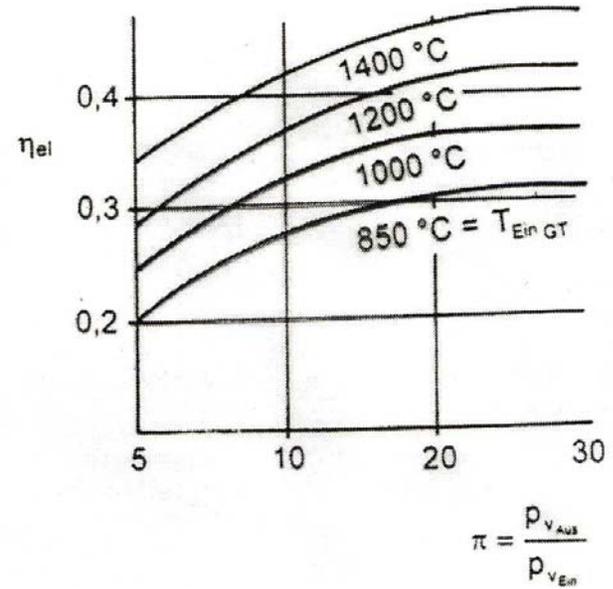
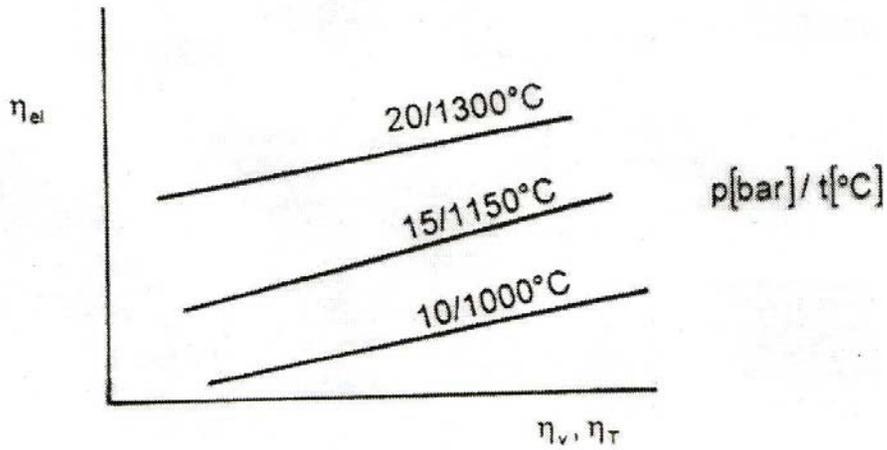
$\kappa =$ Isentropenexponent Luft/Rauchgas = 1,4



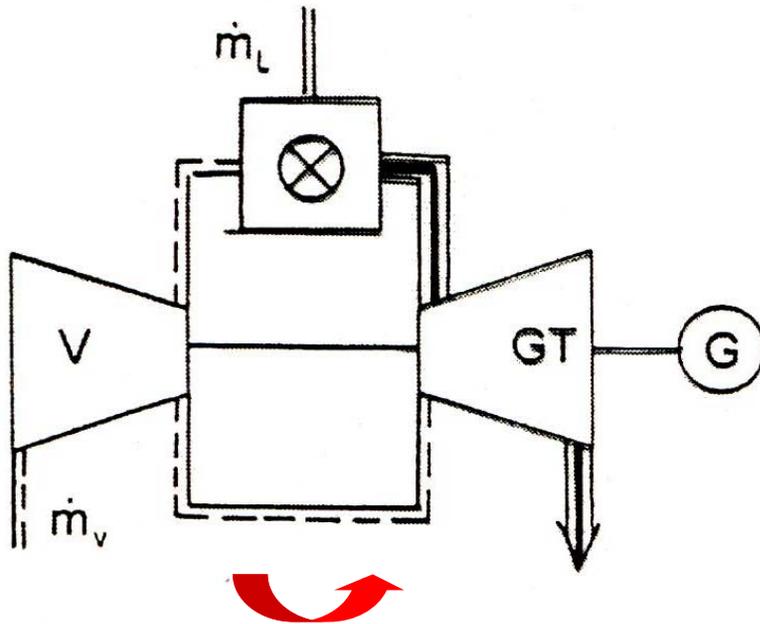
Spezialfälle der polytropen Zustandsänderung;
 $n = 0$: isobar, $n = 1$: isotherm, $n = \kappa$: isentrop, $n =$ unendlich: isochor

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}; \quad p \cdot V^\kappa = \text{const.}$$

Wirkungsgrad Gasturbine



Kühlluft

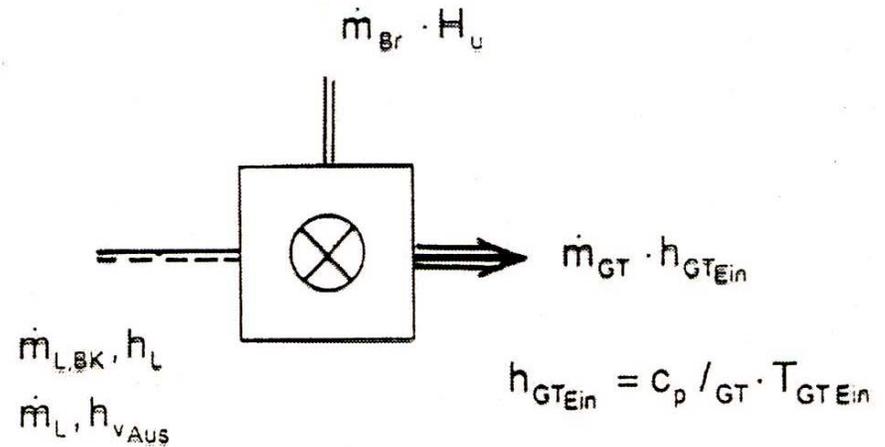
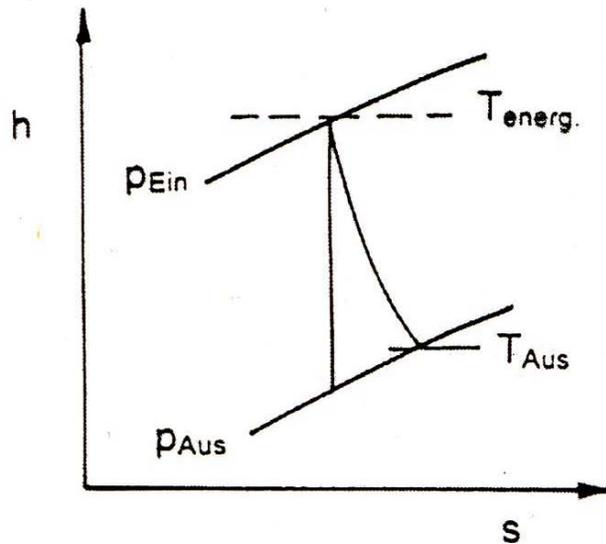


Die Kühlluft wird zum größten Teil der GT wieder zugeführt, aber der reale Arbeitsrückgewinn ist klein (Strömungsverluste)

$$\dot{m}_{L,BK} = \dot{m}_v - \sum \dot{m}_{\text{Kühlung}}$$
$$\frac{\sum \dot{m}_{\text{Kühlung}}}{\dot{m}_v} = 0,10 \dots 0,25$$

Energiebilanz

Es gilt $T_{\text{Ein,GT}} \hat{=} T_{\text{energetisch}}$



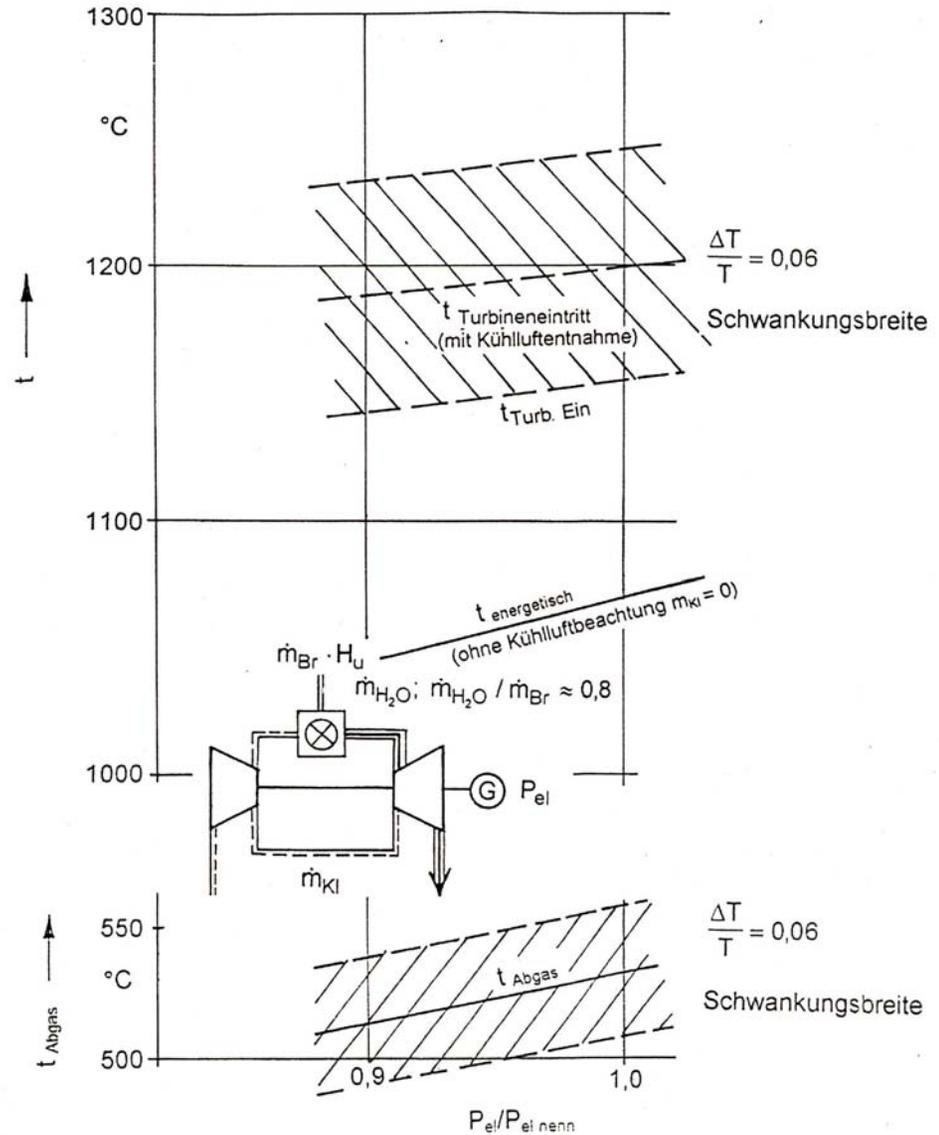
$$\dot{m}_{\text{GT}} \cdot h_{\text{GT, Ein}} = \dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_{\text{U}} + \dot{m}_{\text{L, BK}} \cdot h_{\text{v, Aus}}$$

Temperaturverhältnisse

Temperaturverhältnisse an einer 20 MW-Gasturbine mit einer Schwankungsbreite der Temperaturen vor und hinter der Turbine von

$$\frac{\Delta T}{T} = 0,06$$

Heizöl, Wasserzugabe

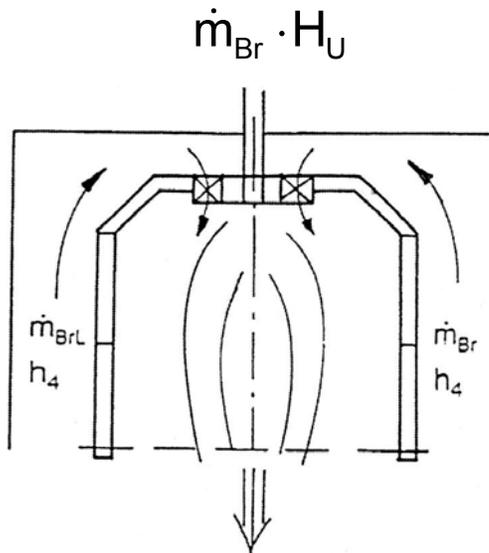


Flammentemperatur

Näherungsweise kann für die Flammentemperatur die adiabate Temperatur angesetzt werden. Sie ergibt sich aus der Energiebilanz um die Brennkammer

Brennkammerbauarten

- stehende BK
- Ringbrennkammer



$$\dot{m}_{Br,L} \cdot h_4 + \dot{m}_{Br} \cdot H_U = \dot{m}_{RG} \cdot h_{ad}$$

$\dot{m}_{Br,L}$ – Brennkammerluftmenge

$$\dot{m}_{Br,L} = (0,5 \dots 0,66) \cdot \dot{m}_v$$

$$\dot{m}_{RG} \cdot h_{ad}$$

$$h = c_{p,RG} \cdot t_{ad}$$

$\dot{m}_{Br,L}$... an der Verbrennung beteiligter Luftmassenstrom
 Adiabate Verbrennungstemperatur t_{ad}

Gasturbinenmodelle (Hersteller)

Ausgewählte Gasturbinenanlagen weisen die folgenden Werte auf

| | | ABB | GE/EGT | GE | GE | EGT | RR | Siemens | Westinghouse |
|----------------------------------|------|---------------|---------------|-------------|------------------|---------|------------------|-------------------|---------------|
| Modell | - | GT24/ GT26 | 7FA/ 9FA | 9G/ 9H | LM6000 | Cyclone | Trent | V84.3A/ V94.3A | 501G/ 701G |
| Technologie | - | (F) | F | G/H | Aero- derivat | F | Aero- derivat | F | G |
| Leistung | MW | 165/240 | 159/226 | 282/- | 40,5 | 12,9 | 51,2 | 170/240 | 230/310 |
| Leistung GUD | MW | 250/365 | 241/348 | 420/480 | - | - | - | 254/359 | 345/465 |
| Wirkungsrad | % | 37,5/ 37,8 | 35,9/ 35,7 | 39,5/ - | 38,9 | 33,7 | 41,5 | 38,0 | 38,5 |
| Wirkungsgrad GUD | % | 58,1/ 58,5 | 54,6/ 55,1 | 58/ 60 | - | - | - | 57,9/ 58,1 | 58,0 |
| Druck- verhältnis | - | 30 | 15 | 23 | 30 | 16 | 35 | 16,0 | 19,2 |
| Temperatur vor der Turbine | °C | 1235 | 1288 | 1430 | - | 1250 | - | 1310 | 1427 |
| Abgasstrom | kg/s | 376/ 542 | 427/ 614 | 700/ 700 | 124,6 | 39,3 | 58,9 | 454/ 640 | 554/ 780 |
| Abgas- temperatur | °C | 610 | 589 | - | 463 | 579 | 428 | 562 | 593 |

Umweltbelastung

Die Umweltbelastung durch die Gasturbinenabgase wird bei der Verbrennung von Erdgas und HEL durch NO_x und CO (bei schwerem Heizöl auch durch SO₂!) hervorgerufen. Die energetischen Temperaturen hinter der Brennkammer werden noch durch die Kühlluftentnahme am Verdichter erhöht, so dass Flammentemperaturen deutlich ($\Delta t = 150 \dots 300 \text{ K}$) über den energetischen Temperaturen liegen. Um trotzdem niedrige Emissionen zu erreichen, sind durch

- Wassereinspritzung bei Heizölbetrieb
- Emulsionsbildung (Wasser – Heizöl)
- Vormischbrenner

Maßnahmen erarbeitet worden, die die Emission gegenüber den bei Diffusionbrennern verringern.

Diskrepanz zwischen hohen Wirkungsgraden und hohen NO_x-Emissionen!!!

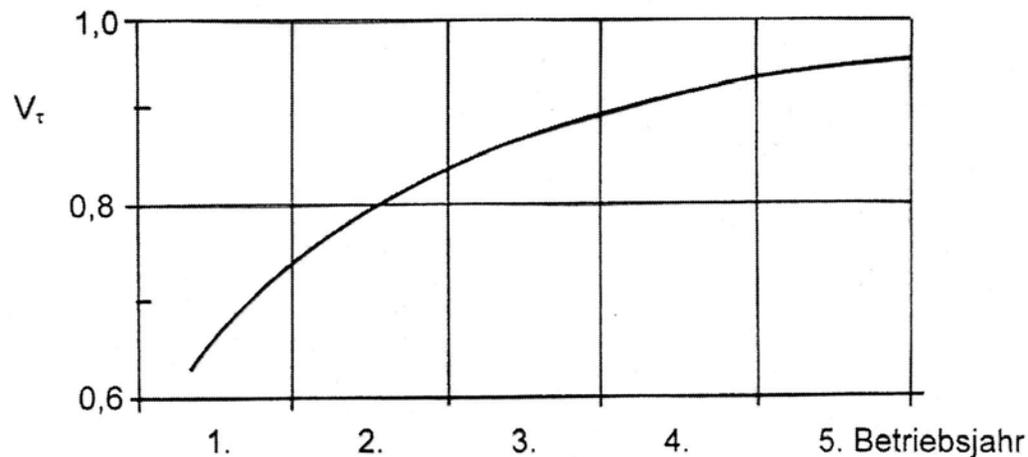
Zuverlässigkeit

Die Voraussetzung für den weltweiten Einsatz von GTA ist in den letzten Jahrzehnten erreichte Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit

Es werden Zeitverfügbarkeiten von $V_{\tau} = 0,85 \dots 0,95$ erreicht.

$$V_{\tau} = \frac{\text{Betrieb und Bereitschaftszeit}}{\text{Kalenderzeit}}$$

Ausgeprägt ist aber auch bei GTA-Serien die Reifmachungsphase.

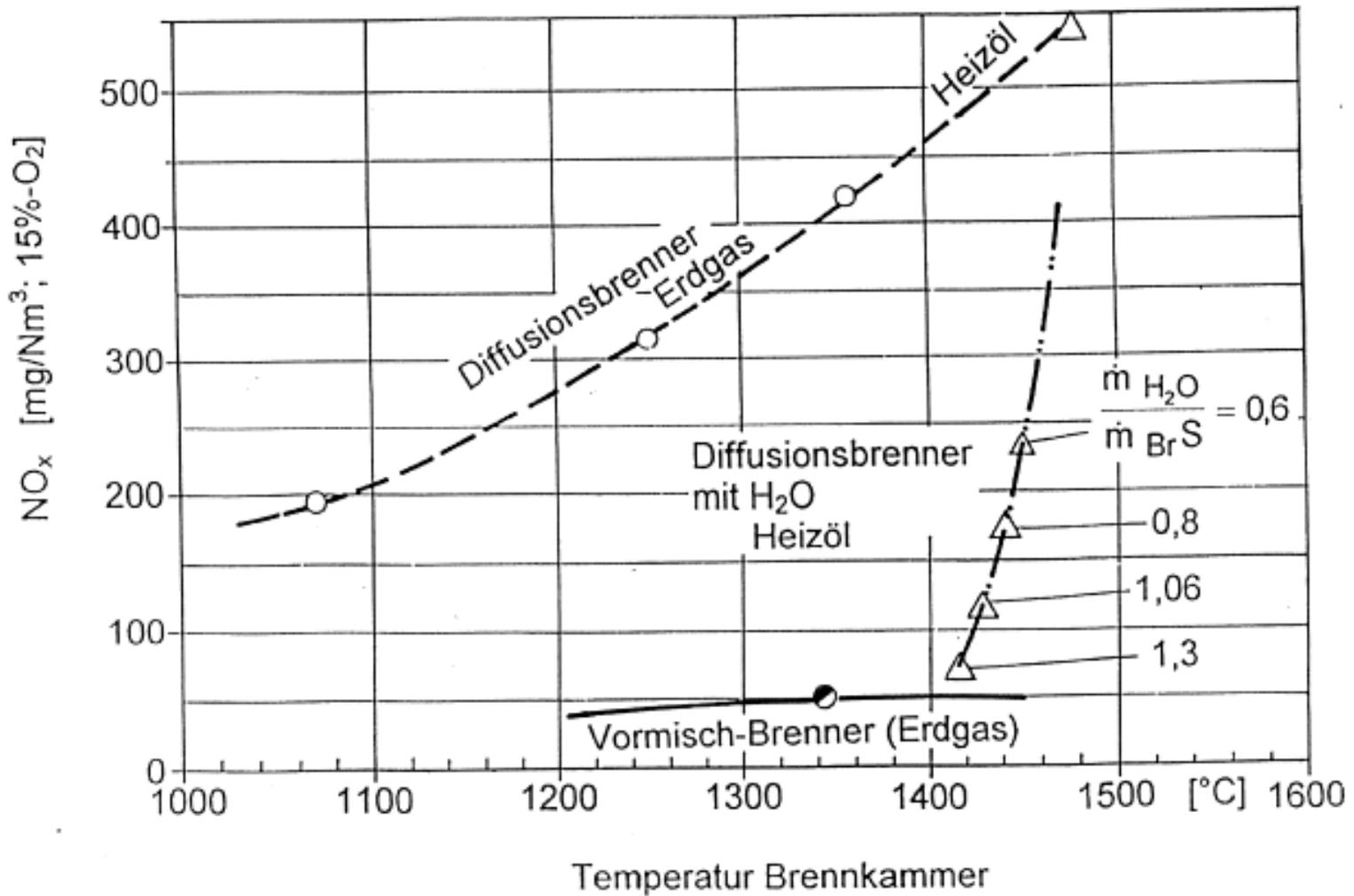


Gesetzliche Bestimmungen Emission

| TA – Luft -GASTURBINENANLAGEN | | | | | | | | | | |
|-------------------------------|----------|---|-----|---|------------------------------------|------------------------------------|---------|------------------------------|------------------------------|---------------------|
| | | Geänderte Grenzwerte ab 01.03.94 gültig ¹⁾ | | Grenzwerte vor Konkretisierung ¹⁾ | | | | | | |
| Gasturbine | | NO _x mg/Nm ³ | | Gasturbine | NO _x mg/Nm ³ | SO ₂ mg/Nm ³ | Rußzahl | CO mg/Nm ³ | | |
| NEUANLAGE | < 100 MW | Gas | 150 | Trockene NO _x -arme Verbrennung ist anzuwenden | < 60000 Nm ³ /h Abgas | Gas | 35 | 35 | 4 | Im Dauerbetrieb 100 |
| | | Öl | 200 | | | Öl u. HEL | | 0,3 % S | | |
| | > 100 MW | Gas | 100 | | > 60000 Nm ³ /h Abgas | Gas | 300 | 35 | Anfahren 3 Dauerbetrieb 2 | |
| | | Öl | 150 | | | Öl u. HEL | | 0,3 % S | | |
| ALTANLAGE | < 100 MW | Gas | 350 | < 60000 Nm ³ /h Abgas | Gas | 350 | 35 | 4 | | |
| | | Öl | 300 | | Öl u. HEL | | 0,3 % S | | | |
| | > 100 MW | Gas | 100 | > 60000 Nm ³ /h Abgas | Gas | 300 | 35 | Anfahren 3 Dauerbetrieb 2 | | |
| | | Öl | 150 | | Öl u. HEL | | 0,3 % S | | | |

Leistungsangaben = Feuerungswärmeleistung

Emissionen Gasturbinenbrennkammer



Aufbau von GTA

Der Aufbau energetischer GTA ist vor allem durch die kompakte Ausführung der Einheit Verdichter – Brennkammer – Gasturbine als Packages bestimmt. Damit sind sowohl die komplette Montage als auch Leistungserprobung im Herstellerwerk möglich, der Kunde kann am Abnahmelauf im Herstellerwerk teilnehmen und die erreichte Güte bewerten. Der Packages – Transport auf die Baustelle und der einfache Kraftwerksaufbau bestimmen den Zeitablauf:

- Auftragserteilung
- Werksmontage und –erprobung der auf Lager gefertigten Baugruppen als Gasturbineneinheit
- Pakettransport
- Aufstellung auf der Betonbodenplatte
- Komplettierung und Inbetriebnahme

Insgesamt 6 – 8 Monate

Aufbau von GTA

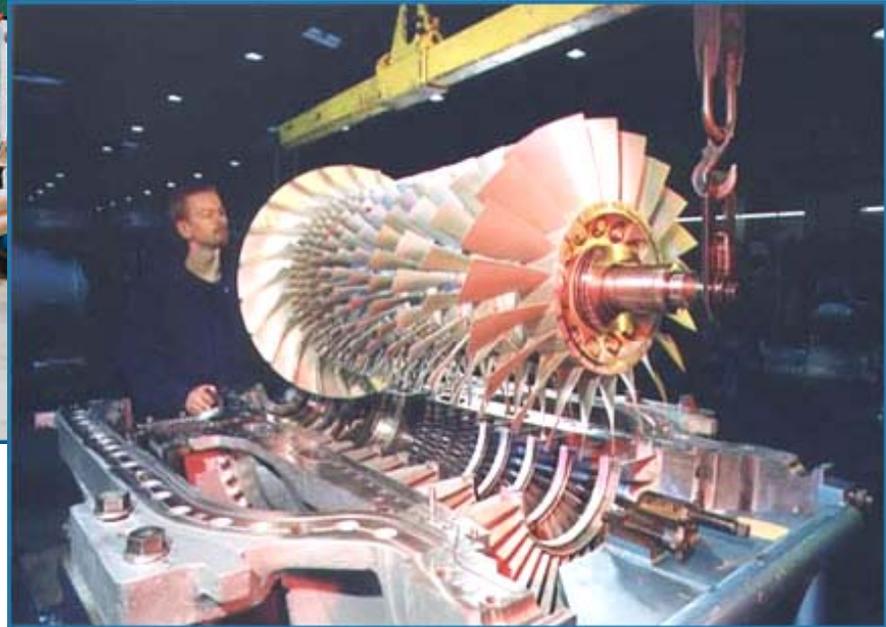
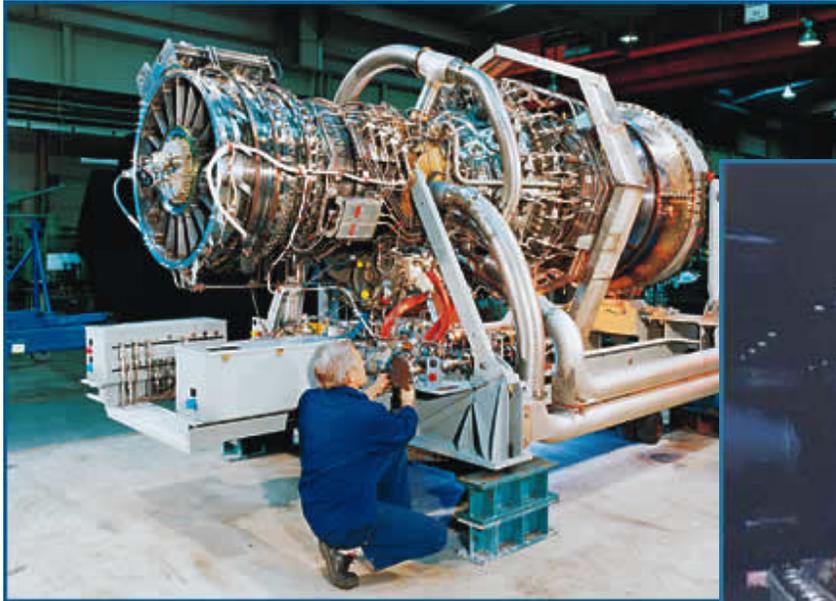
Nur bei großen GT-Anlagen und bei kombinierten Gas-Dampfkraftwerken nähert man sich gelegentlich in der Konzeption den Dampfkraftwerken an.

Für die Auswahl von Gasturbinen wird empfohlen:

- (1) Einordnung der Gasturbine in den Wärmeschaltplan des Kraftwerksprozesses und damit Prozessparameter festlegen
- (2) Auswahl der Gasturbine nach
 - P_{el}
 - \dot{m}_{Abgas}
 - t_{Abgas}
 - η_{el}
 - Realisierbarkeit
 - Referenzen
 - Zuverlässigkeit
 - Abgasemissionen

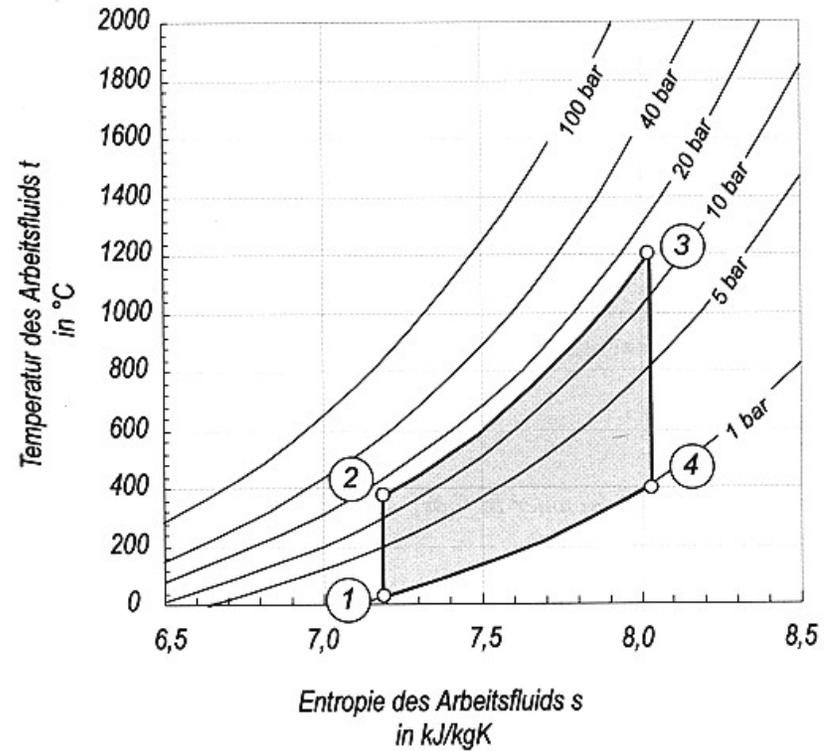
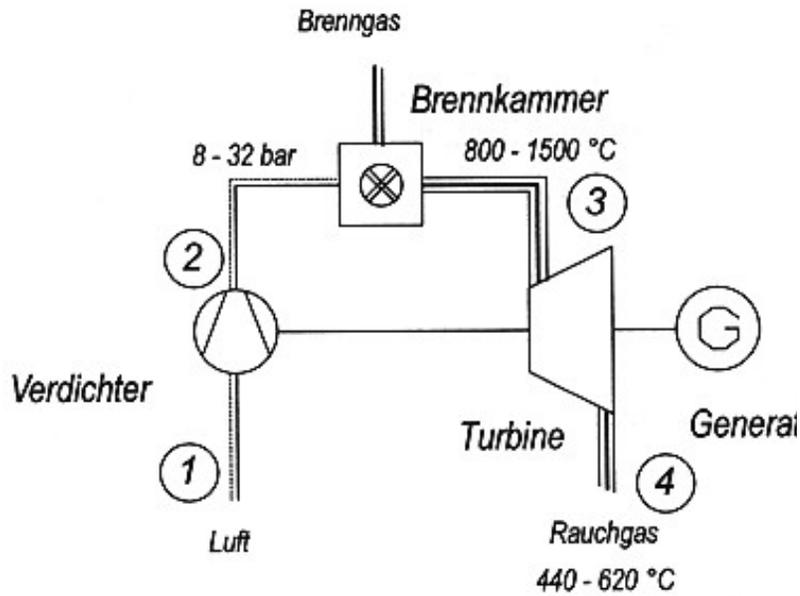
Aufbau einer GTA

1. Die Gasturbine basiert auf der bewährten Technologie Flugtriebwerks, welches für den industriellen Einsatz adaptiert wurde.



2. Die in Schwerbauweise (Heavy duty) ausgeführten Maschinen sind für eine lange Lebensdauer bei einer hohen Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit ausgelegt. Sie werden als fertigmontierte Antriebseinheiten geliefert.

Berechnung Gasturbinenprozess



Berechnung Gasturbinenprozess

Beispiel: Berechnung eines offenen Gasturbinenprozesses

Bei der Gasturbine mit dem Druckverhältnis von $\pi = 16$ ist die Gasturbineneintrittstemperatur auf 1200 °C begrenzt. Ziel der Berechnung ist die Bestimmung der elektrischen Leistung und des elektrischen Wirkungsgrades der Turbine.

Angaben:

| | |
|--|----------------------------------|
| Temperatur der Umgebungsluft | $t_1 = 15 \text{ °C}$ |
| Umgebungsdruck | $p_1 = 1 \text{ bar}$ |
| Temperatur des Brenngases | $t_b = 15 \text{ °C}$ |
| Gasturbineneintrittstemperatur | $t_3 = 1200 \text{ °C}$ |
| Ansaugluftmassenstrom | $\dot{m}_L = 13,22 \text{ kg/s}$ |
| Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters | $\eta_{i,V} = 80,0 \text{ %}$ |
| Isentroper Wirkungsgrad der Turbine | $\eta_{i,T} = 88,0 \text{ %}$ |
| Mechanischer Wirkungsgrad der Gasturbine | $\eta_m = 98 \text{ %}$ |
| Generator-Wirkungsgrad | $\eta_G = 95 \text{ %}$ |
| Heizwert des Brenngases | $H_U = 50303 \text{ kJ/kg}$ |

Berechnung Gasturbinenprozess

| | |
|--|-----------------------------------|
| Spezifische Wärmekapazität des Brenngases | $c_{p,B} = 2,169 \text{ kJ/kgK}$ |
| Spezifische Wärmekapazität der Luft bei 1 bar | $c_{p,L} = 1,004 \text{ kJ/kgK}$ |
| Spezifische Wärmekapazität der Luft bei 16 bar | $c_{p,L} = 1,038 \text{ kJ/kgK}$ |
| Spezifische Wärmekapazität des Rauchgases bei 1 bar | $c_{p,RG} = 1,085 \text{ kJ/kgK}$ |
| Spezifische Wärmekapazität des Rauchgases bei 16 bar | $c_{p,RG} = 1,166 \text{ kJ/kgK}$ |
| Isentropenexponent der Luft und des Rauchgases | $\kappa = 1,4$ |

1. Berechnung der Verdichtertemperatur

Entrittsenthalpie der Verbrennungsluft

$$h_1 = c_{p,L} \cdot (T_1 - T_0) = 1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (288,15 - 273,15) \text{K} = \underline{\underline{15,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}}$$

Berechnung Gasturbinenprozess

Mit bekannter Eintrittsenthalpie h_1 und unter Vernachlässigung der Druckabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität c_p und des Isentropenexponenten κ ergibt sich die Austrittsenthalpie h_2 näherungsweise zu

$$h_2 = h_1 + \frac{1}{\eta_{i,V}} \cdot c_{p,L} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

$$h_2 = 15,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{1}{0,80} \cdot 1,038 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (15 + 273,15) \text{K} \cdot \left[\left(\frac{16}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$\underline{\underline{h_2 = 466,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}}$$

Berechnung Gasturbinenprozess

Dies entspricht einer Verdichterendtemperatur t_2 von

$$T_2 = \frac{h_2}{c_{p,L}} + T_0 = \frac{466,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1,038 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} + 273,15\text{K} \quad T_2 = 723 \text{ K} \quad \underline{\underline{t_2 = 450 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

2. Berechnung des Brenngasmassestromes

Aus der Bilanz um die Brennkammer errechnet sich der erforderliche Brennstoffmassenstrom

$$(\dot{m}_L + \dot{m}_B) \cdot c_{p,RG} \cdot t_3 = \dot{m}_B \cdot (c_{p,B} \cdot t_B + H_U) + \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot t_2$$

$$\dot{m}_B = \dot{m}_L \cdot \frac{c_{p,RG} \cdot t_3 - c_{p,L} \cdot t_2}{c_{p,B} \cdot t_B + H_U - c_{p,RG} \cdot t_3} = 0,2518 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

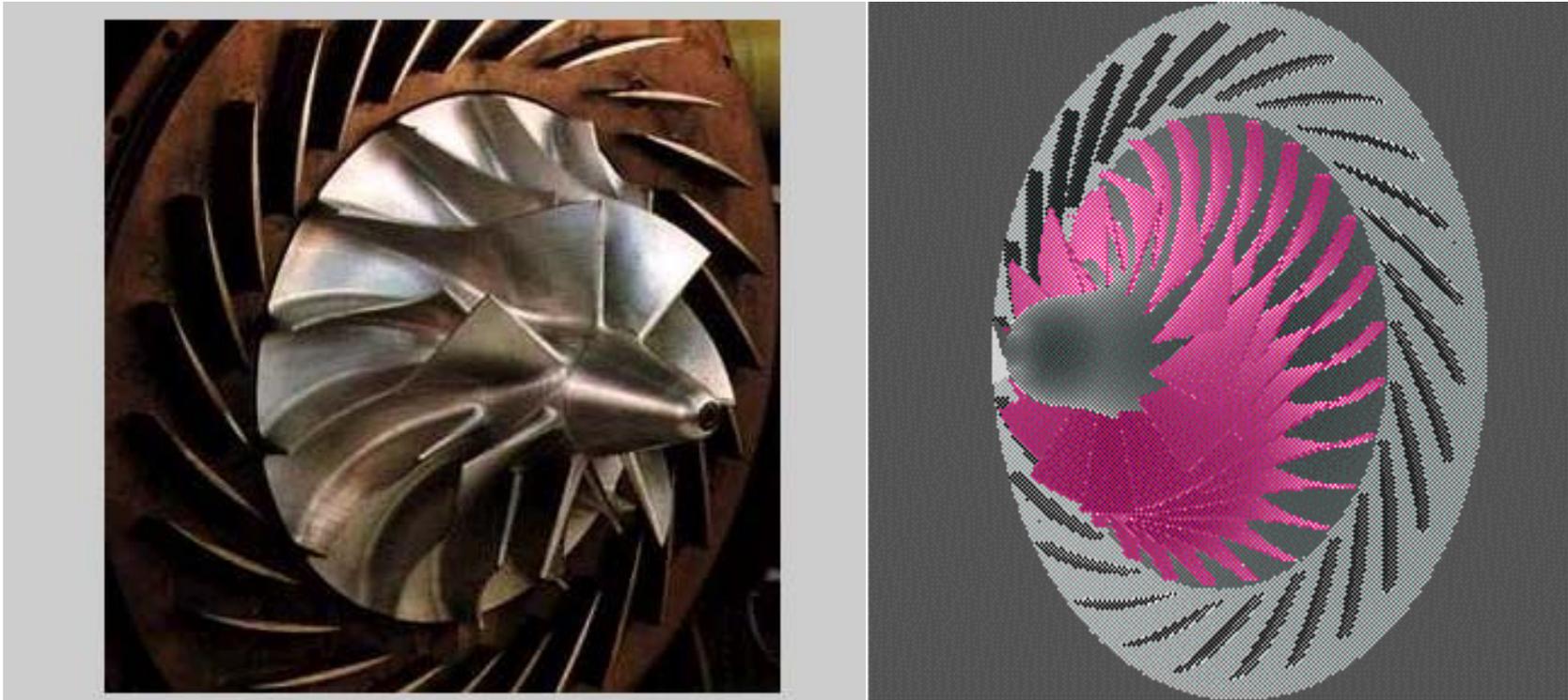
Berechnung Gasturbinenprozess

3. Zustandsgrößen nach der Turbine

Enthalpie und Temperatur nach der Turbine mithilfe der Gleichung für die isentrope Zustandsänderung und der Definition des Wirkungsgrades:

$$\begin{aligned}h_4 &= h_3 - \eta_{i,T} \cdot c_{p,RG} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \\&= 1,166 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 1200\text{K} - 0,88 \cdot 1,085 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (1200 + 273,15)\text{K} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{16} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] \\&= \underline{\underline{629,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}} \\T_4 &= \frac{h_4}{c_{p,RG}} + T_0 = \frac{629,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1,085 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}} + 273,15\text{K} \quad T_4 = 853\text{K} \quad \underline{\underline{t_4 = 580^\circ\text{C}}}\end{aligned}$$

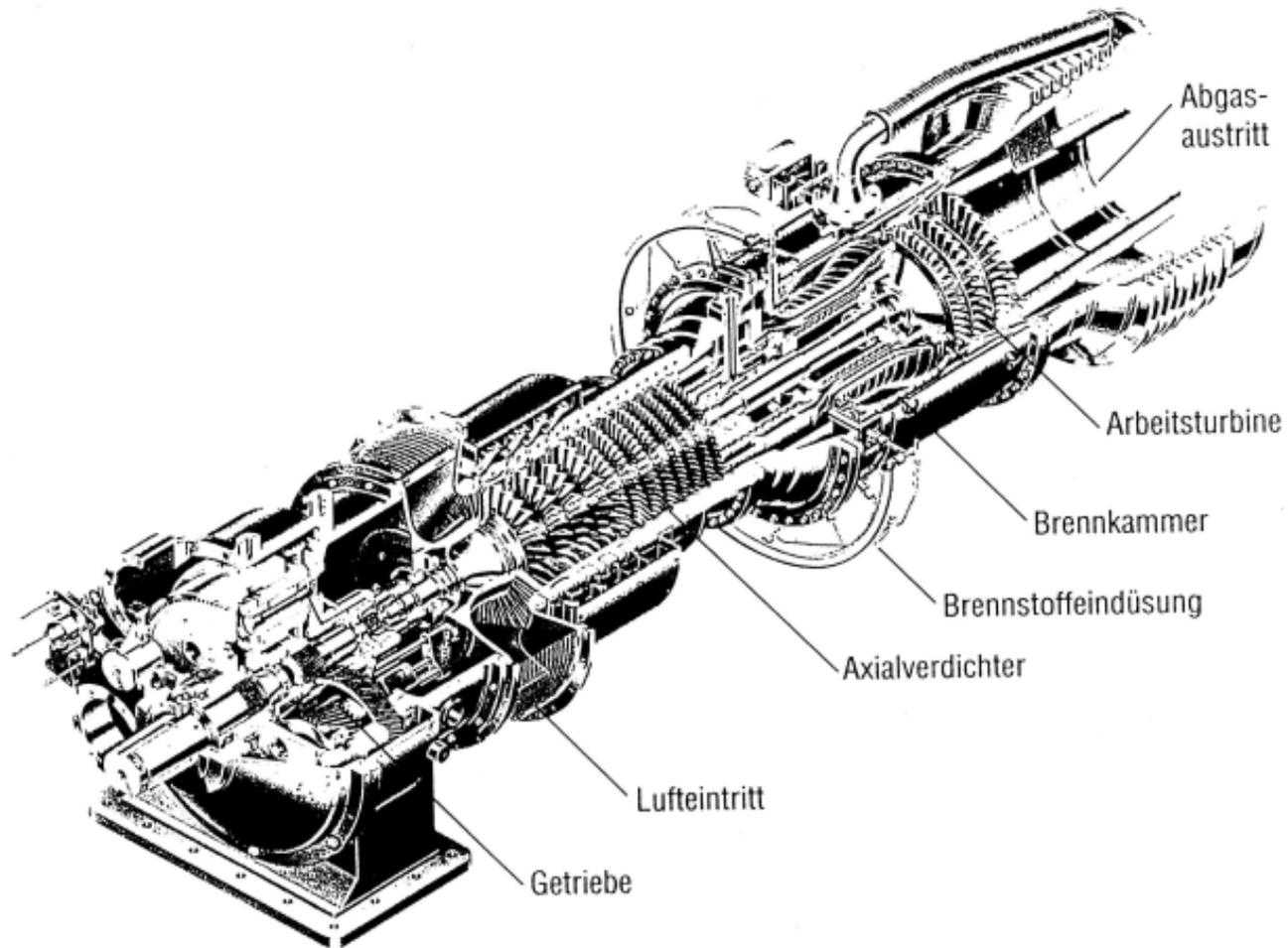
Radialverdichterstufe



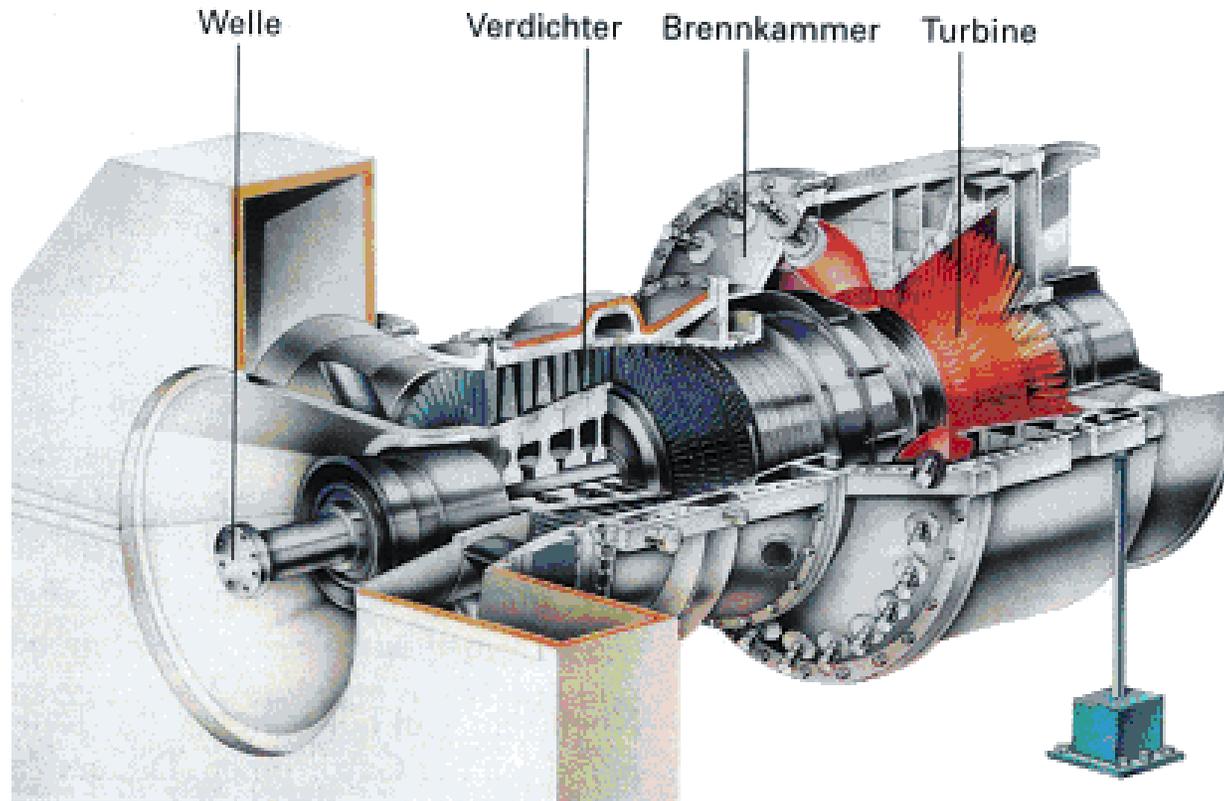
Quelle: KKK (jetzt SIEMENS)

Radialverdichter sind robust und relativ preiswert zu fertigen, weil eine Stufe in der Regel nur aus zwei integralen Komponenten, dem einteiligen Laufrad und dem einteiligen Diffusor besteht.

Anlagenbeispiele



Anlagenbeispiele



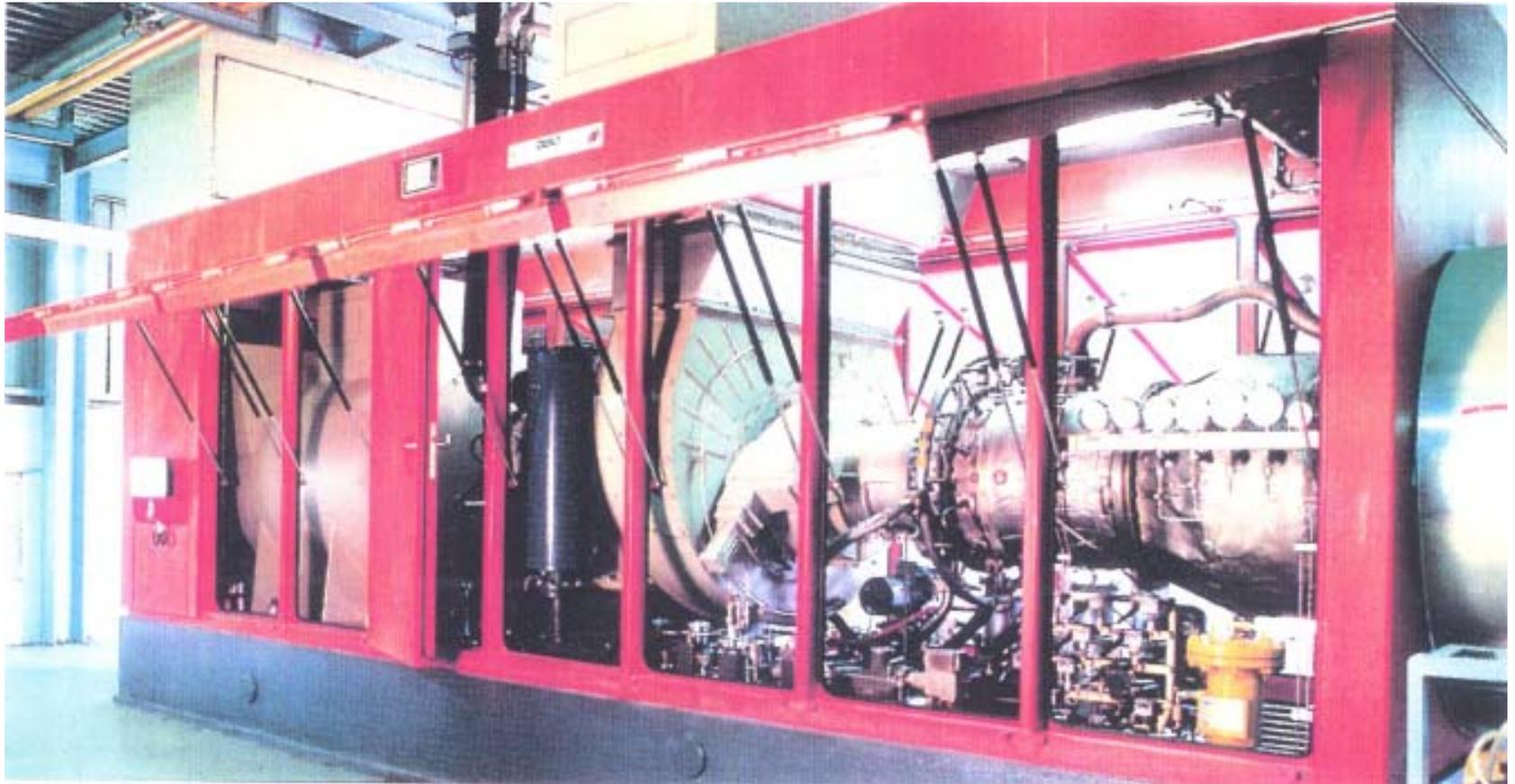
Anlage mit größerer Leistung: Fa. SIEMENS V64.3

Anlagenbeispiele



Anlage kleinerer Leistung: Fa. OPRA, ca. 1,6 MWel

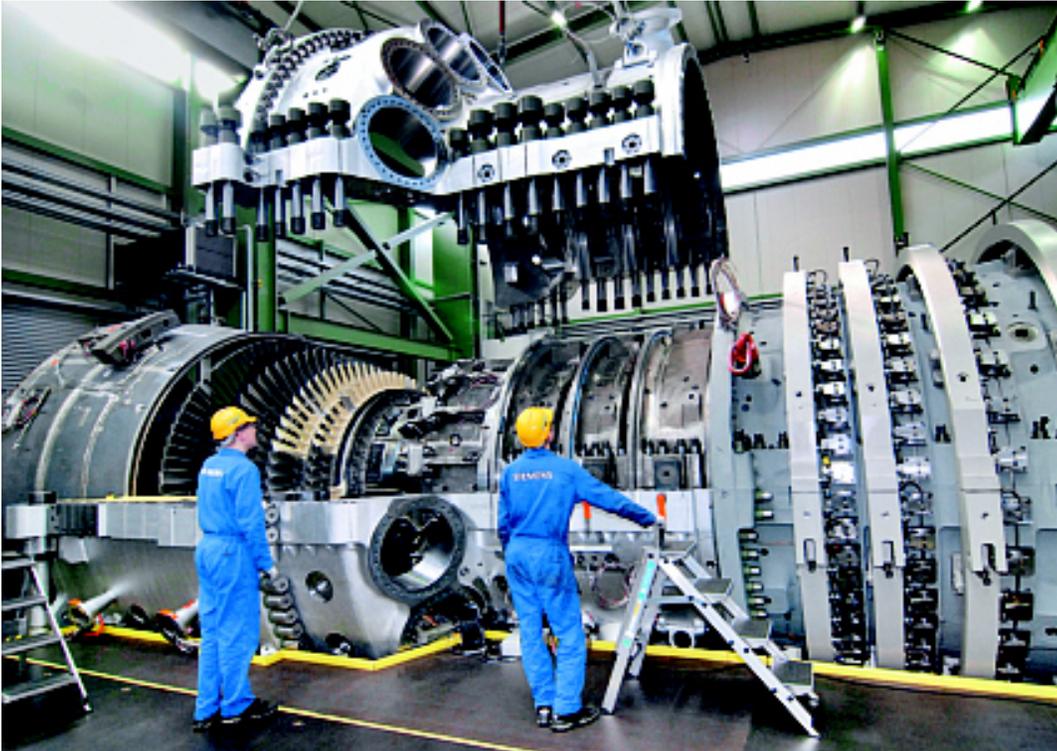
Anlagenbeispiele



Offenes Package der Anlage Schwarza

Anlagenbeispiele

zur Zeit größte GT der Welt von Siemens



- 340 MW
- Standort Irsching
- Als GuD-Prozess verschaltet: 60 % elektrischer Wirkungsgrad (DT 190 MW)
- 800 kg Luft pro Sekunde
- 444 t
- 3000 ...7000 h Betriebszeit pro Jahr
- Vergleich Leistung Triebwerk Jumbojet = 30 MW

Microturbinen



Wärmeleistung ca. 70 kW

El. Leistung: 30-75 kW

Brennstoffe

- Erdgas
- Heizöl
- Flüssiggas
- Klärgas
- Grubengas
- Erdölbegleitgas

- Dampferzeugung in kleinen Kesselanlagen
- Heißwassernetze über 100°C
- Trockneranlagen
- Krankenhäuser
- Wäschereien
- Nahwärmenetze

Microturbinen

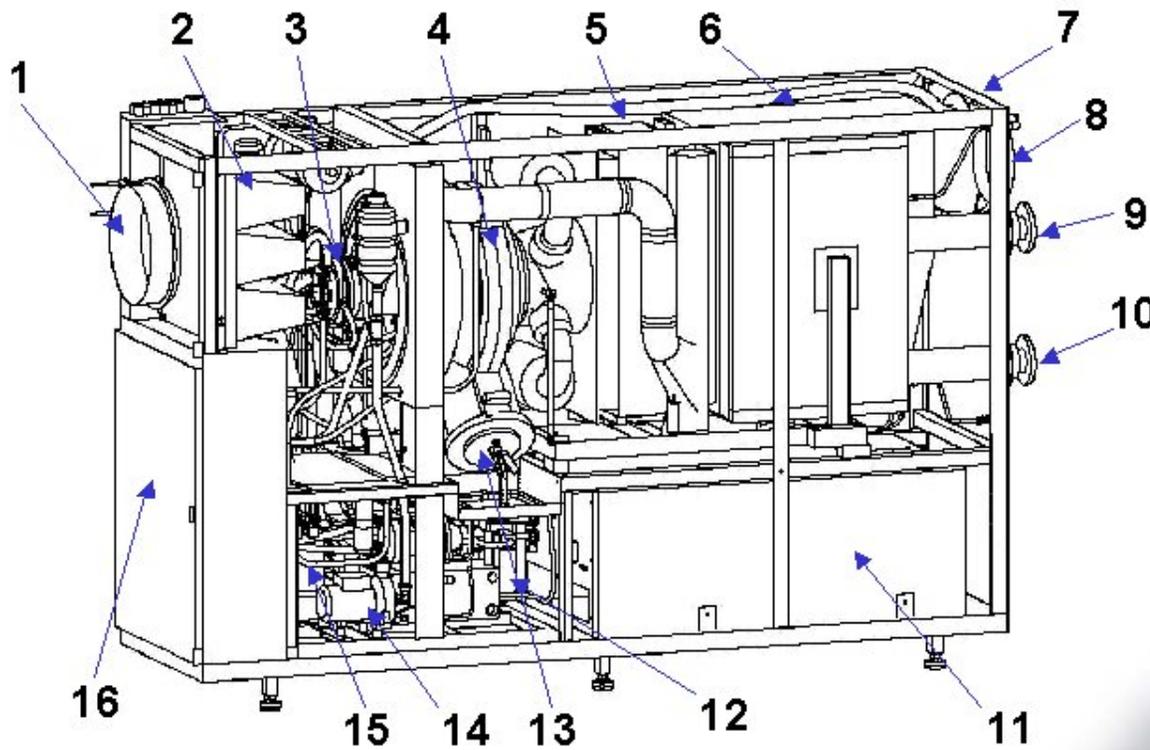
Vorteile

- kompakte Bauweise
- geringe Wartungskosten bei Wartungsintervallen von mind. 8000 Betriebsstunden
einfache Installation
- durch kompakte Bauweise und niedriges Anlagengewicht ist es möglich, die Betriebsfläche gering zu halten.
- Anpassung des Strom- und Wärmebedarfes ist möglich
- leise, da keine niederfrequenten Schallemissionen

Nachteile

- noch keine vollständige Marktreife
- Schwachstellen thermodynamisch: Die hohen Wirkungsgrade der Gasturbinen lassen sich durch hohe Turbineneintrittstemperaturen bis zu 1300 °C erzielen. Dies verlangt sehr teure Werkstoffe und komplizierte Technologien zur Schaufelkühlung. Gasturbinen höchsten Wirkungsgrades sind daher sehr wartungsintensiv.

Microturbinen (Turbec 100)



- 1 Zuluft
- 2 Feinfilter
- 3 Generator
- 4 Turbine, Verdichter
- 5 Rekuperator
- 6 Abgaswärmetauscher
- 7 Abgas
- 8 Abluft
- 9 Heizwasser-Rücklauf
- 10 Heizwasser-Vorlauf
- 11 Leistungselektronik
- 12 Ölpumpe
- 13 Brennkammer
- 14 Wasserpumpe
- 15 Sperrluftpumpe

Nachteile sind der relativ geringe elektrische Wirkungsgrad (27 – 30 %), sowie die relativ hohen Investitionskosten (800 – 1500 €/kWel).



Microturbinen



Quelle: Capstone

Kombinierte Gas- und Dampfanlagen

Das heutige Gasturbinekraftwerk als

- zuverlässige und
- effektive Kraftwerksanlage

hat leider einen energetischen Mangel – die hohe Abgastemperatur mit $t_{\text{Abgas}} = 500^\circ\text{C}$ erlaubt keine besseren Wirkungsgrade. Die Nutzung dieser energetischen wertvollen Abwärme kann aber in einem nachgeschalteten Dampfprozess erfolgen, der seinerseits mit niedrigen Kondensationstemperaturen ($t_{\text{Kond.}} \approx t_{\text{Umgebung}}$) arbeiten.

Eine solche Kopplung der

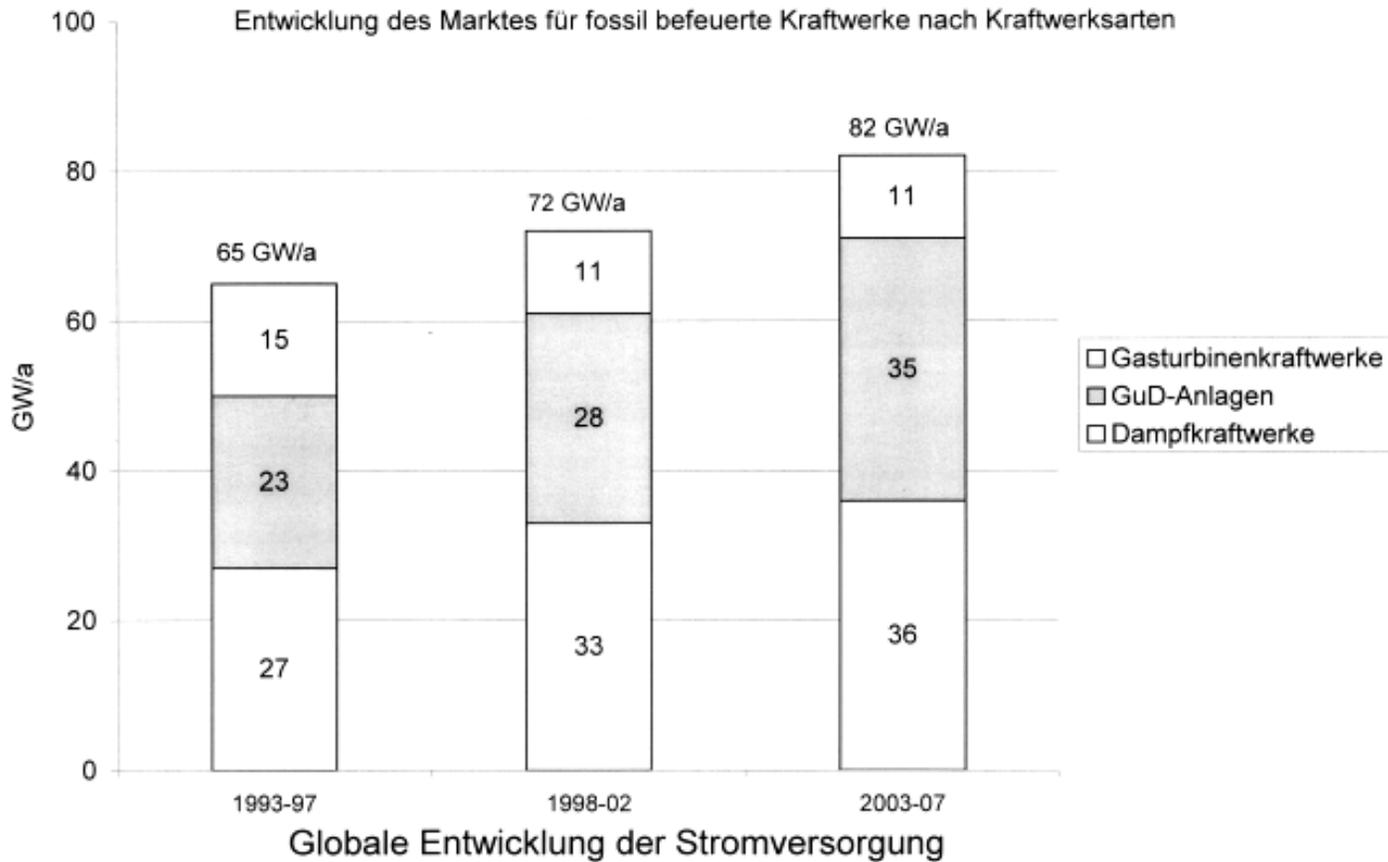
- hohen Prozesstemperatur der Wärmezufuhr der Gasturbine ($t_{\text{max, zu}} > 1000^\circ\text{C}$)
- und der niedrigen Temperatur der Wärmeabfuhr ($t_{\text{min}} \approx 30^\circ\text{C}$)

bietet hohe Wirkungsgrade beim GuD-Prozess

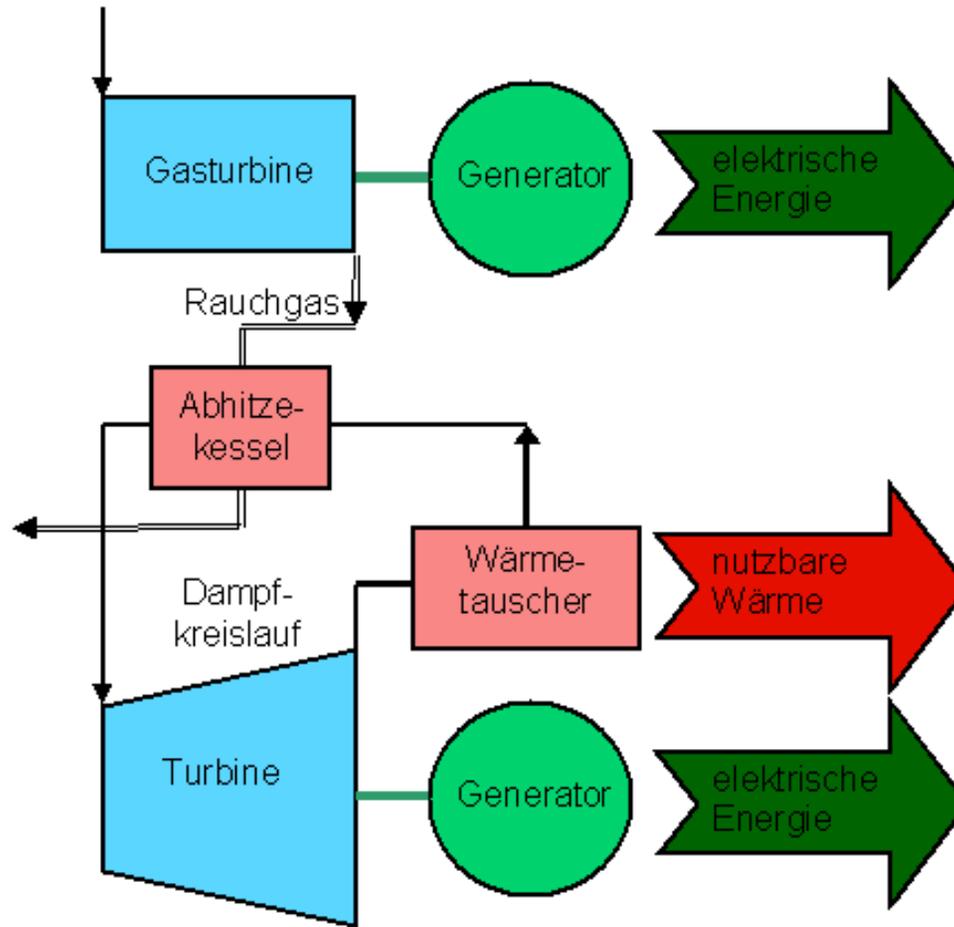
Carnot-Wirkungsgrad:
$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}}$$

Kombinierte Gas- und Dampfanlagen

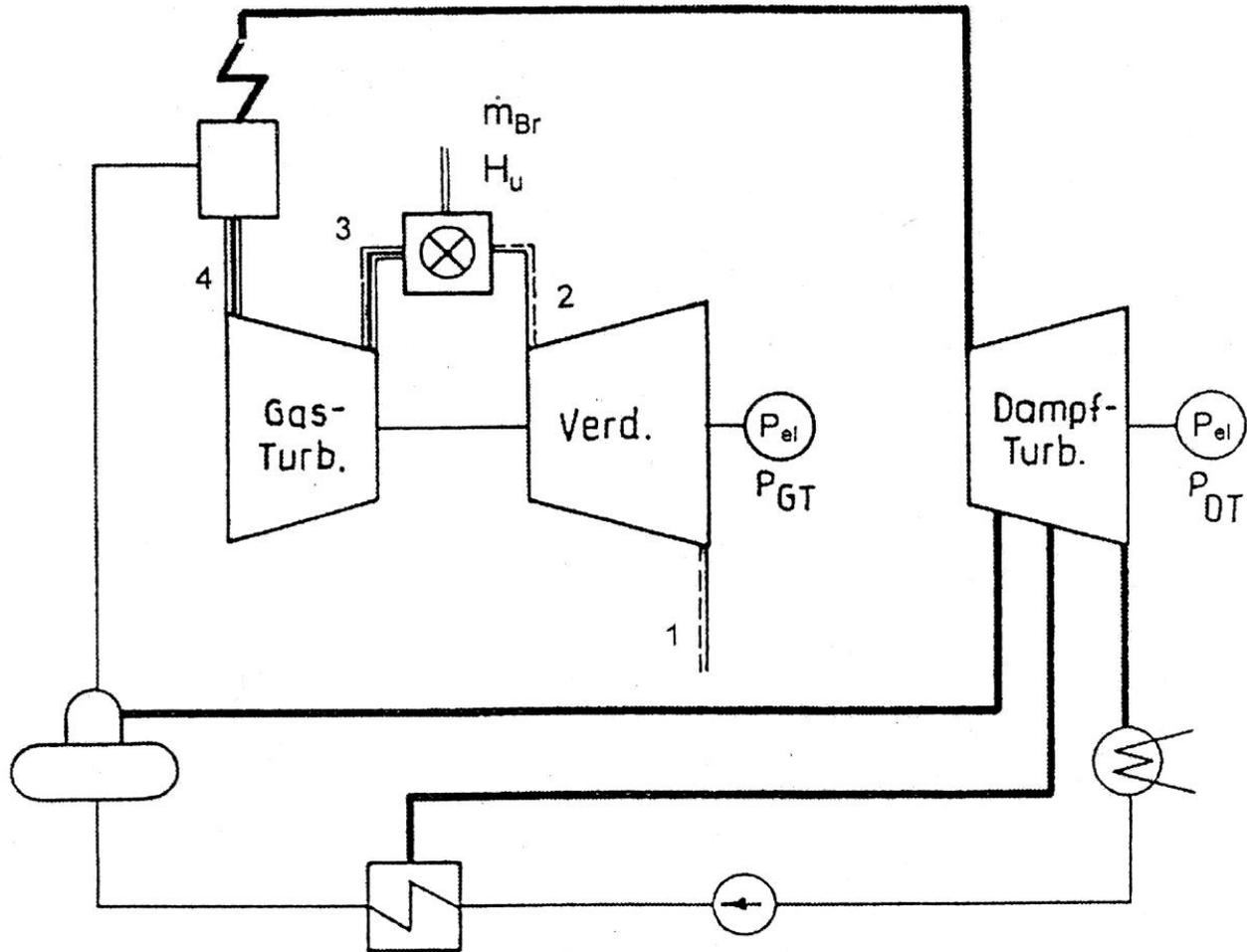
Der Kraftwerkmarkt befindet sich wieder in einer Wachstumsphase



Prinzip Gas- und Dampfkraftwerk

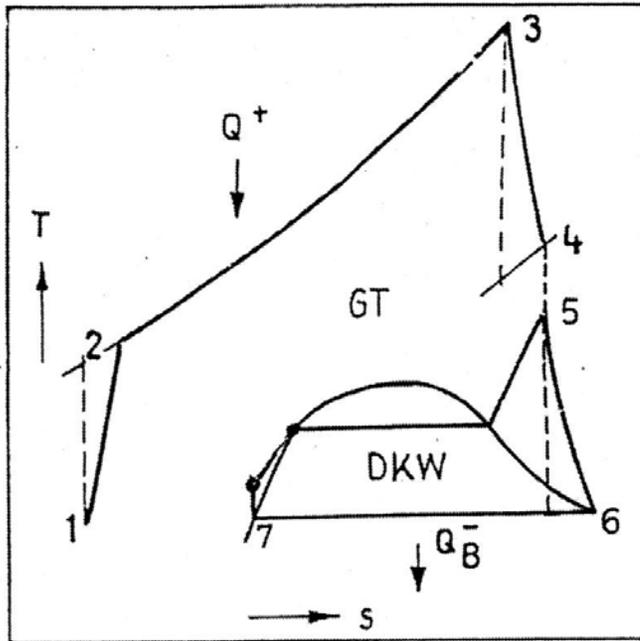


Prinzip Gas- und Dampfkraftwerk

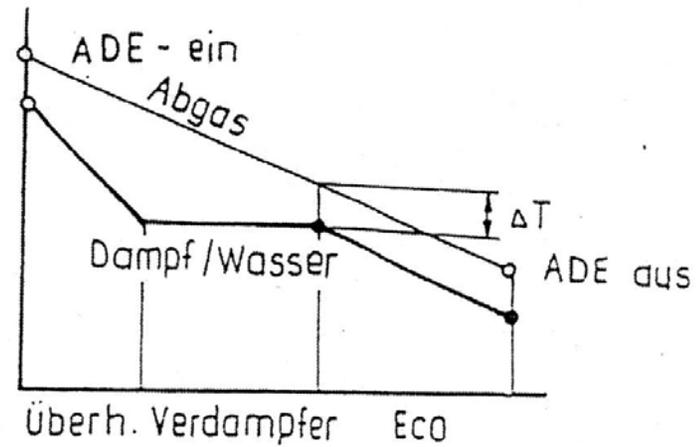


Prinzip Gas- und Dampfkraftwerk

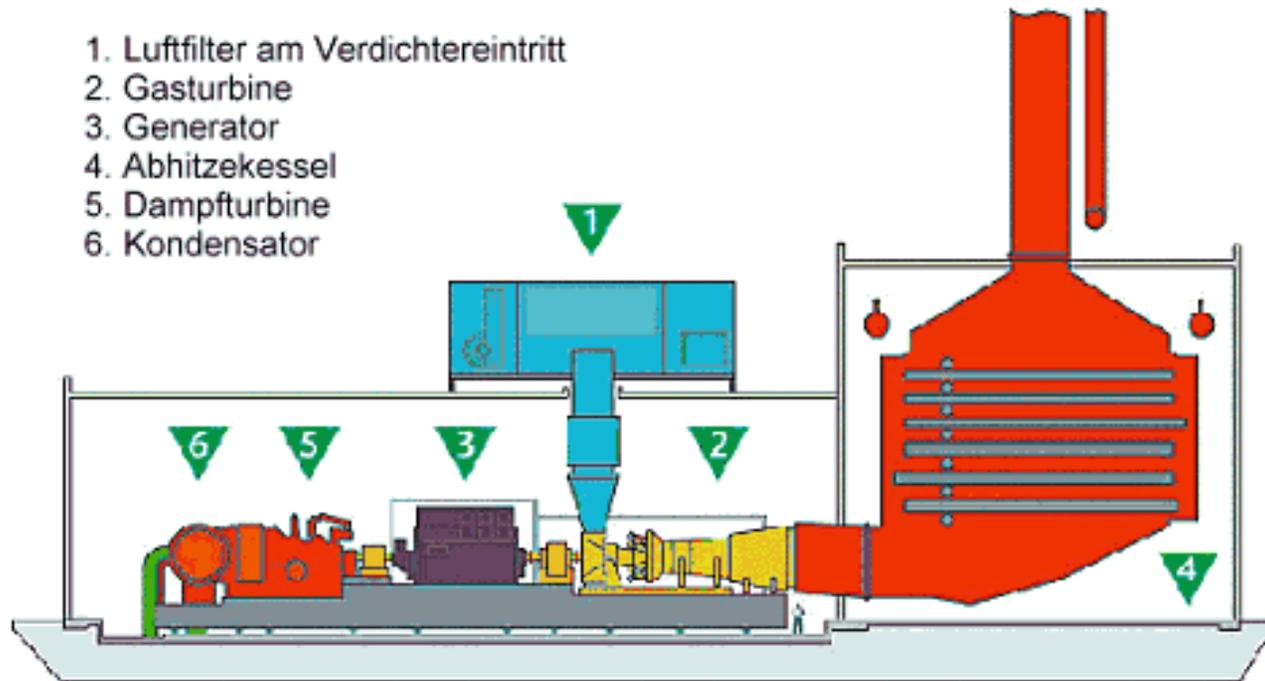
Grundprinzip



Abdampf - WÜ

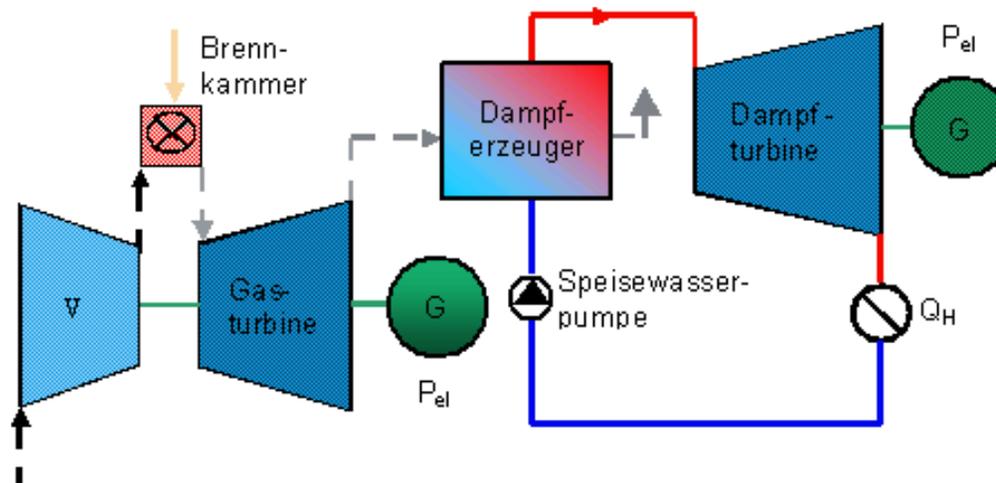


Gasturbinenkraftwerke und GuD



Gasturbine, Dampfturbine und Generator auf einer gemeinsamen federgelagerten Fundamentplatte angeordnet (Einwellenmaschine)

GuD mit Gegendruckturbine



P_{el} elektrische Leistung
 Q_H Wärmeverbraucher

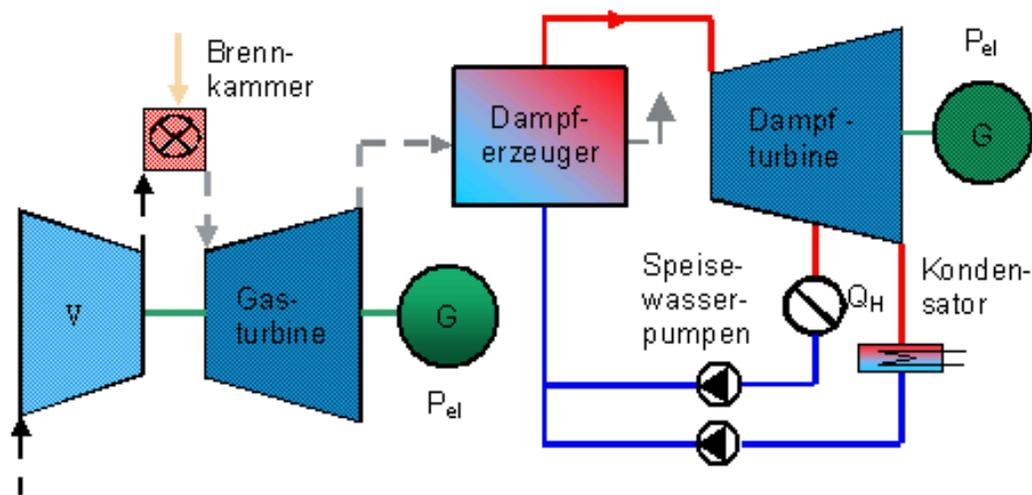
G Generator
V Verdichter

— Speisewasser
— Dampf / Heißwasser
— Welle
— Brennstoff
— Rauchgase
— Luft

Anwendung

- Für Wärme- und Strombedarf größerer Leistungen (> 10 MW elektrisch)
- Wenn konstante Prozesswärme benötigt wird (z.B.: Papierfabrik)
- Wenn hoher elektrischer Wirkungsgrad gefordert ist

GuD mit Entnahme- Kondensationsturbine



P_{el} elektrische Leistung
 Q_H Wärmeverbraucher

G Generator
 V Verdichter

— Speisewasser
 — Dampf / Heißwasser
 — Welle
 — Brennstoff
 — Rauchgase
 — Luft

Anwendung

- für Wärme- und Strombedarf größerer Leistungen ($> 10 \text{ MW}_{el}$)
- unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich Strom- und Wärmebedarf
- wenn hoher elektrischer Wirkungsgrad gefordert ist

GuD mit Gegendruckturbine

Schwachstellen-thermodynamisch:

Die höchsten Verluste treten im Abhitzekessel auf, da die Verläufe der Abkühlkurve des Abgases und der Aufwärmkurve des Dampfes mit der Verdampfung zu großen Temperaturdifferenzen führen. Deshalb werden häufig Zweidruck- und auch Dreidruckdampfprozesse verwendet, um eine bessere Anpassung der Dampfkurve an die Abgaskurve zu ermöglichen.

Kosten:

Der Betrieb von GuD-Anlagen ist sehr teuer. Sie kennzeichnen sich jedoch durch höchste elektrische Wirkungsgrade aus. In der KWK werden sie sinnvoll dann eingesetzt, wenn ein hoher Anteil an Strom erwünscht ist.

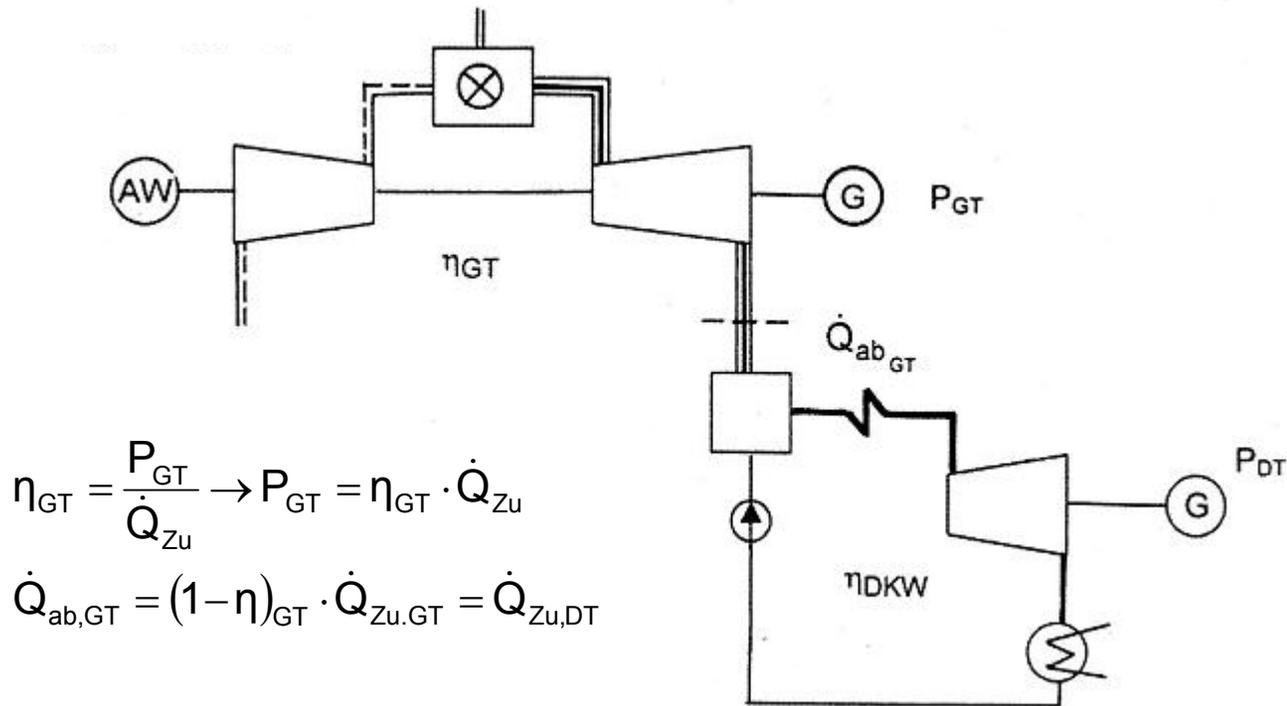
Entwicklungsstand:

KWK-Anlagen mit GuD-Prozess sind technisch sehr ausgereift und darum weltweit in sehr großen Stückzahlen im Einsatz. Die Tendenzen gehen zu Gasturbinen mit hohen Austrittstemperaturen, um einen Dampfprozess mit hohem Wirkungsgrad nachschalten zu können.

Berechnung

Für den einfachen Prozess – ohne Zusatzfeuerung – gilt:

$$\dot{Q}_{Zu} = \dot{m}_{Br} \cdot H_U$$



$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{Q}_{Zu}} \rightarrow P_{GT} = \eta_{GT} \cdot \dot{Q}_{Zu}$$

$$\dot{Q}_{ab,GT} = (1 - \eta)_{GT} \cdot \dot{Q}_{Zu,GT} = \dot{Q}_{Zu,DT}$$

Wirkungsgrad GuD

$$\eta_{DKW} = \frac{P_{DKW}}{\dot{Q}_{Zu,DT}} = \frac{P_{DT}}{\dot{Q}_{ab,GT}} = \frac{P_{DKW}}{(1-\eta_{GT}) \cdot \dot{Q}_{Zu,GT}}$$

$$\eta_{GuD} = \frac{P_{GT} + P_{DKW}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_U}$$

$$= \frac{\eta_{GT} \cdot \dot{m}_B \cdot H_U + \eta_{DKW} \cdot (1-\eta_{GT}) \cdot \dot{m}_{Br} \cdot H_U}{\dot{m}_{Br} \cdot H_U}$$

$$\eta_{GuD} = \eta_{GT} + \eta_{DKW} \cdot (1-\eta_{GT})$$

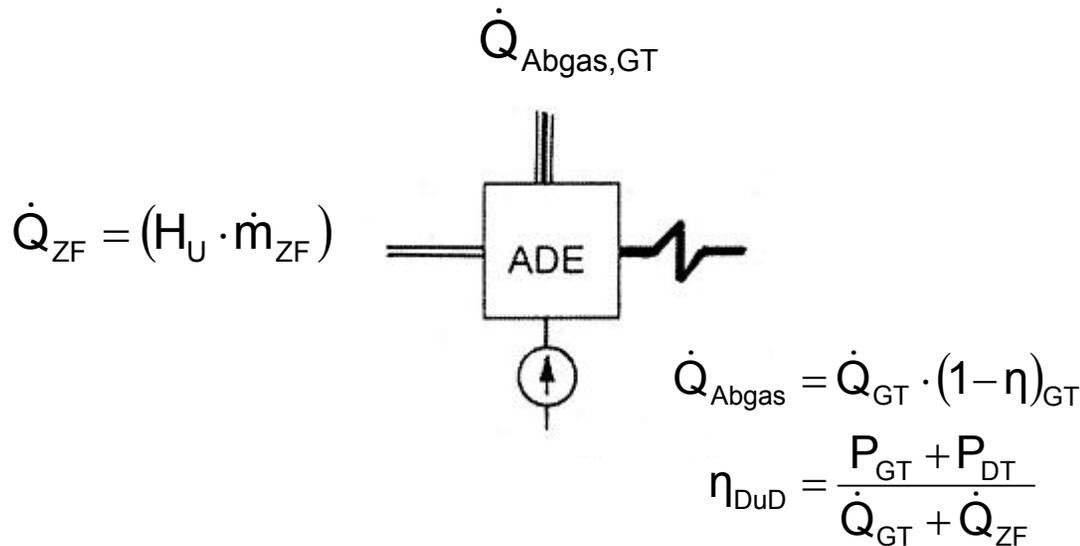
| η_{GT} | η_{DKW} | η_{GuD} | |
|-------------|--------------|--------------|------------|
| 0,2 | 0,2 | 0,36 | Realisiert |
| 0,3 | 0,2 | 0,44 | Realisiert |
| 0,35 | 0,25 | 0,512 | Realisiert |
| (0,40) | 0,30 | 0,58 | neu |

Zusatzfeuerung

Der O₂-Gehalt der Abgase aus der GTA ist im allgemeinen über 15 Vol.-%-O₂ und damit ausreichend für die Zusatzfeuerung. Der Einfluss der Zusatzfeuerung wird vereinfacht mit folgenden Beziehungen bestimmbar

$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{Q}_{GT}}$$

$$\eta_{DT} = \frac{P_{DT}}{\dot{Q}_{Abgas} + \dot{Q}_{ZF}}$$



Zusatzfeuerung

Mit Zusatzfeuerung

$$\eta_{\text{GuD}} = \frac{\eta_{\text{GT}} \cdot \dot{Q}_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot \left[\dot{Q}_{\text{ZF}} + \dot{Q}_{\text{GT}} \cdot (1 - \eta_{\text{GT}}) \right]}{\dot{Q}_{\text{GT}} + \dot{Q}_{\text{ZF}}}$$

$$\eta_{\text{GuD}} = \frac{\eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot \left[\frac{\dot{Q}_{\text{ZF}}}{\dot{Q}_{\text{GT}}} + 1 \cdot (1 - \eta_{\text{GT}}) \right]}{1 + \frac{\dot{Q}_{\text{ZF}}}{\dot{Q}_{\text{GT}}}}$$

Fallunterscheidung

$$\frac{\dot{Q}_{\text{ZF}}}{\dot{Q}_{\text{GT}}} = 0$$

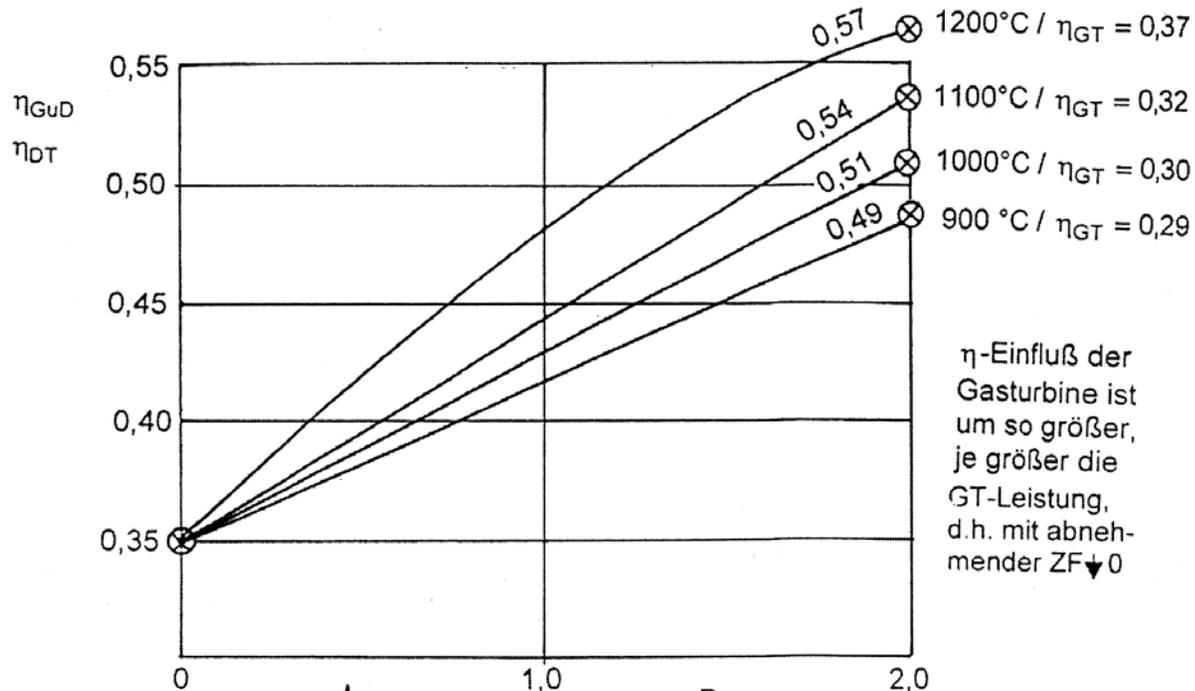
$$\eta_{\text{GuD}} = \eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot (1 - \eta_{\text{GT}})$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{ZF}}}{\dot{Q}_{\text{GT}}} = 1$$

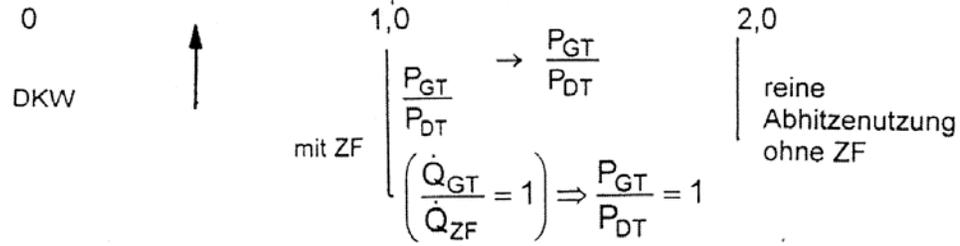
$$\eta_{\text{GuD}} = \frac{\eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot (1 + 1 \cdot (1 - \eta_{\text{GT}}))}{2}$$

$$= \frac{\eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot (1 + 1 - \eta_{\text{GT}})}{2}$$

$$\eta_{\text{GuD}} = \frac{1}{2} \cdot [\eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DT}} \cdot (2 - \eta_{\text{GT}})]$$



η -Einfluß der Gasturbine ist um so größer, je größer die GT-Leistung, d.h. mit abnehmender ZF $\downarrow 0$



$$\left(\frac{P_{GT}}{P_{DT}} \right)_{\dot{Q}_{ZF}=0} = 2 \quad \text{bei } \dot{Q}_{ZF} = 0 \text{ und Kondensationskraftwerk}$$

Auslegung nach verschiedenen Randbedingungen

- stromgeführt
- wärmegeführt

- bei Vorgabe Wärme ohne Dampfturbine
- bei Vorgabe Wärme mit Dampfturbine (Gegendruckbetrieb)
- bei Vorgabe max. elektrischen Leistung (Entnahme-Kondensationsbetrieb)

Steigende Gasturbinen-Eintrittstemperaturen (bis derzeit 1300 °C)

→ Steigende Wirkungsgrade Kombi-Prozess (von 55 auf 60 %)

→ Weiteres Annähern der Wasserlinie an die Rauchgaslinie im AHK, um die Energieverluste durch Wärmeübergang klein zu halten ($\Delta T = 25$ K, pinch point)

Eindruck/Zweidruck/Dreidrucksystem

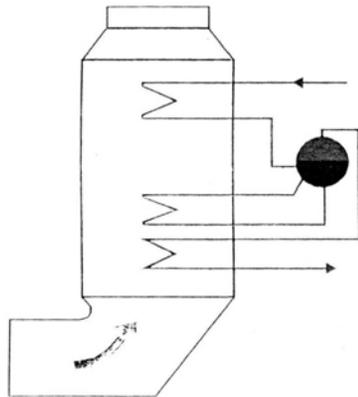
Nutzung des Rauchgases zur Speisewasservorwärmung statt Anzapfdampf!

INNOVATIVE DESIGN OF HRSG's

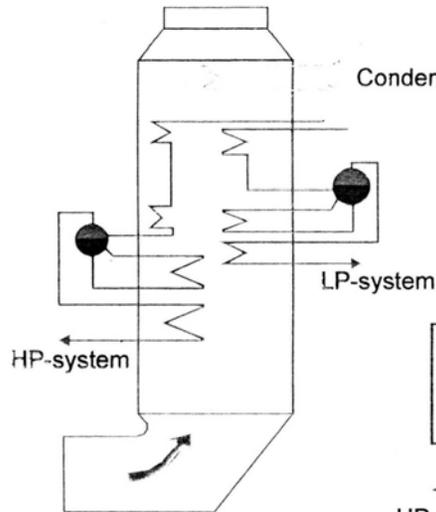
Number of systems



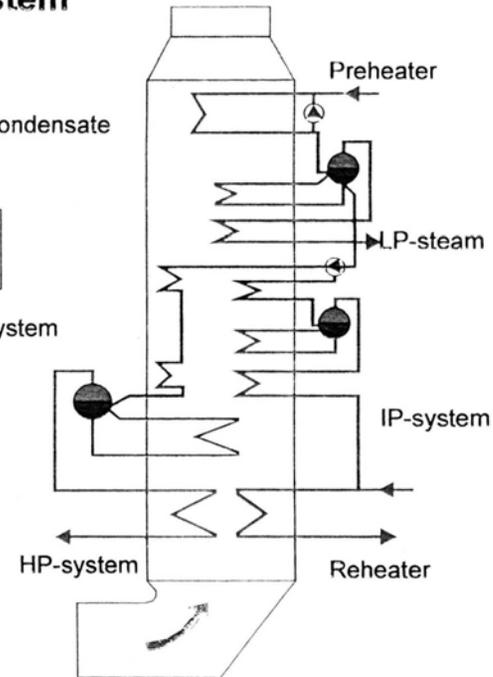
Single pressure system



Double pressure system



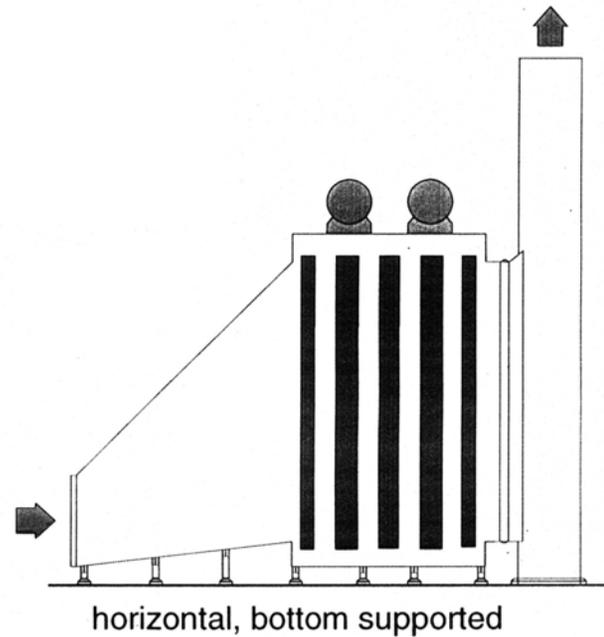
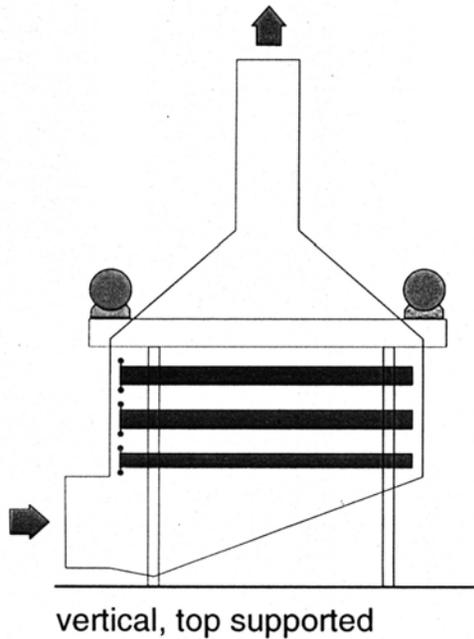
Triple pressure reheat system



Abhitzekessel-Bauarten

BABCOCK BORSIG POWER
AUSTRIAN ENERGY

HRSRG vertical ↔ horizontal



26.01.2000; (Dateiname)

AE ENERGIETECHNIK GMBH

Seite 1

Abhitzekeesseleinbauten



Quelle: Mannesmann Anlagenbau AG

Abhitzekessel ohne Einbauten



Quelle: Mannesmann Anlagenbau AG

Gesamtanlage: Gasturbine mit Abhitzeessel



Quelle:
Mannesmann Anlagenbau AG

GuD-Anlage Nossener Brücke Dresden

<http://www.energytech.at/kwk/bilder.html>

Pulsrohr