

---

**Forschungszentrum Karlsruhe**  
Technik und Umwelt

---

**Wissenschaftliche Berichte**  
FZKA 6674

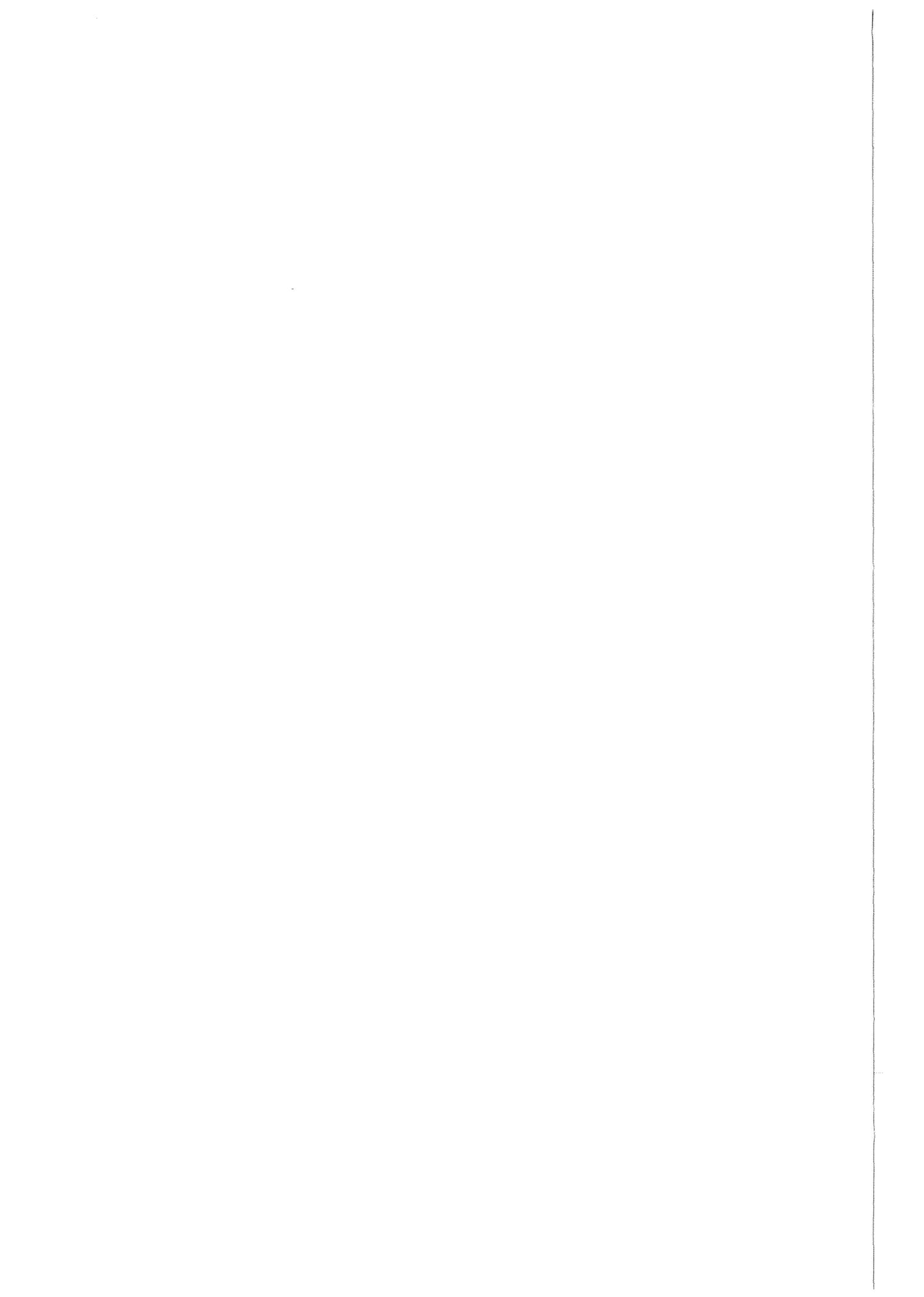
**Zuverlässige Gasturbinen**  
**Vorlesung am Institut für**  
**Thermische Strömungsmaschinen**  
**der Universität Karlsruhe**

**T. Schulenberg**

**Institut für Kern- und Energietechnik**

**November 2001**

---



**Forschungszentrum Karlsruhe**

Technik und Umwelt

Wissenschaftliche Berichte

FZKA 6674

## **Zuverlässige Gasturbinen**

Vorlesung am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der  
Universität Karlsruhe

T. Schulenberg

Institut für Kern- und Energietechnik

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe  
2001

**Als Manuskript gedruckt**  
**Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor**  
**Forschungszentrum Karlsruhe GmbH**  
**Postfach 3640, 76021 Karlsruhe**  
**Mitglied der Hermann von Helmholtz-Gemeinschaft**  
**Deutscher Forschungszentren (HGF)**  
**ISSN 0947-8620**

## **Zusammenfassung:**

Ausgangspunkt der Vorlesung sind eine Reihe typischer Probleme, die an stationären Gasturbinen in den letzten 10 bis 15 Jahren aufgetreten sind, und die zum Teil erheblichen Schaden verursacht haben. Insbesondere werden die Verdichterbeschleunigung, die Brennkammer, die Turbinenbeschleunigung und der Gasturbinenrotor angesprochen. Die Ursachen für diese Probleme werden diskutiert, ebenso wie die Auslegungsverfahren und -kriterien, die daraufhin entwickelt wurden, um diese Probleme zu vermeiden.

Ferner werden Validierungsexperimente an Gasturbinen bzw. an deren Bauteilen erläutert, die schließlich als Nachweis der Problemlösung angewandt wurden.

Ziel der Vorlesung ist es, anhand realer Gasturbinenprobleme Methoden zu erlernen, mit denen zuverlässige, stationäre Gasturbinen ausgelegt werden können.

## **Abstract:**

### **Reliable Gas Turbines**

"Reliable gas turbines", a lecture given at University of Karlsruhe, refers to a number of typical problems which caused severe damages with heavy duty gas turbines within the last 10 to 15 years. It covers problems with compressors, combustors, turbines and rotors. The root cause of this problems is discussed as well as design criteria which were developed to avoid them.

Furthermore, validation tests of gas turbines or their components are presented, which were performed finally to demonstrate that the problem had been solved.

Based on real problems, it is the aim of this lecture to teach methods which will allow to design reliable heavy duty gas turbines.

## **Inhaltsverzeichnis**

1. Übersicht
2. Verdichter
3. Brennkammer
4. Turbine
5. Rotor
6. Regelung

## 1. Übersicht

Große, stationäre Gasturbinen zeigten in den 90er Jahren einen bemerkenswerten Entwicklungsschub [5]. Hatte die größte stationäre 50 Hz-Gasturbine um 1990 noch eine Leistung von weniger als 150 MW, so wurden in 2000 schon mehr als 260 MW Leistung garantiert. Ebenso stieg der Wirkungsgrad des Gas- und Dampfkraftwerks von ca. 50% in 1990 auf über 58% in 2000 (1-3). Ursache für diesen Schub war die Anwendung der neuesten Triebwerkstechnologien auf stationäre Gasturbinen, wodurch die Turbineneintrittstemperatur von ca. 1100 °C auf ca. 1450 °C angehoben werden konnte (1-4). Diese hohen Turbineneintrittstemperaturen sind allerdings nicht voll thermodynamisch wirksam. Die Enthalpie der Turbine ergibt sich vielmehr aus der Differenz der Turbineneintrittstemperatur nach ISO2314 und der Turbinenaustrittstemperatur. Diese ISO-Turbineneintrittstemperatur erhält man theoretisch, in dem die Turbinenkühlluft vor dem Turbineneintritt mit dem heißen Brennkammerausstrittsgas gemischt wird, so dass das verbleibende Gemisch ohne weitere Zumischung entspannen kann. Sie ist somit an keiner Stelle der Gasturbinen messbar, sondern wird über eine Energiebilanz aus der Abgastemperatur berechnet. (1-6).

Die zunehmende Differenz zwischen Brennkammeraustrittstemperatur und ISO-Turbineneintrittstemperatur veranschaulicht die Zunahme der Turbinenkühlluft von 1990 bis 2000. In 2000 wurden bis zu 1230 °C als ISO-Turbineneintrittstemperatur erreicht (1-4).

Das schnelle Entwicklungstempo der stationären Gasturbinen blieb leider nicht ohne negative Folgen. Laut einer Statistik der Allianz [6] nahmen die Schäden an Gasturbinen gegen Ende der 90er Jahre rasant zu (1-20). Während bei bewährten Gasturbinen nur noch Turbinenschaufeln gelegentlich Schäden verursachten, waren bei den neuen, großen Gasturbinen auch Verdichter, Brennkammer und Rotorkomponenten die Schadensauslöser (1-21). Mehr als 1/3 aller Schäden waren unmittelbar auf eine mangelhafte Konstruktion zurückzuführen. Etwa 50% der Schäden waren dadurch zu erklären, dass die Serie schon produziert war, bevor die Probleme an der Prototypgasturbine entdeckt wurden (1-22). Bei mittleren Schadensbehebungskosten von ca. 5 Mio DM pro Schaden (1-23), verbunden häufig mit Betriebsausfallkosten von weiteren 5 Mio DM pro Monat (1-24), gewann die Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit der Gasturbinen zentral an Bedeutung (1-25).

Ziel dieser Vorlesung ist es daher, die bisherigen Probleme zu beschreiben und ihre Ursachen zu analysieren, um daraus dann Auslegungsregeln abzuleiten, die Konstruktionsfehler systematisch vermeiden sollten. Ebenso wichtig ist jedoch auch zu wissen, wie kritische Gasturbinenkomponenten kontrolliert und gemessen werden können, um sicherzustellen, dass die getroffenen Maßnahmen Erfolg hatten.

---

## Ziel der Vorlesung

---

- Auslegung stationärer Gasturbinen
- Betriebserfahrungen und Methoden aus der Praxis der Gasturbinenentwicklung
- Systematische Methoden zur Verbesserung der Zuverlässigkeit von Turbomaschinen

---

## Ergänzenden Vorlesungen

---

**Grundlagen:**

Dampf- und Gasturbinen I und II (Wittig, Koch)

Grundlagen der Verbrennungstechnik (Bockhorn)

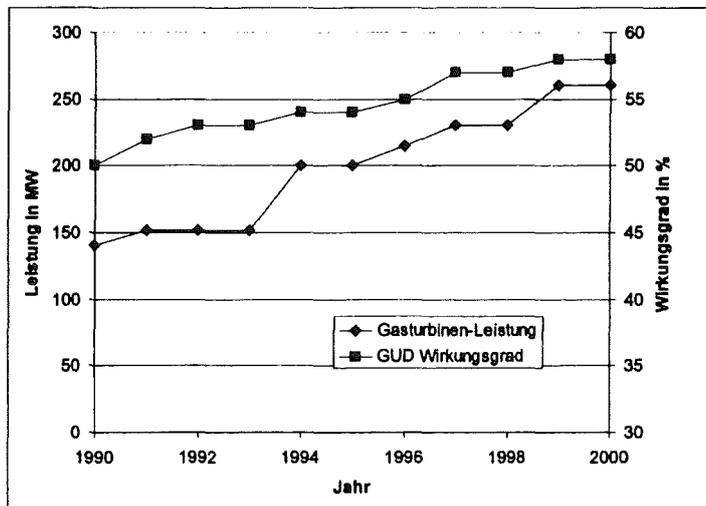
**Ergänzende Vorlesungen:**

Turbinen- und Verdichterkonstruktionen (Wittig, Schulz)

Zuverlässigkeit von Konstruktionen (Munz)

Strömungs- und Verbrennungsinstabilitäten in technischen Feuerungssystemen (Büchner)

### Entwicklung der Leistung großer 50Hz Gasturbinen und des GUD-Wirkungsgrads in den 90er Jahren

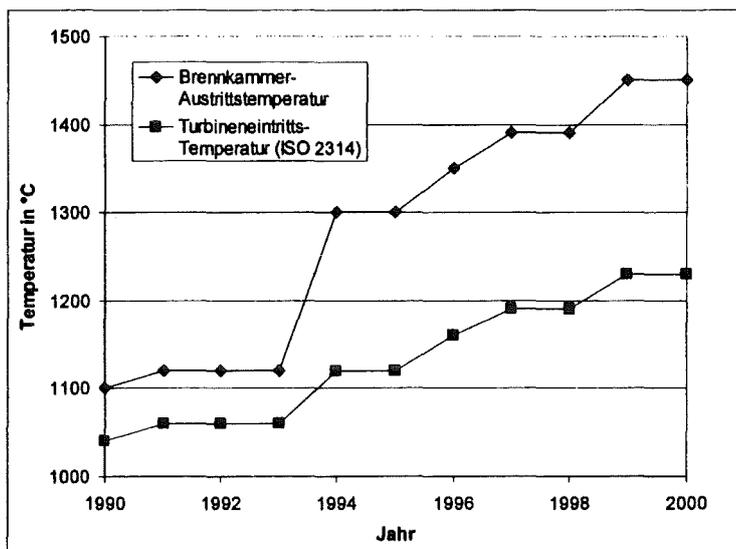


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1-3

### Anstieg der Turbineneintrittstemperaturen in den letzten 10 Jahren

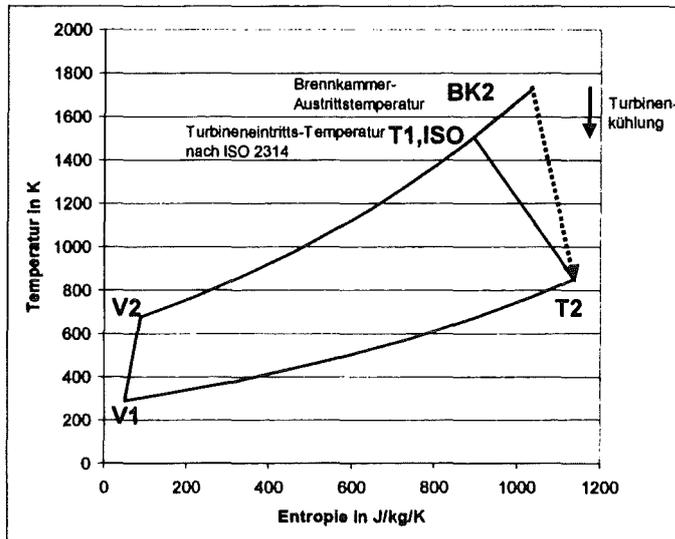


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1-4

## Die reale Gasturbine im T-s Diagramm



Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1-5

## Berechnung der ISO-Turbineneintrittstemperatur durch einen kühlluftfreien Ersatzprozess

**Turbinenleistung**  $P_T = \dot{m}_{V1} c_{p,T} (T_{T1,ISO} - T_{T2})$   
**Verdichterleistung**  $P_V = \dot{m}_{V1} c_{p,V} (T_{V2} - T_{V1})$   
**Gasturbinenleistung**  $P_{GT} = P_T - P_V$

Eingesetzt und nach  $T_{T1,ISO}$  aufgelöst ergibt:

$$T_{T1,ISO} = T_{T2} + \frac{P_{GT} / \dot{m}_{V1} + c_{p,V} (T_{V2} - T_{V1})}{c_{p,T}}$$

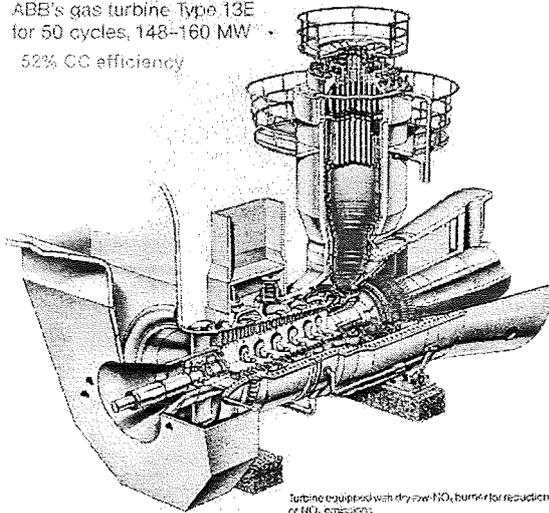
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1-6

## ABB Gasturbine 13E mit Silobrennkammer

ABB's gas turbine Type 13E  
for 50 cycles, 148-160 MW  
52% CC efficiency

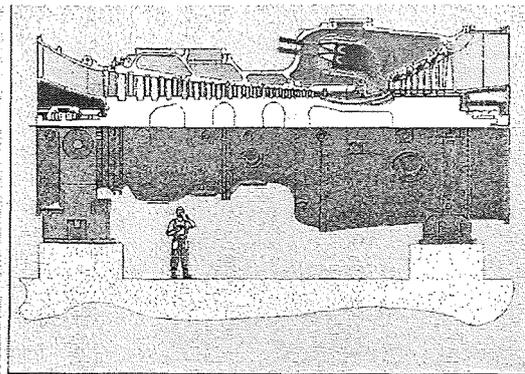


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

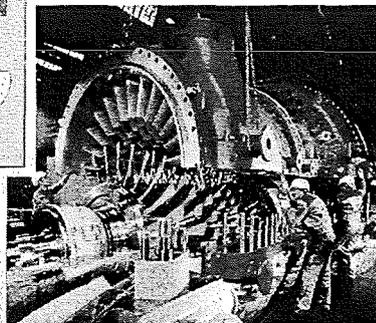
Übersicht

1-7

## ABB Gasturbine GT13E2 mit Ringbrennkammer



Montage des Deckels



50Hz,  
165 MW  
53% GUD

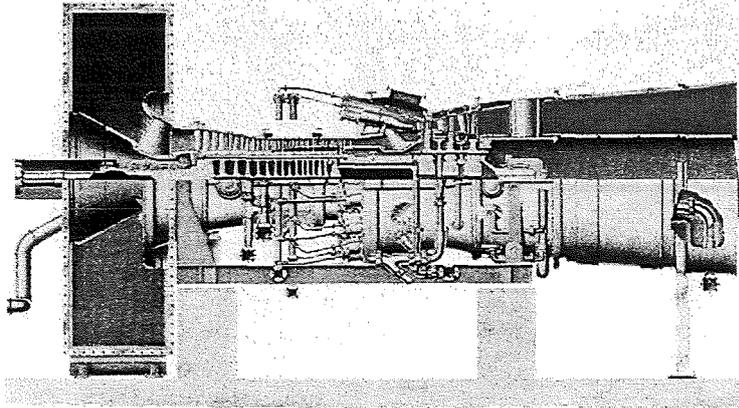
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1-8

## General Electric 50Hz Gasturbine 7001F

Model Series 7001F  
Simple cycle, Single-shaft  
Heavy-duty Gas Turbine



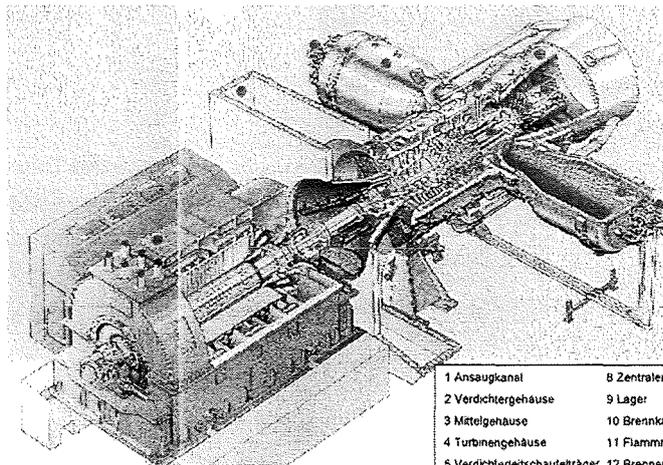
entspricht  
50Hz,  
220 MW  
55% GUD

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 9

## Siemens V94.3 Gasturbine



50Hz  
220 MW  
55 % GUD

- |                             |                      |
|-----------------------------|----------------------|
| 1 Ansaugkanal               | 8 Zentraler Zuganker |
| 2 Verdichtergehäuse         | 9 Lager              |
| 3 Mittelgehäuse             | 10 Brennkammern      |
| 4 Turbinengehäuse           | 11 Flammrohr         |
| 5 Verdichterietschaulträger | 12 Brenner           |
| 6 Verdichter                | 13 Generator         |
| 7 Turbine                   |                      |

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

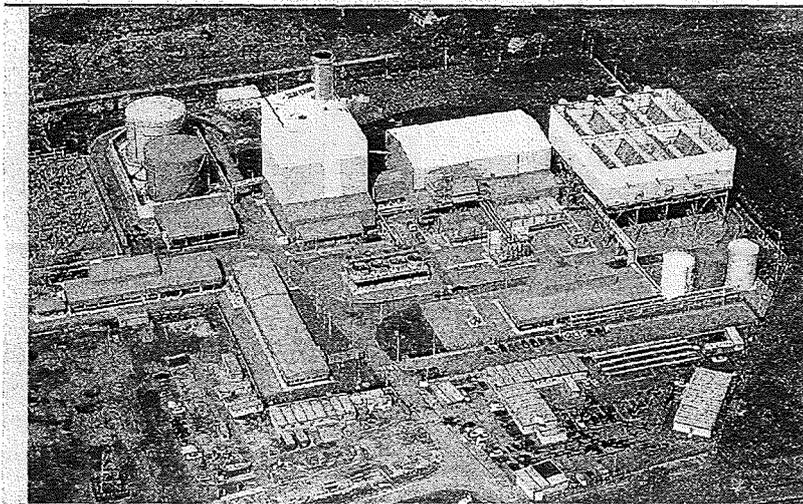
Übersicht

1- 10

---

Siemens GUD-Kraftwerk mit V94.3 Gasturbine

---



Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

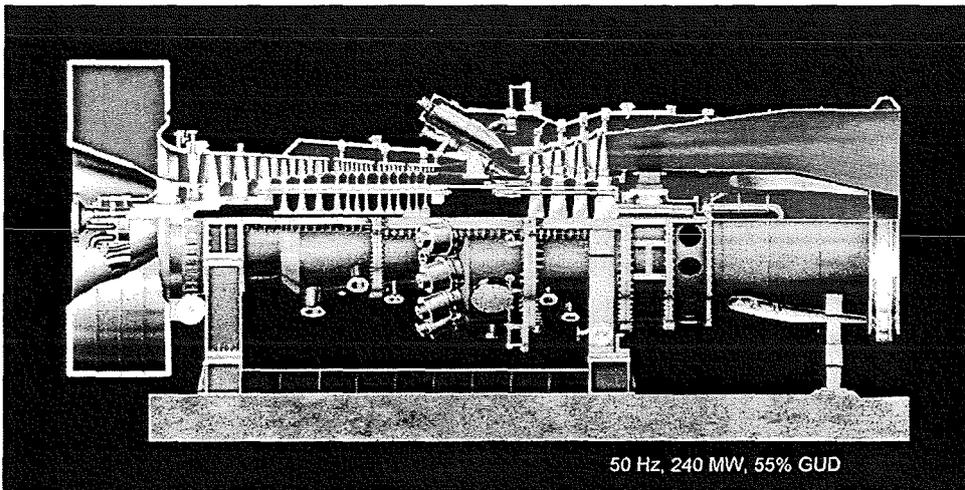
Übersicht

1- 11

---

Westinghouse 701F Gas Turbine

---



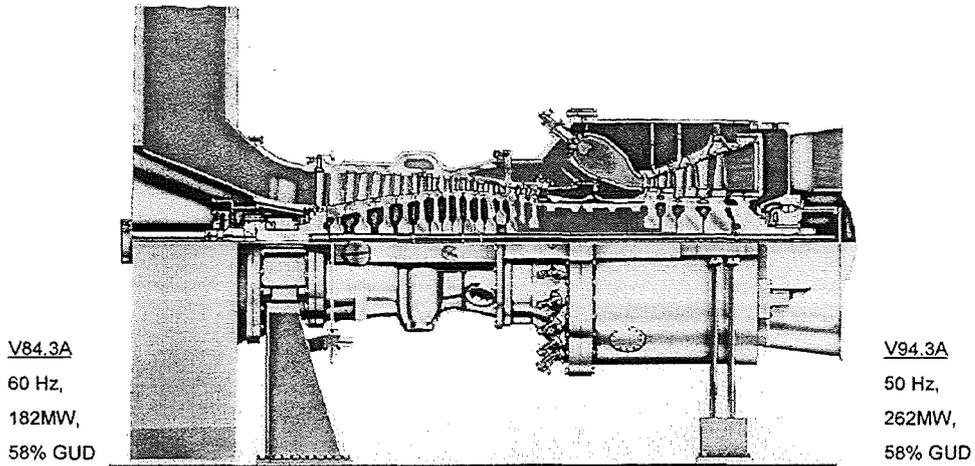
50 Hz, 240 MW, 55% GUD

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 12

Siemens Gasturbine V84.3A / V94.3A



V84.3A  
60 Hz,  
182MW,  
58% GUD

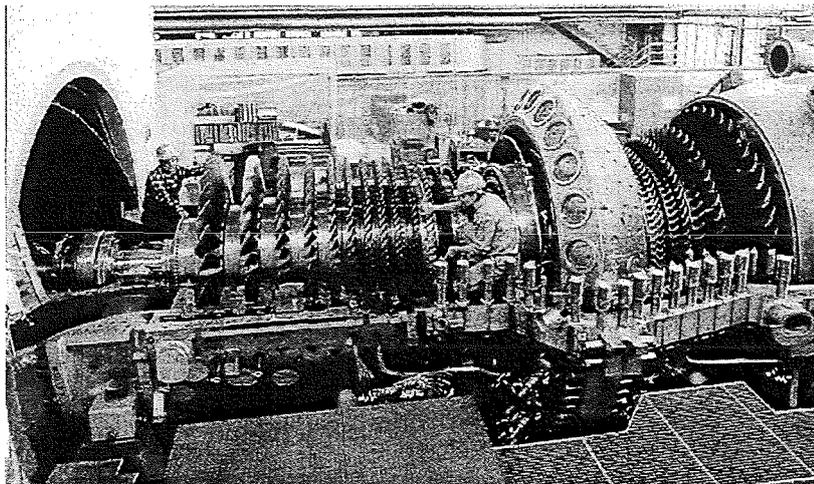
V94.3A  
50 Hz,  
262MW,  
58% GUD

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 13

Montage der Gasturbine V84.3A



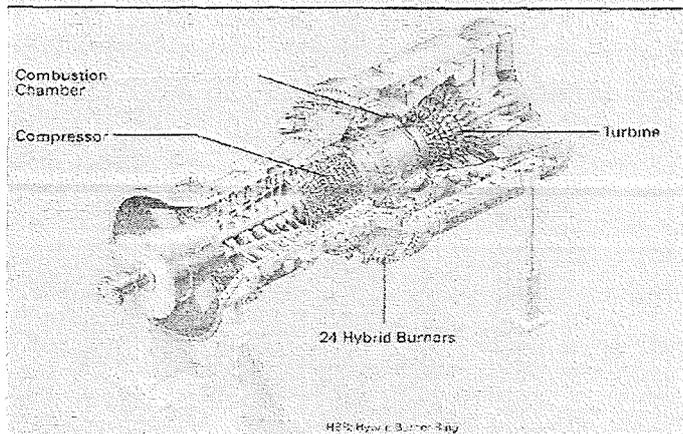
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 14

## V94.3A Gasturbine

### Model V84.3A/V94.3A Gas Turbine with HBR Combustor



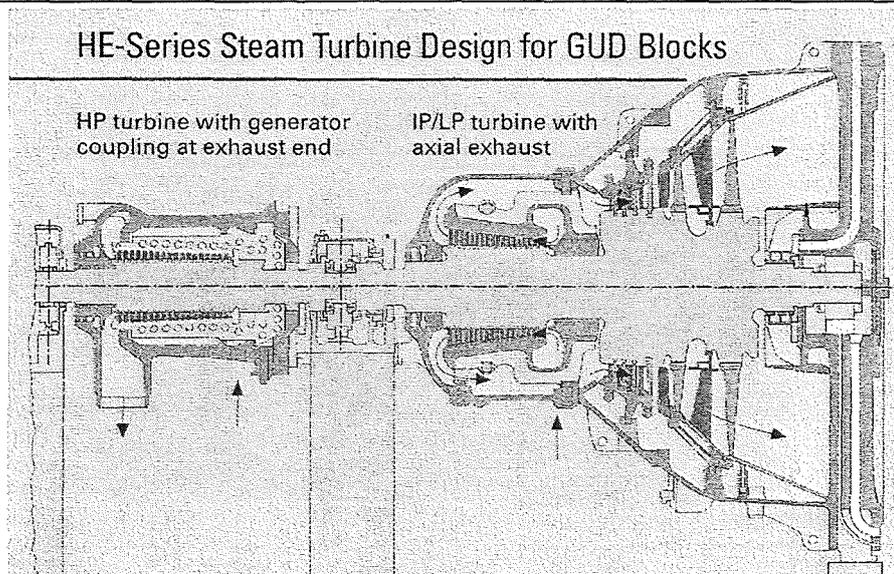
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 15

## Hochdruck-, Mittlerdruck- und Niederdruckdampfturbine

### HE-Series Steam Turbine Design for GUD Blocks



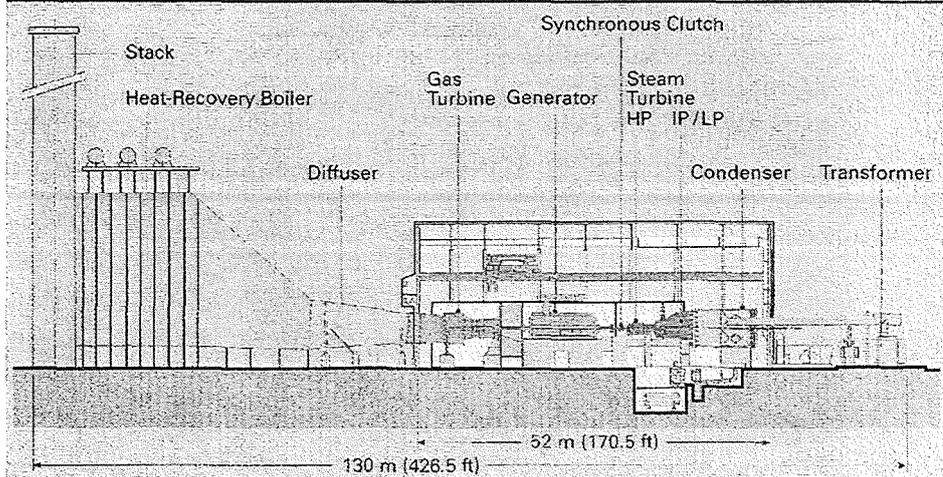
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 16

Siemens Einwellenanordnung einer V94.3A Gasturbine mit einer HE-Dampfturbine

385 MW, 50 Hz Single-Shaft GUD Block Arrangement with Horizontal Heat-Recovery Boiler

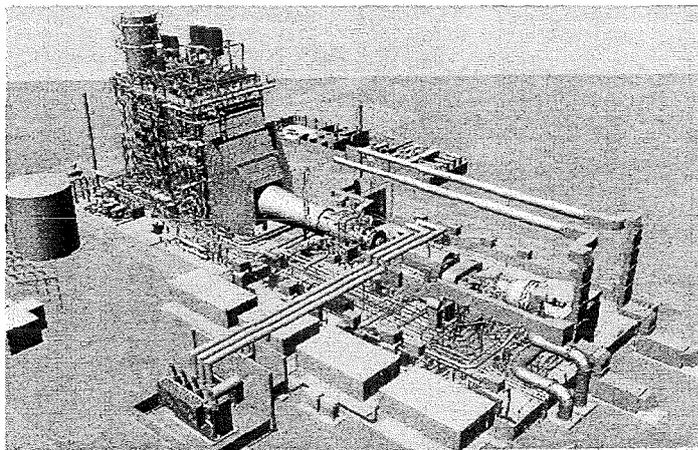


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 17

Siemens GUD-Kraftwerk in Einwellenanordnung mit horizontalem Kessel



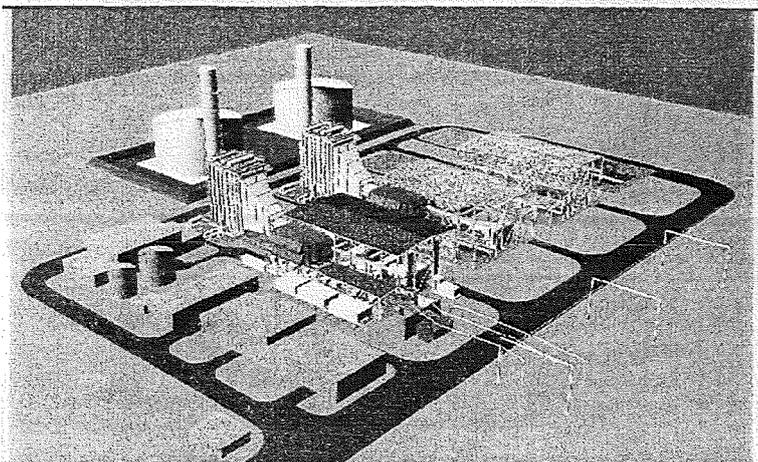
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 18

## Modulare Bauweise von GUD-Kraftwerken

### Sequential Installation of Four Single-Shaft GUD Blocks

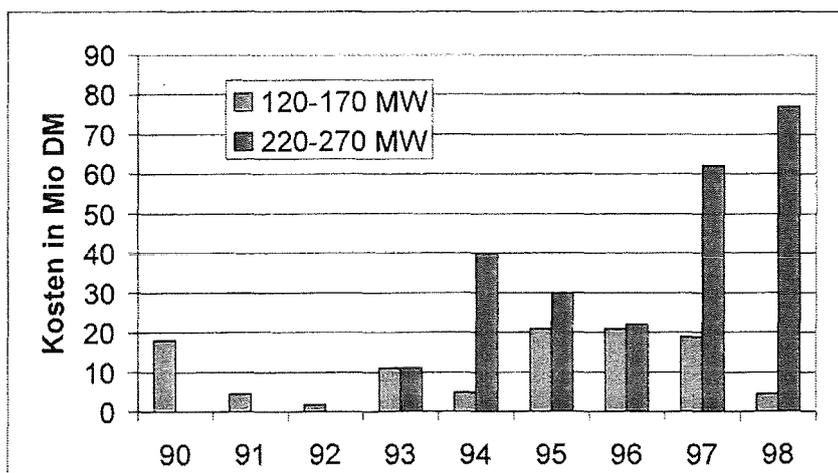


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 19

## Montage- und Testschäden großer Gasturbinen



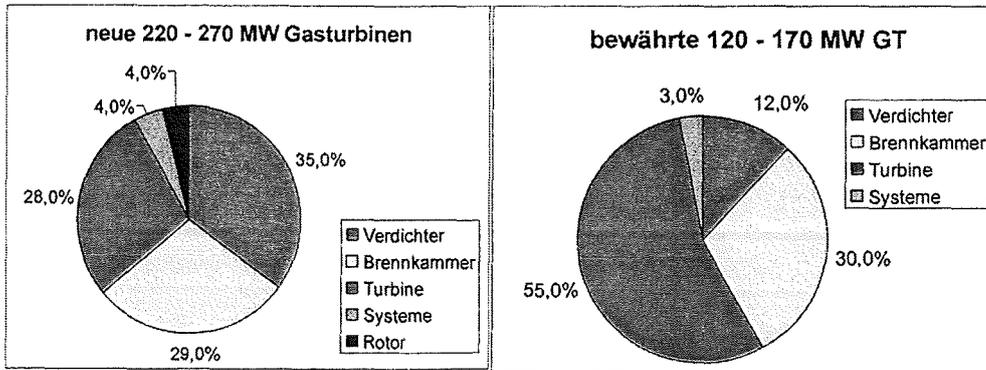
Quelle: Allianz-Versicherungs AG  
VBG Kraftwerkstechnik 11/2000

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

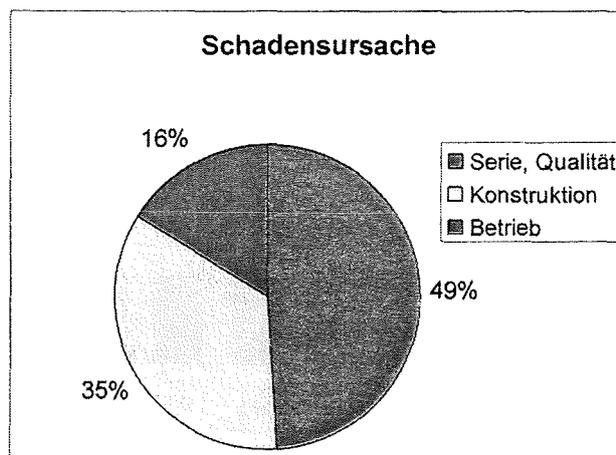
1- 20

## Schadensverursachende Komponenten von Gasturbinen

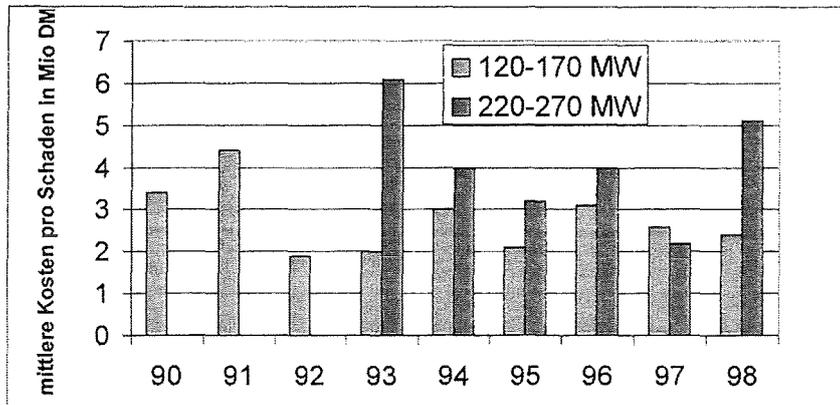


Quelle: Allianz-Versicherungs AG  
VBG Kraftwerkstechnik 11/2000

## 35% aller Schäden sind auf Konstruktionsfehler zurückzuführen



## Mittlere Schadensbehebungskosten pro Ereignis



Quelle: Allianz-Versicherungs AG  
VBG Kraftwerkstechnik 11/2000

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 23

## Betriebsausfallschäden

### Kapitalkosten:

Kosten eines GUD-Kraftwerks: ca 1000 DM/kW

Beispiel: 260 MW GT + 130 MW DT = 390 MW

1 Tag Stillstand kostet ca. 100.000 DM Kapitalkosten (bei 10% Annuität)

### Ersatzstrombeschaffungskosten:

Stromproduktion in 24 Stunden: 9 Mio kWh

Zusatzkosten des Spitzenlaststroms bei Kraftwerksausfall: ca. 2 Pf/kWh

Zusätzliche Strombeschaffungskosten pro Tag: 180.000 DM

### Gesamtkosten des Betriebsausfalls:

**280.000 DM pro Tag oder 5 Mio DM pro Monat**

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Übersicht

1- 24

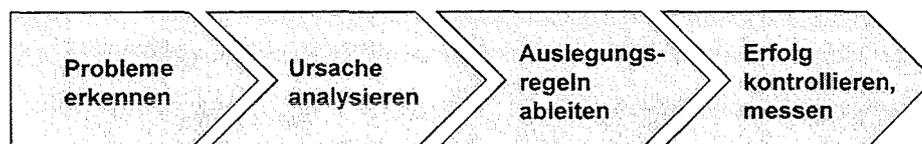
## Definition der Verfügbarkeit und der Zuverlässigkeit

- $t_T$  Gesamtstunden  
 $t_P$  Geplante Ausfallstunden (Inspektion, Revision)  
 $t_U$  Ungeplante Ausfallstunden (Schäden)

Verfügbarkeit  $V = (t_T - t_P - t_U) / t_T$

Zuverlässigkeit  $Z = (t_T - t_P - t_U) / (t_T - t_P)$

## Auslegung einer zuverlässigen Gasturbine



## 2. Verdichter

Zu den häufigsten Problemen die an Verdichtern auftraten zählen Pumpstöße, Anstreifen der Schaufelspitzen sowie Schwingungsbrüche von Schaufeln, wobei letztere in der Regel die größten Folgeschäden hatte.

Ein Pumpstoß ist ein plötzlicher, periodischer Strömungsabriss im Verdichter [7], verbunden mit einer Rückströmung von der Brennkammer zum Verdichtereintritt. Er wird durch einen zu hohen Gegendruck der Brennkammer verursacht. Als Folge werden zumindest die Filter im Verdichteransaughaus herausgesprengt. Die hohen dynamischen Beanspruchungen der Verdichterschaufeln können gelegentlich aber auch zum Anriss der Schaufeln führen.

Zur Vorhersage der Pumpgrenze [1] muss zunächst das Verdichterkennfeld berechnet werden (2-6). Dazu sind i.a. eindimensionale Berechnungen des Verdichters und der Turbine ausreichend (2-7). Aus der eindimensionalen Verdichterberechnung erhält man den Diffusionsfaktor eines jeden Schaufelgitters, der, abhängig von der Profilform, an der Pumpgrenze einen Wert von 0.5 bis 0.6 annimmt (2-8). Da die Vorhersage der Pumpgrenze unsicher ist, sollte das Druckverhältnis des Verdichters mindestens 15% kleiner sein als dasjenige der Pumpgrenze (2-12). Beim Hochfahren einer einwelligen Gasturbine kann dieser Pumpgrenzabstand nicht gehalten werden. Als Gegenmaßnahme sind daher die Verdichtereintritte beim Anfahren zu öffnen. Um mehrfache, periodische Pumpstöße zu vermeiden sollte ein Drucksensor im Ansaugkanal installiert sein, der die Gasturbine beim ersten Druckstoß abschaltet.

Die Pumpgrenze kann auch experimentell überprüft werden. Dazu gibt man kurze Brennstoffimpulse zum stationären Brennstoffmassenstrom hinzu, so dass sich kurzzeitig die Schlucklinie der Turbine bis an die Pumpgrenze annähert (2-13).

Auch das Anstreifen des Verdichters kann hohe Folgeschäden haben, wenn dabei die Hinterkanten von Laufschaufeln abbrechen oder gar der Leitschaufelträger einer Hochdruckverdichterstufe sich entzündet. Die kleinsten Radialspalten der Schaufelspitzen entstehen beim Warmstart der Gasturbine, wenn der noch warme Rotor einen maximalen Durchmesser hat, der dünnwandige kalte Leitschaufelträger jedoch schon abgekühlt ist. Eine konstruktive Abstimmung der Aufheiz- und Abkühlzeiten von Rotor und Gehäuse hilft, extreme Schwankungen der Radialspalte zu vermeiden (2-18). Die Folgeschäden eines eventuellen Anstreichens können durch Anstreichkanten oder Anstreichbeläge vermieden werden (2-19). Sowohl bei der Montage (2-17) als auch bei Betrieb sollte die Radialspalte überprüft werden (2-20).

Schwingungsbereiche von Verdichterschaufeln entstehen in der Regel, wenn die Schaufeln dauerhaft in Resonanz mit Erregerfrequenzen betrieben werden, wenn selbsterregte Schwingungen auftreten (Flattern), oder wenn die Schaufeln nicht genügend Festigkeit haben, um die unvermeidbaren, stochastischen Schwingungserregungen auszuhalten.

Ein Resonanzbetrieb wird vermieden, indem die Schaufeln so abgestimmt werden, dass sie von Drehzahlvielfachen sowie von der Düsenerrregung einen hinreichenden Frequenzabstand haben (2-25, 2-26). Zur Vermeidung von selbsterregten Schwingungen ist der Flatterparameter der Schaufelreihe zu überprüfen und, falls erforderlich die Sehnenlänge der Schaufel entsprechend zu vergrößern (2-32).

Die turbulente Strömung im Verdichter erzeugt eine unvermeidbare stochastische Schwingungserregung der Verdichterschaufeln. Die Schaufeln schwingen daher immer mit kleinen Amplituden in ihren Eigenfrequenzen. Als Richtwert sollten die Laufschaufeln eine Schwingungsauslenkung der Schaufelspitze von 1 mHz dividiert durch die zugehörige Eigenfrequenz, dauerhaft ertragen können (2-34), (2-35).

Die Eigenfrequenzen der Schaufeln sollten schon bei der Fertigung überprüft werden (2-37). Die Schwingungsamplituden bei Betrieb sollten zumindest bei der Prototyp-Gasturbine gemessen werden (2-38). Da diese gemessenen Amplituden stark streuen können, müssen die maximal gemessenen Amplituden mindestens einen Sicherheitsabstand von 2 von der minimalen Dauerfestigkeit haben (2-39).

## Typische Probleme mit Gasturbinen-Verdichtern

- Pumpen des Verdichters
- Anstreifen der Schaufelspitzen
- Schwingungsbruch einer Schaufel

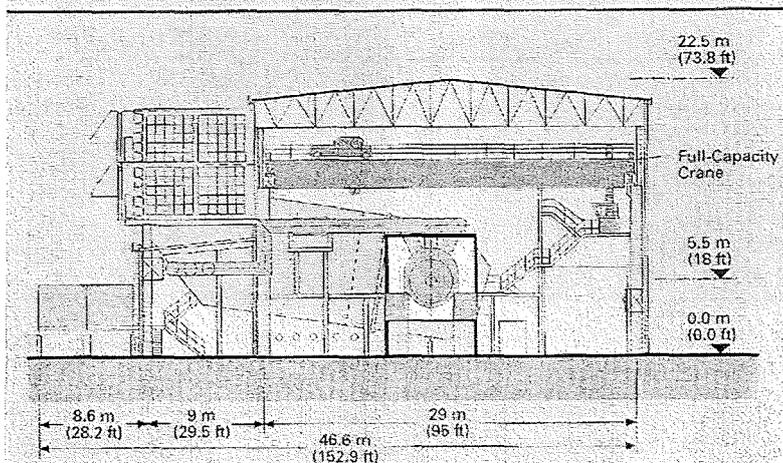
Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2-1

## Seitliches Verdichteransaughaus mit Ansaugfiltern

385 MW, 50 Hz Single-Shaft GUD Block Arrangement  
Cross-Sectional View



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2-2

## Pumpen des Verdichters

*Compressor Surge*

### Phänomen:

Plötzlicher, periodischer Strömungsabriss verbunden mit Rückströmung im Verdichter von der Brennkammer zum Verdichtereintritt.

### Ursache:

Zu hoher Gegendruck der Brennkammer.

### Folge:

Filter im Verdichteransaughaus werden herausgesprengt.

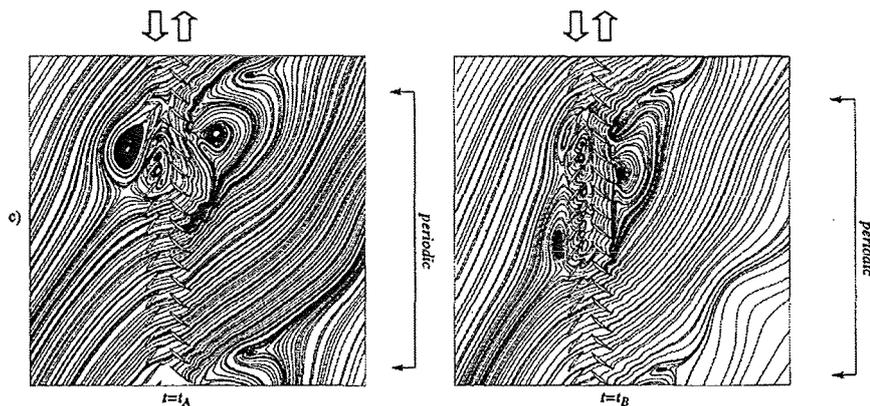
Hohe dynamische Beanspruchung der Verdichterschaufeln, u.U. verbunden mit Anriss der Schaufeln.

Vorlesung Zuverlässige Gasturbinen, Sommersemester 2001

04.01.01 T. Schulenberg FZK IKET

## Vorstufe des Pumpens: Rotierende Abreißströmung

*Rotating Stall*



Das Ablösegebiet läuft mit halber Drehzahl um.  
Nur bei niedriger Drehzahl beobachtbar.

Quelle: G. Gyarmathy, ETH Zürich

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2-4

### Abhängigkeit des Verdichtermassenstroms von den Ansaugbedingungen

Verdichter-Ansaugmassenstrom:  $\dot{m}_{V1} = \rho \dot{V}$

Dichte der Luft:  $\rho = \frac{p_{V1}}{RT_{V1}}$       Volumenstrom:  $\dot{V} = A \bar{u}$

Mittlere Geschwindigkeit:  $\bar{u} = M c$       Schallgeschwindigkeit:  $c = \sqrt{\kappa RT_{V1}}$

$\Rightarrow \dot{m}_{V1} \propto \frac{p_{V1}}{\sqrt{T_{V1}}}$

Definition des reduzierten Massenstroms:  $\dot{m}^* = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{T}{T_0}}$

Analog Definition der reduzierten Drehzahl:  $n^* = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}}$

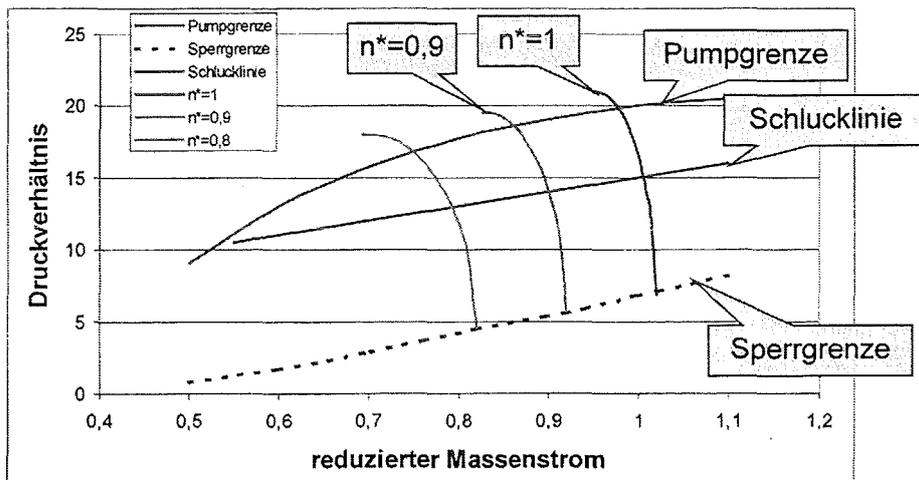
Index 0: ISO-Bedingungen der Ansaugluft: 15°C, 1013 mbar

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2- 5

### Verdichterkennfeld Compressor Map

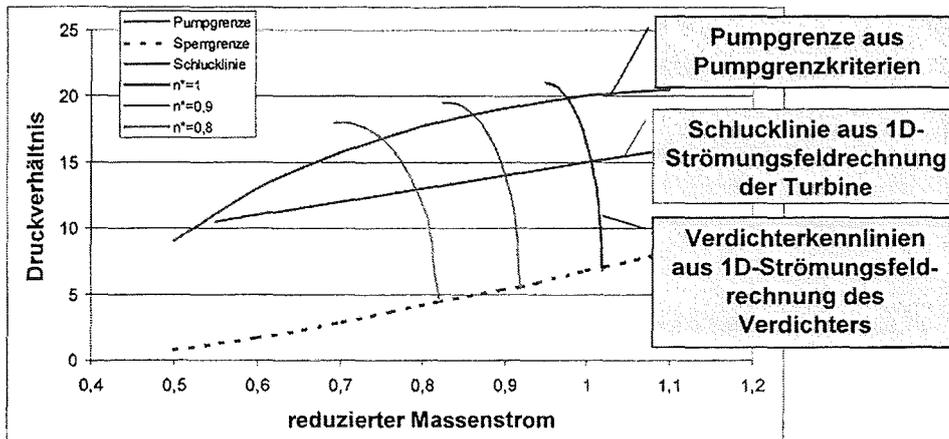


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2- 6

## Berechnung eines Verdichterkennfelds



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2-7

## Pumpgrenzkriterien *Surge Criteria*

Die Pumpgrenze wird erreicht, wenn der Diffusionsfaktor eines  
Schaufelgitters ca. 0,55 überschreitet:

Diffusionsfaktor für Leitschaufeln: 
$$D' = \left(1 - \frac{c_3}{c_2}\right) + \frac{\Delta c_u}{2 \frac{s'}{t} c_2}$$

Diffusionsfaktor für Laufschaufeln: 
$$D'' = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta w_u}{2 \frac{s''}{t} w_1}$$

Der exakte Grenzwert ist abhängig von der Profilform!

$$0,5 < D < 0,6$$

W. Traupel, Thermische  
Turbinenmaschinen, Band II

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

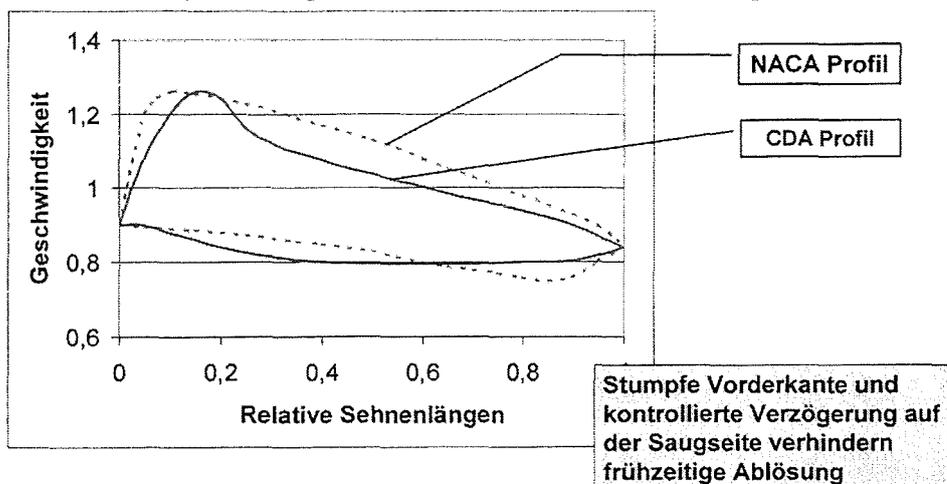
2-8

## Bezeichnungen

Laufschaufel	Nachgeschaltete Leitschaufel
$w_1$ Relativgeschwindigkeit Eintritt	$c_2$ Absolutgeschwindigkeit Eintritt
$w_2$ Relativgeschwindigkeit Austritt	$c_3$ Absolutgeschwindigkeit Austritt
$\Delta w_u$ Änderung der Umfangskomponente	$\Delta c_u$ Änderung der Umfangskomponente
$s''$ Sehnenlänge	$s'$ Sehnenlänge
$t''$ Teilung	$t'$ Teilung

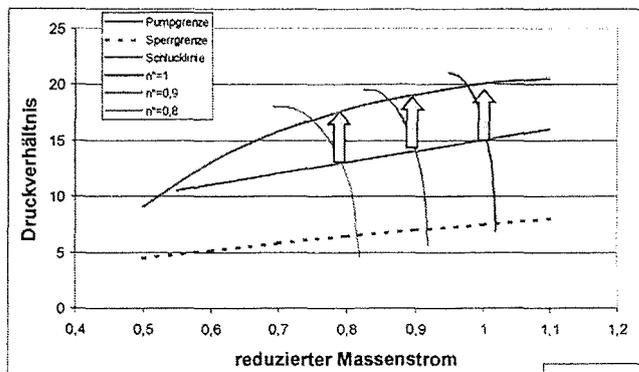
## Profile mit kontrollierter Verzögerung *Controlled Diffusion Airfoils*

### Profilloptimierung mit 2D Navier-Stokes Berechnung





## Experimentelle Bestimmung der Pumpgrenze *Fuel Spiking Test*



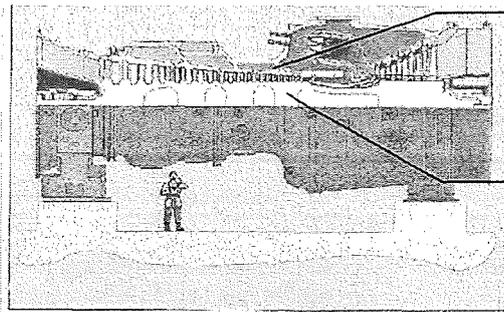
Ein kurzer Brennstoffstoß (<1sec) erhöht das Druckverhältnis ohne die Drehzahl zu erhöhen und ohne die Turbinenschaufeln zu überhitzen

## Mögliche Folgen des Anstreichens des Verdichters

- Verkürzte Laufschaufeln: Wirkungsgrad verschlechtert sich (immer)
- Hinterkanten der Laufschaufeln brechen ab: Folgeschäden! (gelegentlich)
- Leitschaufelträger entzündet sich (sehr selten)

## Anstreifen des Verdichters *Compressor Tip Rubbing*

Gefahr des Anstreifens beim Warmstart der Gasturbine



Leitschaufelträger ist  
schon abgekühlt:  
minimaler Durchmesser

Rotor ist noch warm:  
maximaler  
Durchmesser!

## Berechnung der Axial- und Radialspalte des Rotors

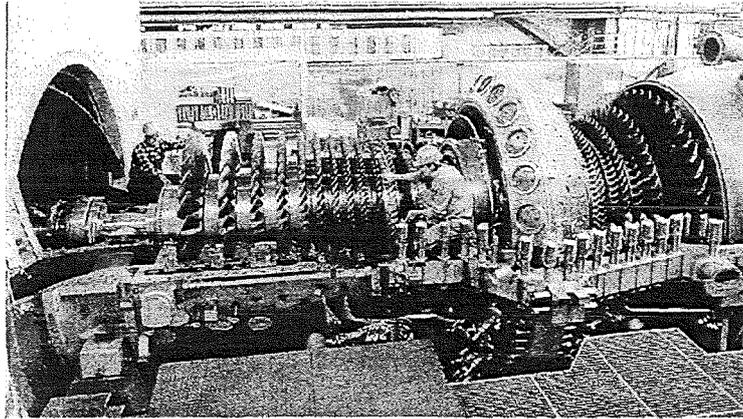
Zweidimensionale, instationäre Finit-Element des Rotors und des Gehäuses mit allen Leitschaufelträgern, mit

Thermischen Randbedingungen (Wärmeübergangskoeffizienten und Gastemperaturen)

- a) aus eindimensionaler Netzwerkberechnung des Sekundärluftsystems mit Wärmeübergangskorrelationen, oder
- b) aus zweidimensionaler Strömungsfeldrechnung der Sekundärströmung durch den Rotor und durch die Hohlräume des Gehäuses

## Maßnahmen gegen Anstreifen

Kaltspalt an der Schaufelspitze kontrollieren und einstellen

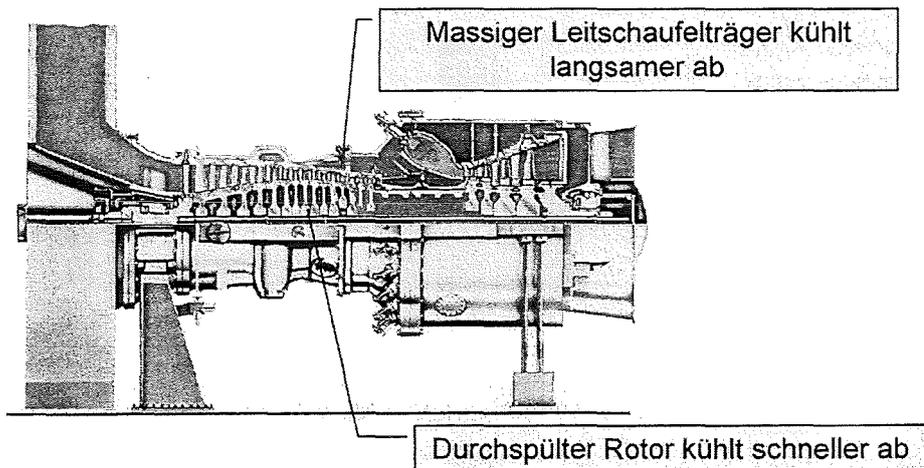


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2- 17

Konstruktive Maßnahmen gegen Anstreifen:  
Anpassung der Abkühldauer



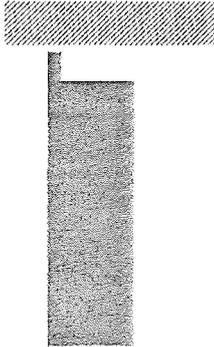
Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

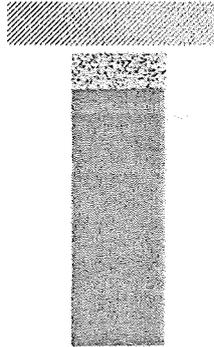
2- 18

## Weitere konstruktive Maßnahmen gegen Anstreifen

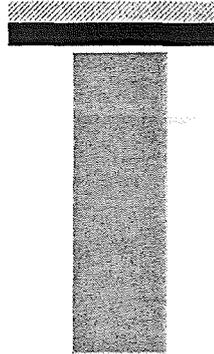
Anstreifkanten an  
Laufschaufelspitzen



Keramische Beschichtung der  
Laufschaufelspitzen



Anstreifbelag im  
Leitschaufelträger



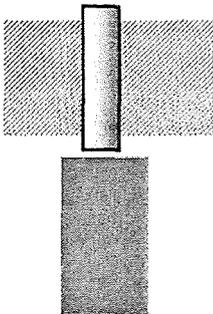
Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

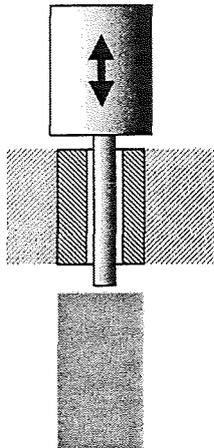
2- 19

## Messung des Radialspalts bei Betrieb

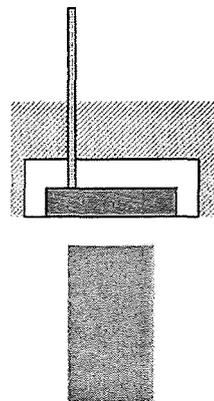
Abriebstifte



Klingelbohrungen



Kapazitive  
Spaltmessung



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Verdichter

2- 20

## Ursachen von Schaufel-Schwingungsbrüchen



Folgeschaden eines  
Verdichterschaufel-  
Schwingungsbruchs

- Resonanz mit Erregerfrequenzen
- Selbsterregte Schwingungen
- Stochastische Erregung

## Abstimmung Verdichterschaufeln <sup>1</sup>

### *Compressor Tuning Criteria*

#### Ziel:

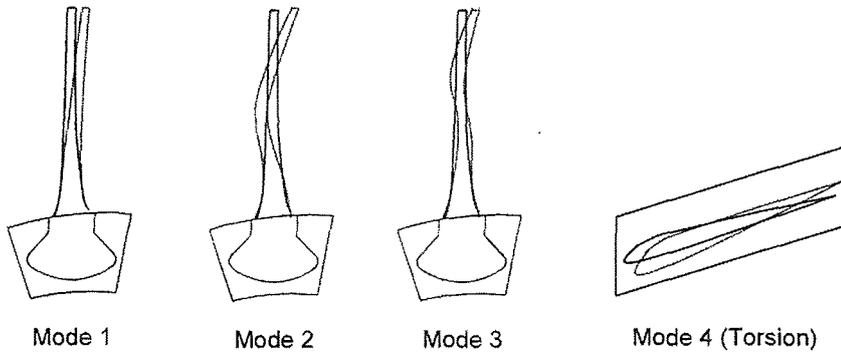
Vermeidung unzulässig hoher Schwingungsamplituden von Verdichterschaufeln

- Bei allen Ansaugtemperaturen (z.B.  $-30^{\circ}\text{C}$  bis  $+40^{\circ}\text{C}$ )
- Bei allen zulässigen Drehzahlen (z.B. 47 Hz bis 52 Hz)
- Bei allen stationären Ansaugmassenströmen (z.B. 70% bis 100%)

#### Durch

- Vermeidung von Resonanzen
- Vermeidung selbsterregter Schwingungen
- Vermeidung von Spannungsspitzen im Design

**3D Finit-Element Analyse der Schaufelschwingungen unter Fliehkraft**  
*Modal Analysis*



**Ergibt:**

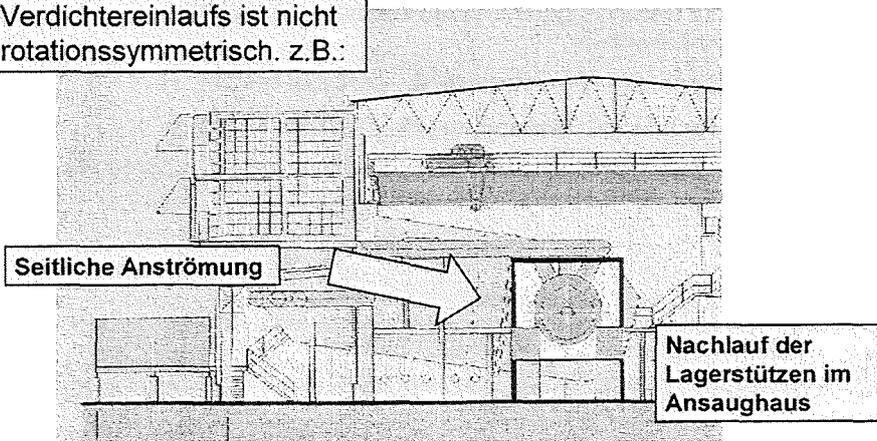
- Eigenfrequenzen
- Eigenformen (Moden)
- Spannungsverteilung

**Ergibt nicht:**

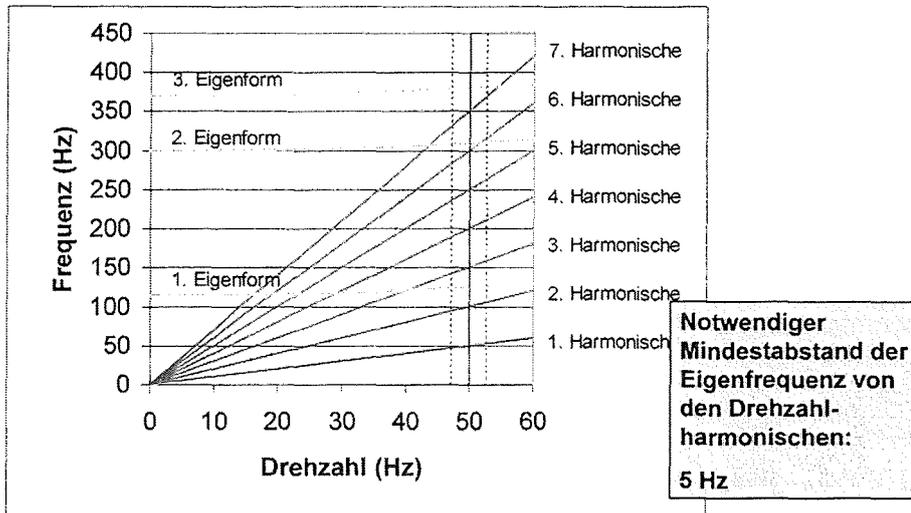
- Schwingungsamplituden

**Drehzahlharmonische Anregung einer Verdichterlaufschaufel**

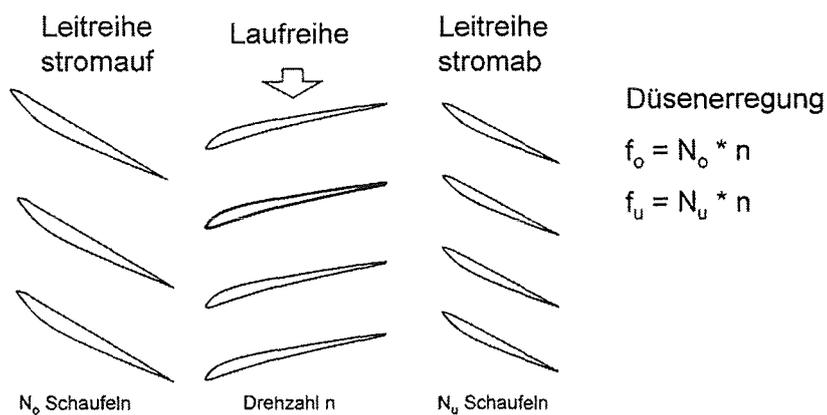
Die Anströmung des Verdichtereinlaufs ist nicht rotationssymmetrisch. z.B.:



### Berechnete Eigenfrequenzen im Campbell-Diagramm



### Prinzip der Düsenanregung einer Laufschaufel Nozzle Excitation of a Compressor Blade



**Mindestfrequenzabstand 3% zwischen Eigenfrequenz der Laufschaufeln und Düsenanregungsfrequenzen einhalten!**

---

Beispiel: 50Hz Gasturbine

---

Berechnete Eigenfrequenzen aus Finit-Element Analyse		57 Leitschaufel stromauf 59 Leitschaufeln stromab
Mode	Frequenz (Hz)	<u>Drehzahlharmonische:</u>
1	175	
2	475	+/- 5% Drehzahltoleranz
3	620	
4	1000	+/- 5 Hz Sicherheitsabstand
5	1150	
6	2140	<u>Düsenerregung</u>
7	2700	
8	3120	+/- 3% Sicherheitsabstand

---

Problem der Abstimmung gegen höhere Drehzahlharmonische

---

**Maximale Erregerfrequenz der 7. Harmonischen + 5 Hz:**

$$52 \text{ Hz} * 7 + 5 \text{ Hz} = 369 \text{ Hz}$$

**Minimale Erregerfrequenz der 8. Harmonischen – 5 Hz:**

$$47 \text{ Hz} * 8 - 5 \text{ Hz} = 371 \text{ Hz}$$

**Problem:**

Das zulässige Frequenzfenster der Schaufelschwingungen geht mit höheren Harmonischen gegen null!

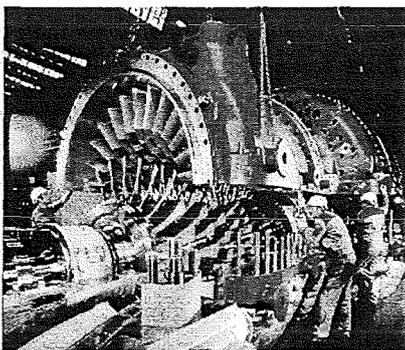
**Folge:**

Gegen höhere Drehzahlharmonische kann man eine Verdichterschaufel nicht abstimmen

## Weitere Abstimmkriterien für Verdichterlaufschaukeln

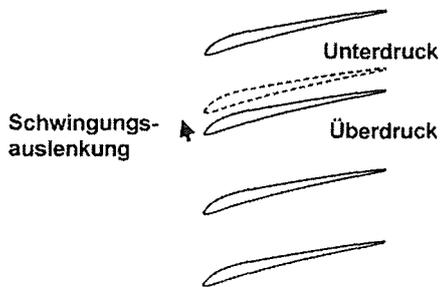
- Drehzahlharmonische Anregungen oberhalb der 6. Harmonischen vermeiden, indem mehr als 6 gleichmäßige Störungen am Umfang vermieden werden.
- Stützen im Ansaughaus asymmetrisch anordnen. Maximal 6 Stützen. Der Nachlauf der Stützen wirkt wie eine Düsenanregung.
- Eigenfrequenzen unterhalb der 2. Drehzahlharmonischen vermeiden (Schaufeln werden sonst zu biegeweich).
- Leitschaufelzahlen sollten in jeder Stufe ungleich sein, da die Düsenanregung sich über mehrere Stufen auswirken und somit addieren kann.
- Die Differenz der Leitschaufelzahlen zweier aufeinanderfolgender Leitschaufelreihen regt ebenfalls zu Schwingungen sein. Sie sollte daher maximal 6 sein.
- Verdichtertnahmen können zu Schwingungen anregen. Maximal 6 Entnahmen am Umfang anordnen.

## Abstimmung von Verdichter-Leitschaufeln



Freistehende Leitschaufeln müssen analog gegen Düsenanregung durch Laufschaufeln abgestimmt werden

## Ursache für selbsterregte Schwingungen

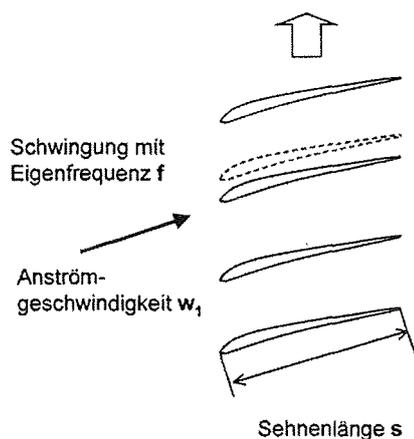


### Flattern:

Die ausgelenkte Schaufel wird durch die entstandene Druckänderung noch weiter ausgelenkt.

Nur möglich, wenn die Druckänderung sehr viel schneller ist als die Schaufeleigenfrequenz.

## Selbsterregte Schwingungen *Flutter Criteria*



### Flutterparameter:

$$w_1 / (f \cdot s)$$

**Keine selbsterregten Schwingungen falls Flutterparameter**

- < 10 (Biegeschwingungen)
- < 4,5 (Torsionsschwingungen)

**Gegebenenfalls Sehnenlänge vergrößern!**

## Stochastische Erregung der Schaufeln

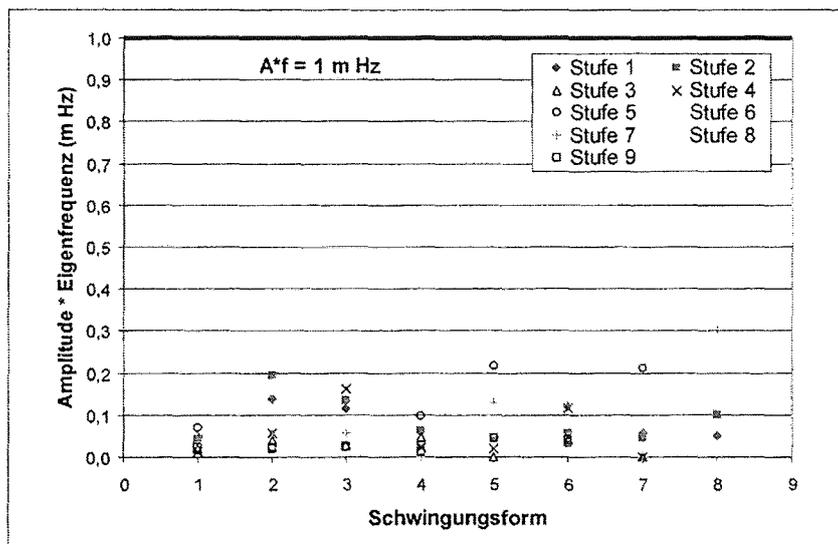
Ursache:

Turbulente Strömung

Maßnahme:

Hinreichend stabiles Schaufeldesign

## Typische Schwingungsamplituden der Schaufelspitze außerhalb der Resonanzen



## Stochastische Erregung durch Turbulenz

### Erfahrungswert:

Maximale Schwingungsauslenkung  $A$  (i.a. an der Schaufelspitze)  
umgekehrt proportional zur Eigenfrequenz  $f$ :

$$A \cdot f < 1 \text{ m Hz}$$

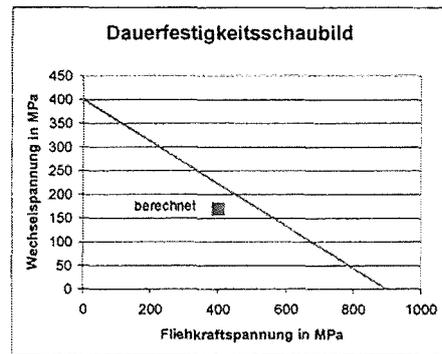
### Finit-Element Rechnung:

Normierung der Verschiebungen  
z.B. auf 1 mm Ausschlag bei einer  
1000 Hz Schwingung



### Auswertung der Spannungen:

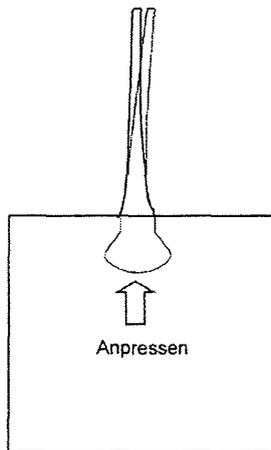
- lokale dyn. Spannungsspitzen  $\Delta\sigma_w$
- Fliehkraftspannung  $\sigma_m$



## Regel für ein stabiles Verdichterschaufelndesign

Die maximale lokale Spannungsspitze bei einer Auslenkung der Schaufelspitze um 1 mHz darf die Dauerfestigkeit des Werkstoffs bei der dort herrschenden Mittelspannung nicht überschreiten.

## Qualitätssicherung der Schaufelfertigung

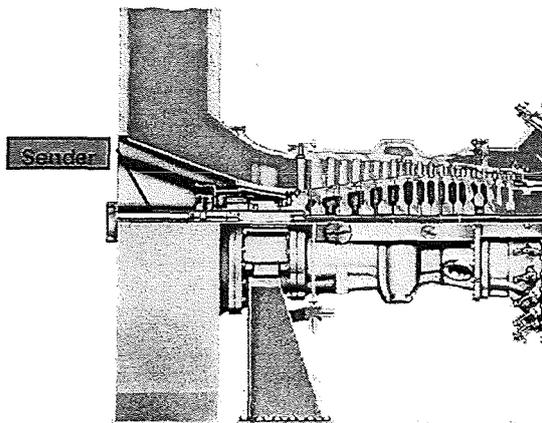


Frequenzmessungen  
ohne Fliehkraft im  
Nutenklotz

Gegebenenfalls Schaufeln  
nacharbeiten, bis die  
geforderten Frequenzen  
erreicht werden.

## Messungen in der Prototyp-Gasturbine

Installation von Dehnmess-Streifen auf einigen Laufschaufeln



### Messungen

- Resonanzdurchgänge bei der Hochfahrt
- Amplituden bei Nenndrehzahl
- Wenn möglich Drehzahlvariationen

## Auswertung der gemessenen Amplituden

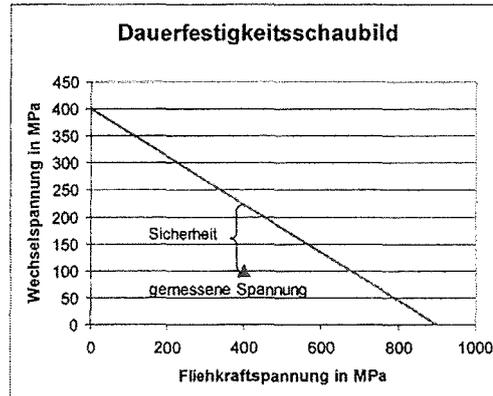
**Mindestens Sicherheitsfaktor 2 gegen Dauerfestigkeit einhalten**

**Umrechnung der gemessenen DMS- Dehnungsamplituden  $\Delta\epsilon_w$  auf den Ort größter dyn. Spannungen  $\Delta\sigma_w$**

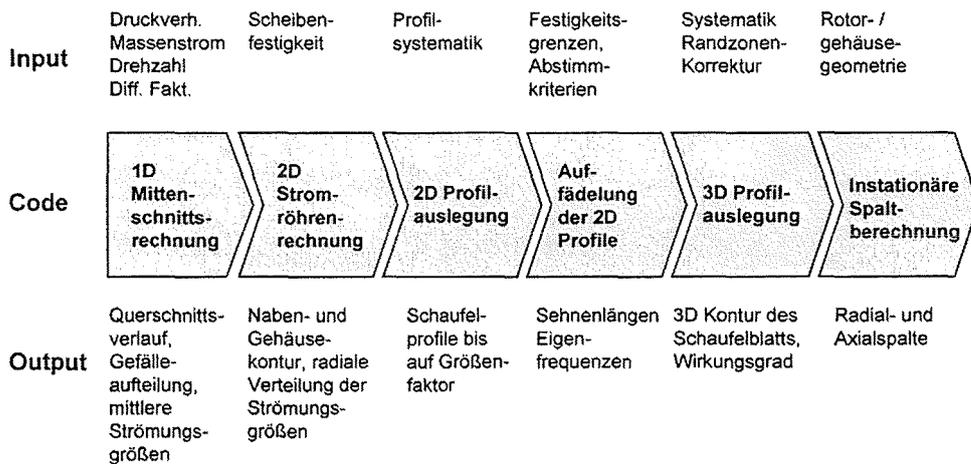
Umrechnungsfaktor F aus Finit-Element Rechnungen bekannt.

F ist für jede Eigenform verschieden!

$$\Delta\sigma_w = \Delta\epsilon_w * E * F$$



## Schema der Verdichterauslegung



### 3. Brennkammer

Die Konstruktionen neuerer Brenner und Brennkammern stationärer Gasturbinen haben den Anforderungen zu genügen, dass die Flamme im gesamten Laufzahlbereich von Leerlauf bis Grundlast stabil brennt ohne zu verlöschen, dass zumindest abwechselnd Gas oder Heizöl verbrannt werden kann, sowie dass  $\text{NO}_x$  und  $\text{CO}$ -Emissionen niedrig sind (3-1).

Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) bilden sich nach dem Zeldovich-Reaktionsmechanismus aus dem Stickstoff und dem Sauerstoff der Luft bei hohen Temperaturen (3-3) [8]. Um die  $\text{NO}_x$ -Emissionen gering zu halten, muss daher eine niedrige Verbrennungstemperatur, und damit eine hohe Luftzahl nahe  $\lambda=2$  (an der mageren Verlöschgrenze) eingestellt werden. Vormischbrenner, bei denen Brennstoff und Luft vor der Verbrennung homogen gemischt werden, ermöglichen eine derartig gleichmäßige, niedrige Verbrennungstemperatur. Um das Verlöschen der Flamme bei  $\lambda>2$  zu vermeiden, kann die Flamme mit einer kleinen Pilotflamme gestützt werden (3-5). Diffusionsbrenner haben dagegen eine brennstoffreiche, heiße Kernzone in der Flamme. Sie erzeugen dort zwar erheblich mehr  $\text{NO}_x$  als Vormischbrenner, haben jedoch den Vorteil, auch bei den hohen Luftzahlen bei Leerlauf stabil zu brennen (3-4).

Auch wenn die Brennerkonstruktionen der einzelnen Hersteller [9,10] heute erheblich voneinander abweichen, verwenden sie zumindest im oberen Lastbereich alle einen Vormischbrenner (3-11). Die grundlegenden Probleme eines Vormischbrenners treten bei allen Konstruktionen auf. Dazu gehören die Gefahr der Selbstzündung in der Vormischstrecke und des Flammenrückschlages in der Vormischstrecke, sowie die Neigung zu Verbrennungsschwingungen (3-12).

Selbstzündung und Flammenrückschlag lassen eine Flamme in der Vormischstrecke stabilisieren. In diesem Fall wird die Flamme zum Schneidbrenner, die den Brenner rasch zerstört. Da ein zündfähiges Gemisch in der Vormischstrecke nicht vermieden werden kann, kann eine solche Flammenstabilisierung nur dann zuverlässig ausgeschlossen werden, wenn die Zündtemperatur in der Mischstrecke und die Mindestverweilzeit zur Zündung nicht überschritten werden (3-14). Zur Selbstzündung kann es aber auch im Öl- oder Gasvorführsystem kommen, wenn Brennstoffleitungen zeitweise nicht genutzt werden (3-19). In diesem Fall sind die Leitungen nach dem Umschalten zu spülen. Kondensation von Öl in Erdgasleitungen ist zu vermeiden, da Öl bei tieferen Temperaturen zündet als Erdgas.

Verbrennungsschwingungen sind laute Einzeltöne, die reproduzierbar bei bestimmten Betriebszuständen auftreten. Die Schallleistung, die oft sogar einige MW betragen kann, regt Teile der Brennkammer zu Schwingungen an, die dadurch oft schon nach wenigen Minuten versagen.

Selbsterregte Verbrennungsschwingungen [2] entstehen durch akustische Rückkopplung der Schwingungen in der Brennkammer mit dem Luft- und Brennstoffzufuhrsystem (3-21). Die Flamme bildet in diesem Regelkreis den Verstärker. Eine zuverlässige Vorhersage der instabilen Betriebsbereiche ist bis heute noch nicht gelungen. Stattdessen beschränkt man sich auf Gegenmaßnahmen, wie

- Änderung der Phasenlage zwischen Brennstoffmassenstrom und Schalldruck an der Flammenfront durch Änderung der Länge der Vormischstrecke, (3-25).
- Aktive dynamische Regelung des Brennstoffmassenstroms in Abhängigkeit von der Phasenlage des Schalldrucks an der Flammenfront (3-26).
- Dämpfung der Einzeltöne durch Helmholtz-Resonatoren in der Brennstoffzufuhr, der Luftzufuhr oder der Brennkammer (3-28).

Ähnlich wie bei der Flöte oder Orgelpfeife kann andererseits jede Art von Strömungsinstabilität, die durch den Schalldruck beeinflusst wird, zu selbsterregten Verbrennungsschwingungen führen (3-29).

Neben der Verbrennung selbst können auch die Brennkammerwände Probleme bereiten (3-30). Lokale Überhitzung der Brennkammerwände können heute durch dreidimensionale Strömungsrechnungen mit Verbrennung schon weitgehend vermieden werden. Zur Verifizierung der Rechnungen sind Thermocolorfarben auf den Wänden geeignet. Die Schwingfestigkeit der Brennkammer sollte auf dem Rütteltisch experimentell nachgewiesen werden (3-31).

## Anforderungen an Gasturbinenbrennkammern

Stabiler Betrieb bei variablen Luftzahlen (Leerlauf bis Voll-Last)

Betrieb mit Erdgas oder Heizöl im gleichen Brenner

Geringe  $\text{NO}_x$ -Emissionen, typische Grenzen 25 – 50 ppm im Dauerbetrieb

Geringe CO – Emissionen, typische Grenzen 10 ppm im Dauerbetrieb

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

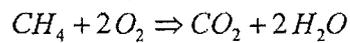
Brennkammer

3- 1

## Luftzahl und mittlere Verbrennungstemperatur

**Beispiel:**

Verbrennung von Methan in Luft



Mindestluftbedarf

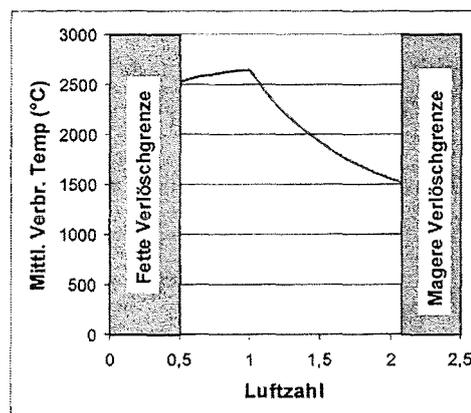
$$L_{\min} = 2 \cdot 100\% / 21\% = 9.5$$

Luftzahl

$$\lambda = \dot{V}_L / L_{\min}$$

Mittlere Verbrennungstemperatur  
aus Energiebilanz

$$\text{Min}(\lambda, 1) \dot{m}_{Br} H_u = \dot{m}_L c_{p,L} (T_V - T_L) + \dot{m}_{Br} c_{p,Br} (T_V - T_{Br})$$

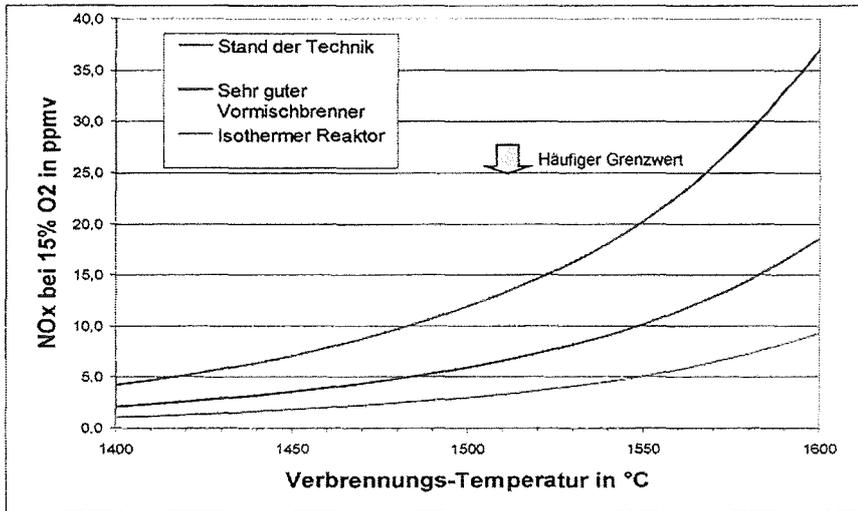


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 2

## Anstieg der NO<sub>x</sub>-Emissionen mit der Verbrennungstemperatur

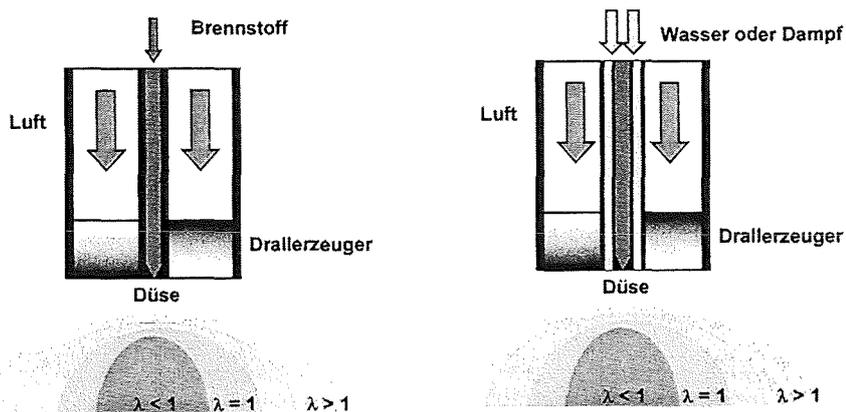


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3-3

## Prinzip eines Diffusionsbrenners



Stabiler Betrieb für alle Luftzahlen, aber 250 – 350 ppm NO<sub>x</sub>

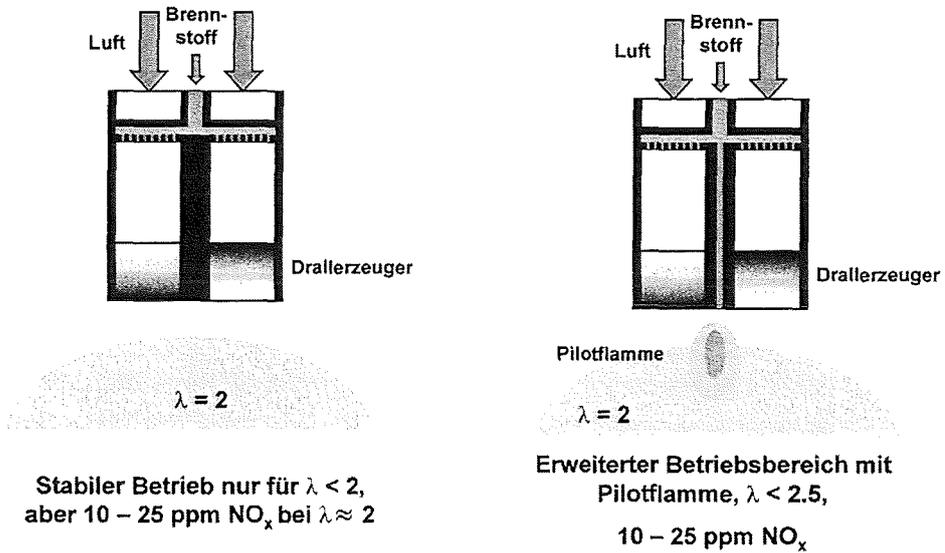
Wasser oder Dampf kühlt die Flamme ab, ergibt 40 – 50 ppm NO<sub>x</sub>

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3-4

## Prinzip eines Vormischbrenners



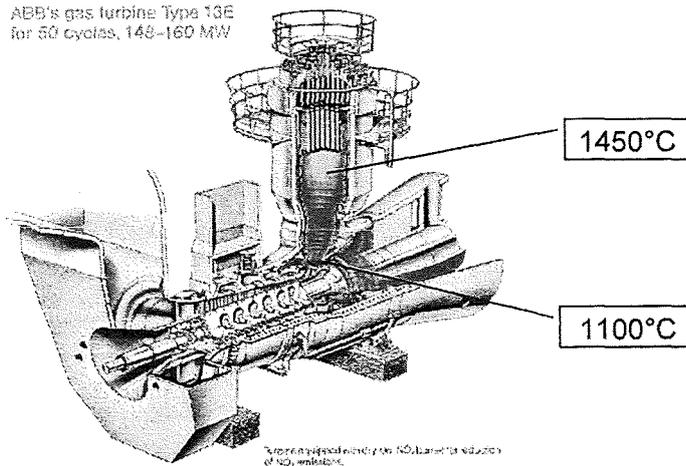
Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 5

## Ältere Gasturbinen mit Silobrennkammern

ABB's gas turbine Type 13E  
for 50 cycles, 148-160 MW

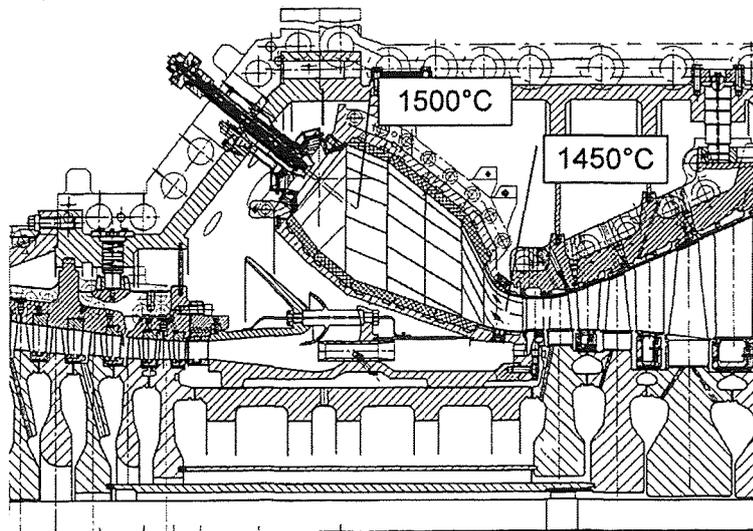


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 6

Neuere Siemens V94.3A Ringbrennkammer

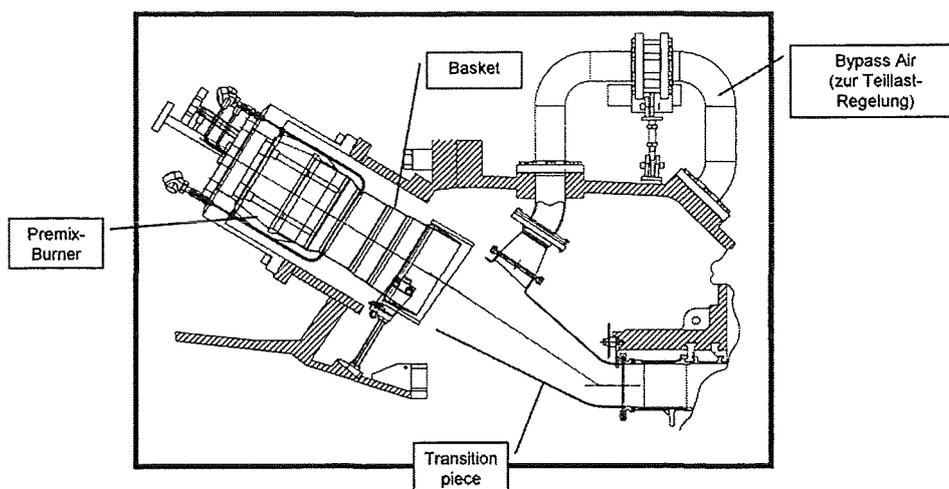


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3-7

Westinghouse 701F Can Combustor

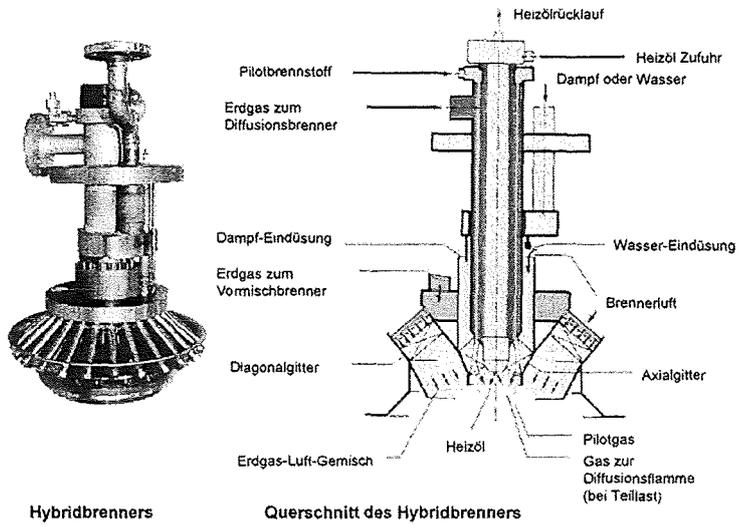


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3-8

## Siemens Hybridbrenner



Hybridbrenners

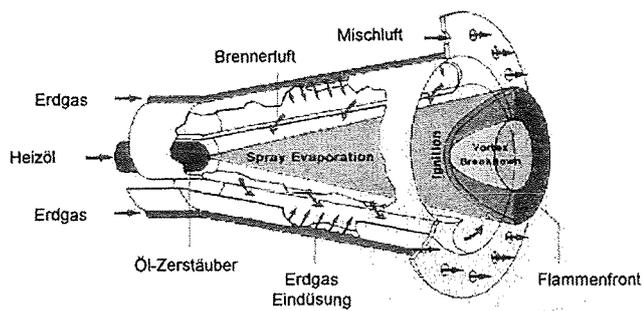
Querschnitt des Hybridbrenners

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 9

## ABB EV-Brenner



Bei Teillast werden einzelne Brenner abgeschaltet

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 10

---

## Vergleich NO<sub>x</sub>-armer Brenner

---

### **Gemeinsamkeiten**

- Betrieb als Vormischbrenner zumindest oberhalb 50% Last
- Beschränkt auf engen Luftzahlbereich ca. 1,9 bis 2,2
- Drallstabilisierte Brenner
- Mehrbrennstoff-fähig
- Optional Wasser- oder Dampfeindüsung zur NO<sub>x</sub>-Reduktion der Öflamme oder zur Leistungssteigerung

### **Unterschiede der einzelnen Hersteller**

- Teillast-Fahrweise
- Brenner- und Brennkammerkonstruktion

---

## Gemeinsame Probleme von Vormischbrennern

---

- **Gefahr der Selbstzündung in der Vormischstrecke**
- **Gefahr des Flammenrückschlags in die Vormischstrecke**
- **Neigung zu selbsterregten Verbrennungsschwingungen**

---

## Folgen einer Flammenstabilisierung in der Vormischstrecke

---

Die Flamme wird zum Schneidbrenner.

Folgen:

- Abbrand der Vormischstrecke
- Folgeschaden an der Turbine durch geschmolzenen Stahl
- Geg.falls durchdringt die Flamme auch das Gehäuse

---

## Selbstzündung und Flammenrückschlag

*Auto-Ignition and Flash Back*

---

**3 notwendige Voraussetzungen zur Zündung:**

- Zündfähiges Gemisch
- Überschreiten der Zündtemperatur
- Überschreiten der Mindestverweilzeit

**Zuverlässige Vermeidung einer Zündung,**  
wenn zwei der drei Kriterien nicht erfüllt sind.

## Zündgrenzen für Erdgas in Luft

Herkunft	Zündtemp.	Untere Zündgrenze	Obere Zündgrenze
Nordsee	575°C	} 4 Mol%	17.3 Mol%
Russland	625°C		
Niederlande	615°C		
Mit Propanzumischung	505°C	3.7 Mol%	18.3 Mol%

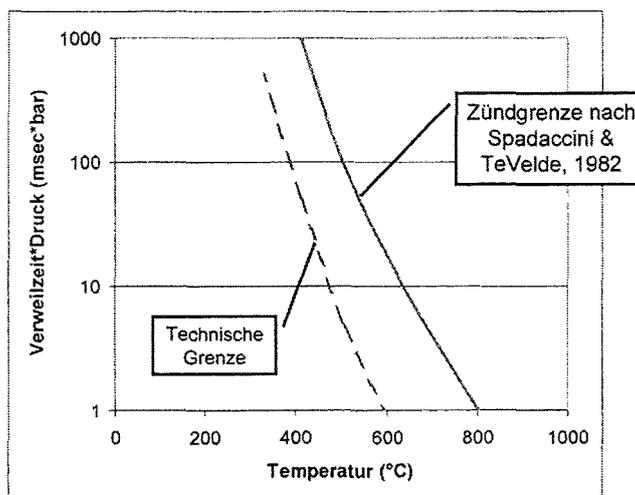
Verweilzeit ca. 1 sec

### Niedrigere Zündgrenzen, falls

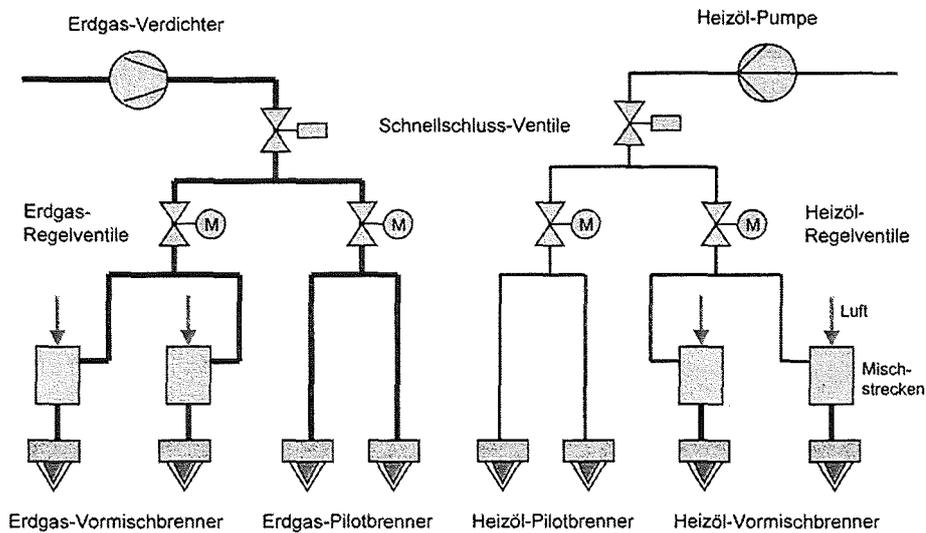
- Verweilzeit ca. 1 Stunde (kalte Flammen)
- Weiterer Anteil an höheren Kohlenwasserstoffen (z.B. Schmieröl)

## Selbstzündgrenzen für Heizöl-Vormischbrenner

Stöchiometrisches Gemisch



## Vereinfachtes Brennstoffsystem eines Mehrstoffbrenners



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

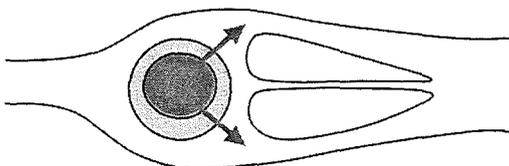
Brennkammer

3- 17

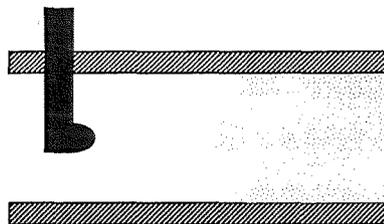
## Problem: Mischstrecke des Vormischbrenners

- Zündfähiges Gemisch: vorhanden
  - **Zündtemperatur: normalerweise nicht überschritten**
  - **Mindestverweilzeit: unterschreiten!**
- ➔ Rezirkulationen und Kondensation auf den Wänden vermeiden!

Beispiele:



Totwasser hinter der Gaseindüsung vermeiden!



Benetzenden Ölfilm in der Ölvormischstrecke vermeiden!

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 18

## Problem: Gas- / Öl-Verteilersystem

- **Zündfähiges Gemisch: vermeiden!**
- **Zündtemperatur: normalerweise nicht überschritten**
- **Mindestverweilzeit: wird überschritten, wenn Leitung nicht genutzt wird!**

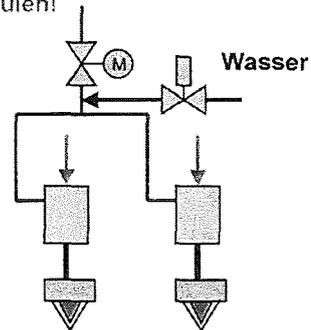
➔ Leitungen nach dem Umschalten spülen!

### Beispiele:

Spülen der Erdgas-Leitungen mit CO<sub>2</sub>

Spülen der Öl-Leitungen mit Wasser

Erdgas mind. 5°C über dem Taupunkt halten



## Verbrennungsschwingungen

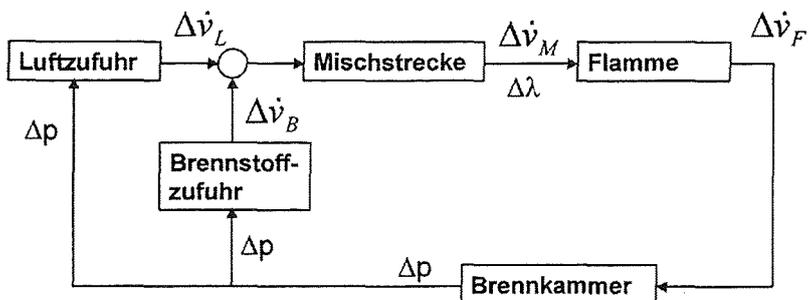
### Phänomen:

- Laute Einzeltöne bei bestimmten Betriebszuständen.
- Schalleistung mehrere MW.

### Folgen:

- Resonanz einiger Brennkammerteile oder angrenzender Bauteile.
- Schwingungsbrüche.
- Folgeschäden in der Turbine.

Selbsterregte Verbrennungsschwingungen durch akustische Rückkopplung  
*Combustion driven oscillations*



Akustische Impedanz  $Z = \Delta p / \Delta \dot{v}_M$

$\Delta p$  Schalldruck [Pa]  
 $\Delta \dot{v}$  Schallschnelle [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $\Delta \lambda$  Luftzahländerung des Gemischs

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 21

Berechnung des offenen Regelkreises

Brennkammer-Impedanz

$$\Delta p = Z_{BK} \Delta \dot{v}_F$$

Impedanz der Brennstoffzufuhr

$$\Delta \dot{v}_B = \Delta p / Z_B$$

$$= \Delta \dot{v}_F \cdot Z_{BK} / Z_B$$

Schwankung der Gemischkonzentr.

$$\frac{\Delta c_B}{c_B} = \frac{\Delta \dot{v}_B}{\dot{v}_B} - \frac{\Delta \dot{v}_M}{\dot{v}_M}$$

Brennstoffzufuhr zur Flamme

$$\frac{\Delta \dot{m}_B}{\dot{m}_B} = \frac{\Delta \dot{v}_M}{\dot{v}_M} + \left( \frac{\Delta \dot{v}_B}{\dot{v}_B} - \frac{\Delta \dot{v}_M}{\dot{v}_M} \right) e^{-i\omega\tau}$$

Impedanz der Luftzufuhr

$$\Delta \dot{v}_L = \Delta p / Z_L = \Delta \dot{v}_F \cdot Z_{BK} / Z_L$$

Schallschnelle der Brennstoff-Luft-Mischung

$$\Delta \dot{v}_M = \Delta \dot{v}_L + \Delta \dot{v}_B$$

$$= Z_{BK} \left( 1/Z_L + 1/Z_B \right) \Delta \dot{v}_F$$

Totzeit der Mischstrecke

$$\tau = \frac{v_M}{\dot{v}_M}$$

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 22

## Rayleigh-Kriterium

Verbrennungsschwingungen werden verstärkt, falls

$$\int_0^T \Delta \dot{m}_B(t) \Delta p(t) > 0$$

„Brennstoffzufuhr phasengleich mit Schalldruck am Ort der Flamme“

Literatur: Putnam, Combustion Driven Oscillations

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 23

## Sonderfall: Steife Brennstoffzufuhr

Impedanz der Brennstoffzufuhr:  $Z_B \rightarrow \infty \quad \Delta \dot{v}_B = 0$

$$\Delta \dot{v}_M = \frac{Z_{BK}}{Z_L} \Delta \dot{v}_F$$

$$\frac{\Delta \dot{m}_B}{\dot{m}_B} = \frac{\Delta \dot{v}_M}{\dot{v}_M} (1 - e^{-i\omega\tau})$$

$$\Delta p = Z_{BK} \Delta \dot{v}_F$$

$$\Delta \dot{m}_B = \frac{\dot{m}_B}{\dot{v}_M} \frac{Z_{BK}}{Z_L} (1 - e^{-i\omega\tau}) \Delta \dot{v}_F$$

$$\omega\tau = 0, 2\pi, \dots \Rightarrow (1 - e^{-i\omega\tau}) = 0 \Rightarrow \Delta \dot{m}_B = 0$$

stabil

$$\omega\tau = \pi, 3\pi, \dots \Rightarrow (1 - e^{-i\omega\tau}) = 2 \Rightarrow \Delta \dot{m}_B = \max$$

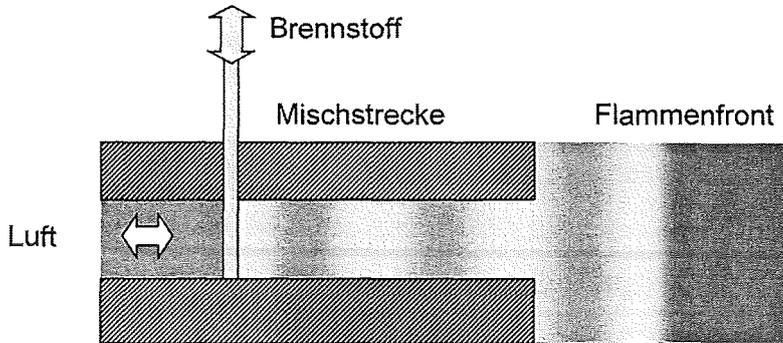
i.a. instabil

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 24

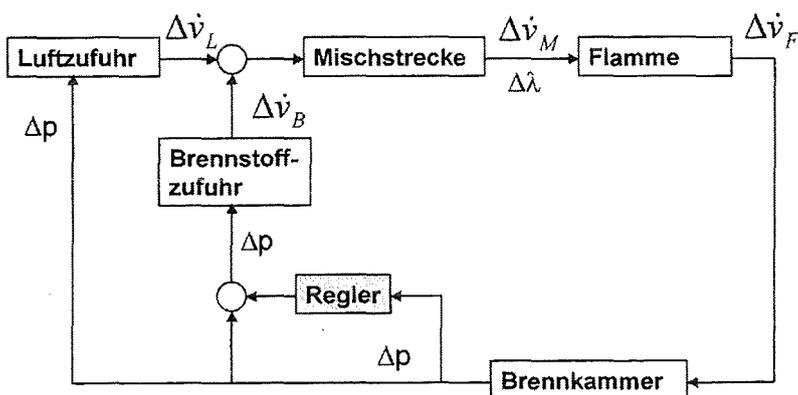
## Beeinflussung der akustischen Rückkopplung



Änderung der Länge der Mischstrecke ändert die Phasenlage zwischen  $\Delta \dot{m}$  und  $\Delta p$ :

- Brennstoff- Luftgemisch abhängig vom Schalldruck am Ort der Mischung
- Gemisch strömt mit Strömungsgeschwindigkeit zur Flamme
- Schalldruck breitet sich mit Schallgeschwindigkeit aus

## Aktive Instabilitätskontrolle



## Aufgabe des Reglers

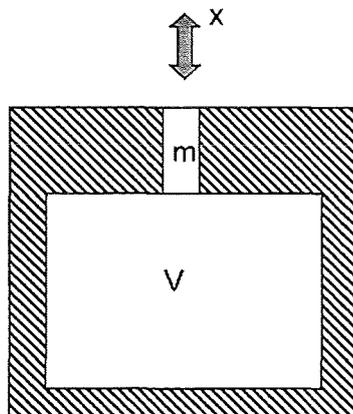
Messung des Schalldrucks in der Brennkammer (z.B. mit Piezo-Druckgeber) oder der UV-Emissionen der OH<sup>-</sup> Radikale der Flamme (Photodetektor).

Erzeugung eines gegenphasigen Schalldrucks in der Brennstoffleitung (z.B. Piezogeber in der Ölleitung, schnelles Magnetventil in der Gasleitung).

Regelung derart, dass das Rayleigh-Kriterium nicht erfüllt ist.

## Dämpfung von Einzeltönen

Helmholtz-Resonatoren in der Brennstoffzufuhr, der Luftzufuhr oder der Brennkammer



Luftkorken der Öffnung = Masse

$$m = A h \rho; \quad \rho = p/RT$$

A= Querschnitt, h=effektive Länge

Volumen des Hohlraums = Feder

$$C = dF/dx = A \frac{dp}{dV} \frac{dV}{dx}$$

$$\frac{dp}{dV} = \kappa \frac{p}{V}; \quad \frac{dV}{dx} = A$$

Frequenz des Helmholtz-Resonators:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A \kappa RT}{V h}}$$

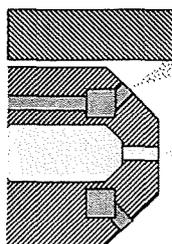
## Weitere Ursachen für selbsterregte Schwingungen

Jede Störung der Strömung durch den Schalldruck,  
z.B.:

- periodische Strömungsablösung
- Umlaufende Wirbelzöpfe
- Strömungsversperrungen, etc.

**Beispiel:**

Wasserdüsen  
Öldüse



Flammen-  
front



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 29

## Probleme mit Brennkammerwänden

a) Gekühlte Hitzeschilde mit Wärmedämmschichten:

- Lokale Überhitzungen,
- Versagen der Wärmedämmschicht,
- Schwingungsbrüche,
- bei Bauteilversagen erhebliche Folgeschäden in der Turbine.

b) Ungekühlte Isolierkeramik

- Bruch durch Wärmespannungen oder Schwingungen,
- bei Bauteilversagen Folgeschäden in der Turbine.

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Brennkammer

3- 30

---

## Auslegung von Brennkammerwänden

---

3D CFD-Rechnungen der Strömung mit Verbrennung liefert die thermischen Randbedingungen für die Kühlauslegung der Brennkammerwände.

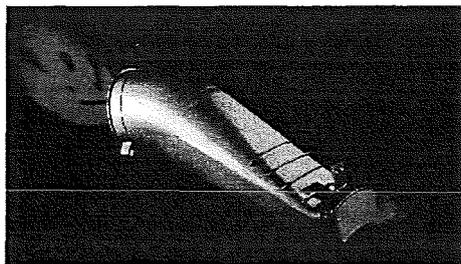
Verifizierung der Rechnungen durch Thermocolorfarben auf den Hitzeschilden (heiße oder kalte Seite) während des ersten Probelaufs der Gasturbine.

Test der Schwingfestigkeit von Hitzeschilden oder Keramik auf dem Rütteltisch.

---

## Transition Piece of a Can Combustor

---



Übergang von der runden Geometrie des Flammrohrs auf die Ringgeometrie des Turbineneintritts

**Vorteil:**

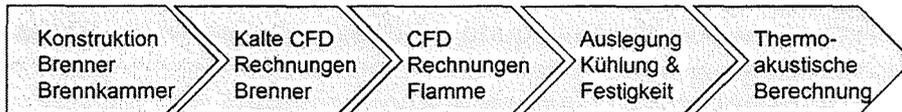
Can Combustor kann im Brennerversuchsstand einzeln getestet werden.

**Problem:**

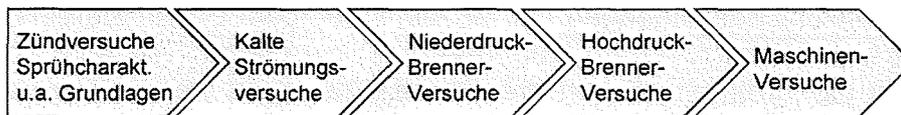
Hohe Wärmespannungen, kurze Lebensdauer, meist schon nach 8000 Stunden reparaturbedürftig.

## Prozess-Schritte der Brennkammer-Entwicklung

### Auslegung



### Begleitende Versuche



## 4. Turbine

Der Fortschritt in der Gasturbinenleistung als auch die Verbesserung des Guss-Wirkungsgrads sind in erster Linie der Kühltechnologie, der Werkstofftechnik als auch der Fertigungsentwicklung von Turbinenschaufeln zu verdanken [11,12,13]. Um die Probleme und Risiken dieser neuen Technologie zu veranschaulichen, wird einleitend kurz der Stand der Technik auf diesem Gebiet erläutert.

Die Turbinenauslegung [14] beginnt zunächst mit der aerodynamischen Auslegung, die recht ähnlich zur Verdichterauslegung durchgeführt wird (4-2). Bereits in der eindimensionalen Auslegung muss jedoch der Kühlluftmassenstrom berücksichtigt werden (4-3). Die Auswahl eines geeigneten Kühlverfahrens für Turbinenschaufeln ist abhängig vom thermischen Belastungsparameter (4-5). Zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangs haben sich empirische Korrelationen gut bewährt, (4-6), während die Grenzschichtgleichungen nur für rein innengekühlte Schaufeln bisher zuverlässige Werte lieferten (4-7). Im Nabenbereich und Gehäusebereich von Turbinenschaufeln ist die Strömung derart dreidimensional, dass weder Korrelationen noch Grenzschichtapproximationen zuverlässige Wärmeübergangskoeffizienten liefern konnten [15]. Hier ist man auf 3D-CFD Rechnungen angewiesen (4-8).

Der innere Wärmeübergang wird auch heute noch mit eindimensionalen Korrelationen berechnet. Dreidimensionale CFD-Rechnungen könnten zwar erheblich genauer sein, scheiterten jedoch bisher an der komplexen Innenstruktur derartiger Schaufeln (4-9).

Eine weitere Unsicherheit der Kühlauslegung ist die zulässige Oberflächentemperatur der Schutzschicht, die bezüglich Korrosion und Oxidation die Einsatzdauer der Schaufel begrenzt (4-11) [16].

Nicht minder aufwendig als die Kühlauslegung ist die Fertigungsentwicklung der Schaufel. Nur durch eine gute Zusammenarbeit zwischen Konstruktion und Guss- bzw. Fertigungsentwicklung lässt sich eine hinreichende Qualität von Turbinenschaufeln erzielen und der Ausschuss bei der Qualitätsprüfung minimieren (4-17).

Typische Probleme, die an Turbinenschaufeln auftraten, waren Überhitzungen, Versagen von Laufschaufeln durch Schwingungsbrüche, Anstreifprobleme als auch abplatzende Schutzschichten.

Überhitzungen können einerseits dadurch auftreten, dass die Kühlauslegung unsicher ist, zum anderen dadurch dass die fertige Schaufel im Rahmen der Toleranzen streut. Schaufeln außerhalb der Toleranzen können vorab durch eine Thermographiemessung erkannt werden (4-23). Die hinreichende Kühlung wird letztlich jedoch erst durch eine Pyrometermessung in der Gasturbine bei Betrieb bestätigt (4-24) [18,19]. Ein weiterer Grund für Überhitzung kann eine ungleichförmige Temperaturverteilung in der Brennkammer sein, als auch verstopfte Kühlluftbohrungen (4-26).

Ähnlich wie Verdichterschaufeln müssen auch Turbinenschaufeln abgestimmt werden, um Resonanzen mit Drehzahlvielfachen und mit der Düsenerregung zu vermeiden (4-29). Ebenso müssen selbsterregte Schwingungen über ein Flatterkriterium

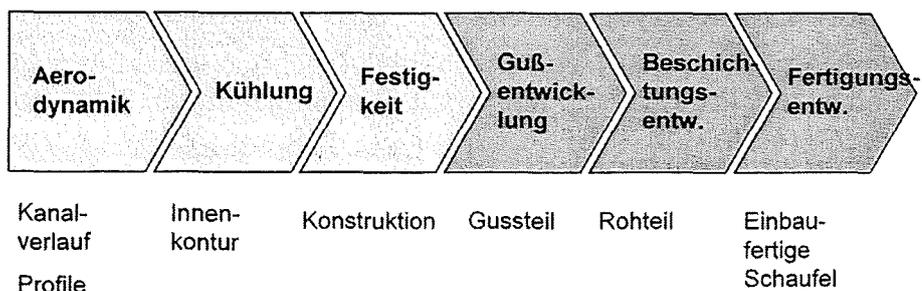
ausgeschlossen werden (4-31), als auch die Schaufeln bezüglich stochastisch erregter Schwingungen hinreichend stabil konstruiert werden (4-32).

Die kombinierte Beanspruchung einer Turbinenschaufel aus Kriechen, Ermüdung und Schwingbeanspruchung verlangt spezielle, kombinierte Werkstoffprüfungen, um die auftretenden Belastungen beurteilen zu können (4-33) [17]. Ferner kann das fertige Bauteil deutlich niedrigere Festigkeitseigenschaften haben als die Werkstoffproben, weshalb eine Gestaltfestigkeitsprüfung der Prototyp-Turbinenschaufeln erforderlich ist (4-37).

Die Schwingungsamplitude der Turbinenschaufeln, insbesondere der Laufschaufeln, müssen später in der Prototypgasturbine mit Dehnungstreifen oder berührungslos gemessen werden (4-39) [20].

Schutzschichten, insbesondere keramische Wärmedämmschichten, können zum einen dadurch abplatzen, dass Staub in der Turbine Erosion verursacht (4-41) – zum anderen platzen Wärmedämmschichten als auch Korrosionsschutzschichten durch Wärmespannungen ab [21]. Entstehen in der Schutzschicht durch Relaxation des Werkstoffs Zugeigenspannungen, so können diese die Schutzschicht an konkaven Oberflächen abheben (4-43), während an konvexen Oberflächen die Schutzschicht zur Reißbildung neigt [22]. Durch Impulsthermographie lässt sich zerstörungsfrei prüfen, ob sich die Schutzschicht bereits während der Herstellung abgelöst hat (4-45) [23].

## Entwicklung einer Turbinenschaufel

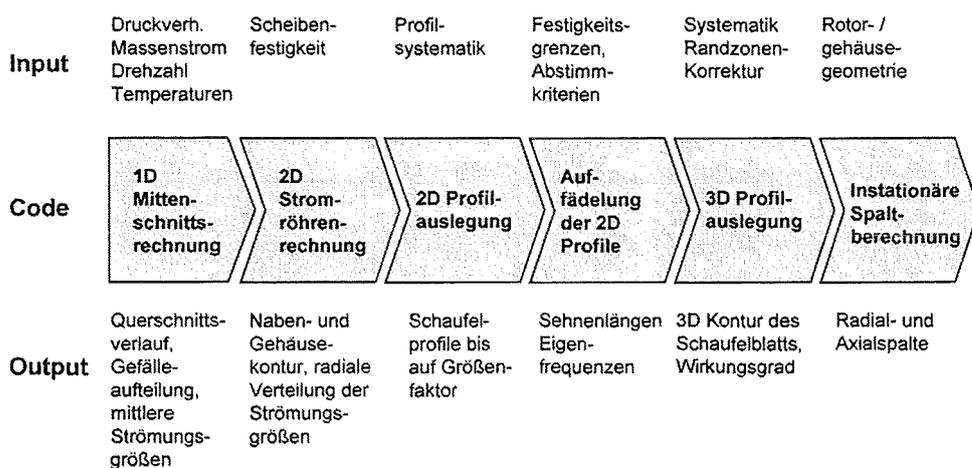


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 1

## Aerodynamische Turbinenauslegung analog zum Verdichter

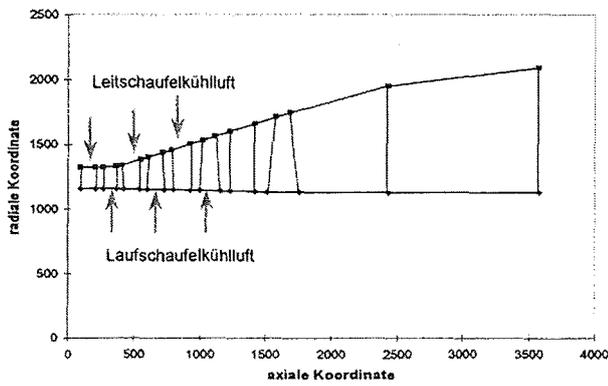


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

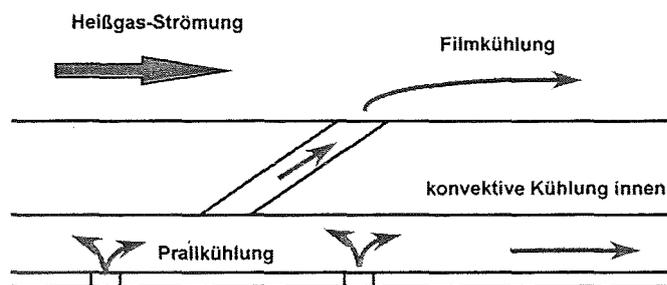
Turbine

4- 2

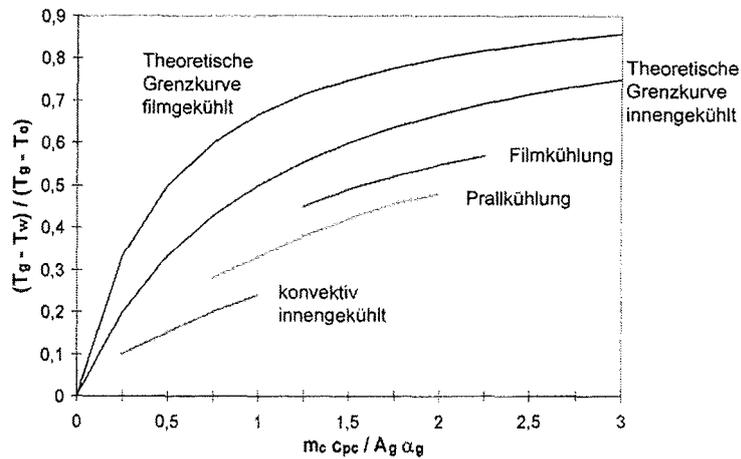
**Eindimensionale Mittenschnittausslegung gekühlter Turbinen  
Bestimmung der Zu- und Abströmbedingung für jedes Gitter**



**Prinzipielle Kühlverfahren für Turbinenschaufeln**



**Kühleffektivität verschiedener Kühltechnologien  
als Funktion des thermischen Belastungsparameters**



Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4-5

**Berechnung des äußeren Wärmeübergangs mit Korrelationen für  
den umströmten Zylinder und die ebene Platte**

Quer angeströmter Zylinder:

$$Nu_D = A_1 Re_D^{0.5} Pr^{0.4}$$

$D = 2 \cdot$  Vorderkantenradius

Turbulente Strömung längs einer ebenen Platte:

$$Nu_x = A_2 Re_x^{0.8} Pr^{0.33}$$

$x =$  Lauflänge von der Vorderkante aus gemessen

Interpolationsfunktion im Übergangsbereich

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4-6

---

Berechnung des äußeren Wärmeübergangs und des Filmkühlwirkungsgrads  
mit der Grenzschichttheorie

---

Turbulente Grenzschichtgleichungen für einen Schaufelschnitt:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_e \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\rho u \frac{\partial h}{\partial x} + \rho v \frac{\partial h}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_e \frac{\partial h}{\partial y} \right)$$

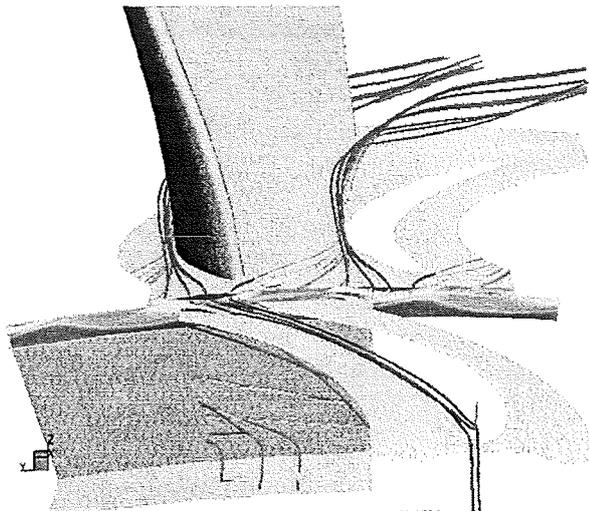
Beginn der Rechnung an der Schaufelvorderkante, Startwert aus der  
Korrelation für den quer angeströmten Zylinder

Verfahren für filmgekühlte  
Schaufeln nicht geeignet

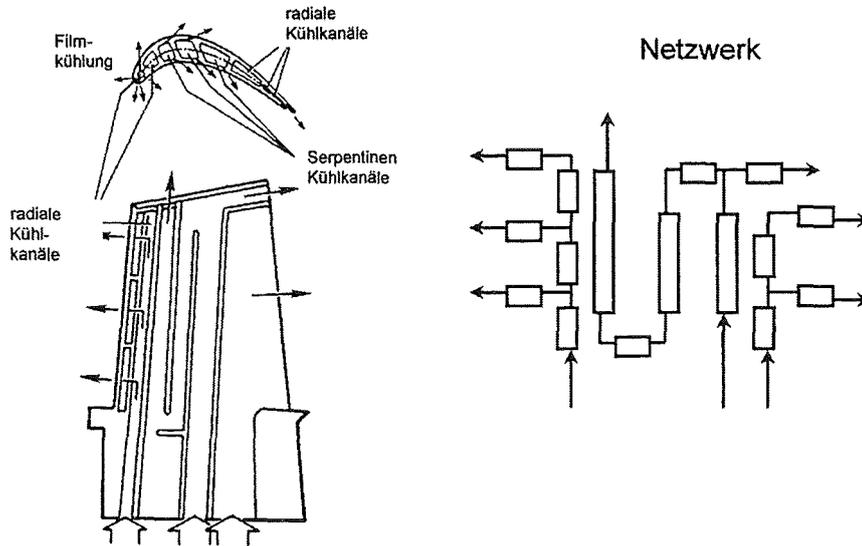
---

Dreidimensionale Auslegung der Schaufel  
z.B. Kühlung der Fußplatten von Laufschaufeln

---



**Berechnung des Druckverlusts der Kühlluft:  
Netzwerk von Kühlkanälen, Druckverluste aus Korrelationen**



Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 9

**Berechnung des inneren Wärmeübergangs mit Korrelationen**

Korrelationen zur Bestimmung des Wärmeübergangs wurden vorwiegend experimentell bestimmt, z.B.

- Berippte Kühlkanäle
- Rotierende Kühlkanäle
- Filmkühlung
- Shower Head Kühlung
- Prallkühlung
- Turbulenzgeneratoren

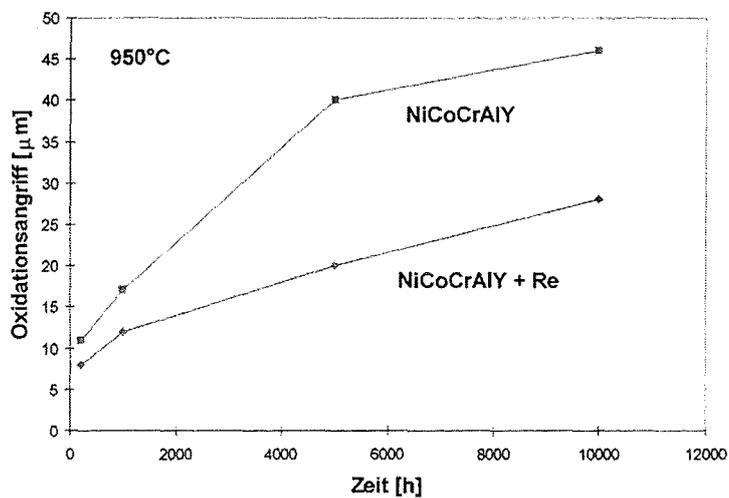
Numerische Vorhersagen mit 3D Navier-Stokes Programmen scheitern häufig an der Komplexität der Innenkontur.

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 10

Die Lebensdauer der Korrosionsschutzschicht begrenzt die zulässige  
Oberflächentemperatur der Schaufel

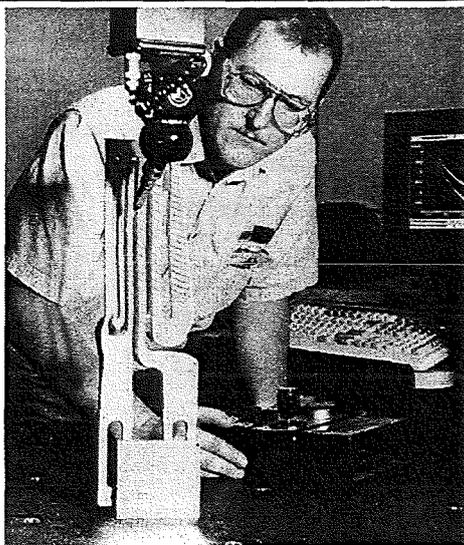


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 11

Anforderungen an die Kernkonstruktion



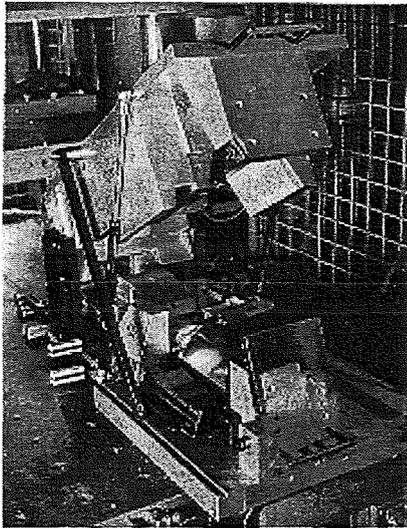
- Kernwerkzeug muss sich öffnen lassen.
- Gegossene Hinterkantenöffnungen dürfen nicht abbrechen.
- Kernfinger müssen zur Abstützung miteinander verbunden sein (z.B. durch Quarzpinne)
- Kernstützen an der Schaufelspitze zur Fixierung der Lage.

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 12

## Wachswerkzeug



Der Kern wird ins Wachswerkzeug gelegt.

Das Wachswerkzeug muss sich öffnen lassen!

Guss-Schrägen vorsehen: das Wachs muss sich zum Anguss hin verdicken!

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 13

## Montage mehrerer Wachse zu einem Cluster



Montage von Steigleitungen und Angusstrichter.

Richtige Montage vermeidet Poren und Risse beim Abguss.

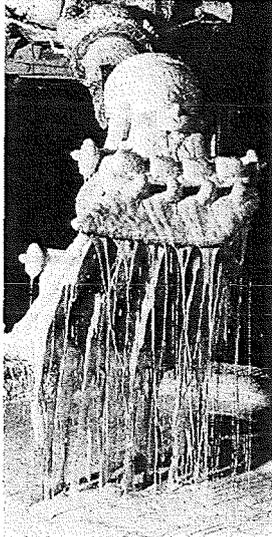
Abguss i.a. Tip-down.

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 14

## Tauchen der Wachse



Die Wachse werden abwechselnd getaucht, besandet und getrocknet.

Prozess i.a. Roboter-gesteuert, um reproduzierbare Gussformen zu erhalten.

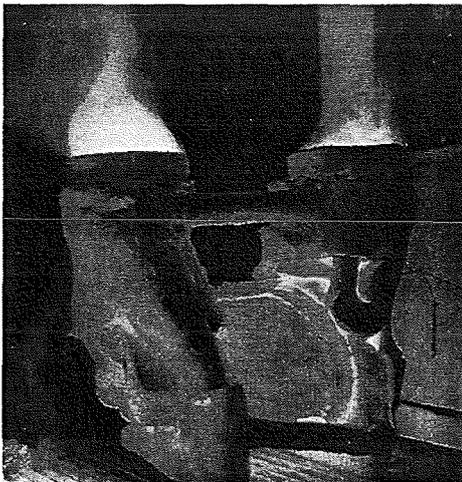
Anschließend wird das Wachs ausgeschmolzen.

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 15

## Abguss im Ofen



Bei gerichtet erstarrten Schaufeln oder Einkristallschaufeln zusätzlich:

Beheizte Ofenwände (induktive Heizung)

Kühlplatte unter der Schaufel.

Wärmeabfuhr nur nach unten.

Ebene Erstarrungsfront wandert von unten nach oben.

Anschließend Entfernen der Schale und Auslaugen des Kerns.

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

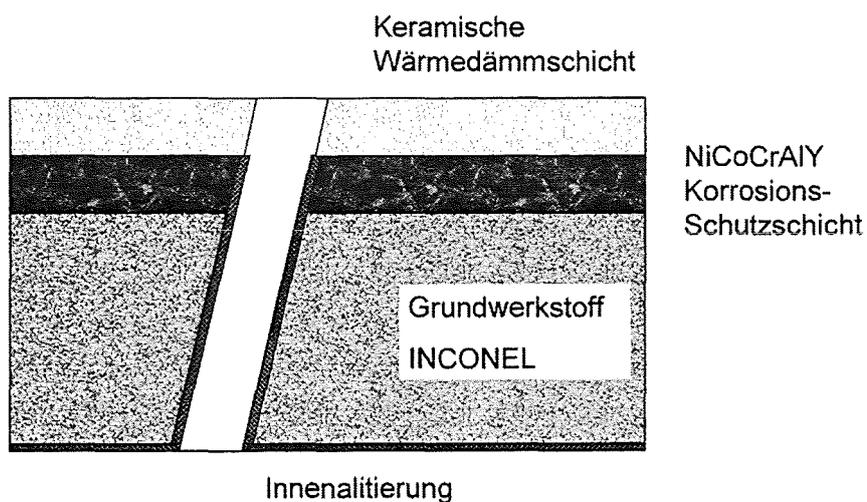
Turbine

4- 16

## Qualitätsprüfung des Gussteils

- Röntgenprüfung (Poren, innenliegende Risse, innenliegende Gushaut bei Kernbruch, Kernversatz).
- Oberflächen-Rissprüfung.
- Prüfung der äußeren Schaufelgeometrie.
- Anätzen der Oberfläche von Einkristallschaufeln zur Prüfung von Rekristallisation.
- Prototypschaufeln werden zerschnitten.

## Beschichtung der Turbinenschaufel



---

## Typische Probleme mit Turbinenschaufeln

---

### a) Überhitzung

**Ursachen:** ungleichmäßige Temperaturverteilung am Turbineneintritt  
Kühlung falsch ausgelegt  
Herstellungstoleranzen überschritten  
Kühlluftbohrungen verstopft

**Folgen:** frühzeitige Korrosion der Schutzschicht  
Angriff des Grundmaterials  
Ermüdungsrisse (klaffen an der Oberfläche)  
langfristig auch Kriechrisse und Bruch der Schaufel

---

## Typische Probleme mit Turbinenschaufeln

---

### b) Schaufelschwingungen

**Ursachen:** Betrieb in Resonanz mit Erregerfrequenzen  
Selbsterregte Schwingungen (Flattern, Buffeting)  
Stochastisch erregte Schwingungen

**Folgen:** Schwingungsrisse (dünne Risse i.a. nur mit Rissprüfung erkennbar, z.B. Farb-Eindring-Verfahren)  
Abriss der Schaufel, meist mit erheblichen Folgeschäden

### c) Anstreifen der Schaufeln (siehe Verdichter)

---

## Typische Probleme mit Turbinenschaufeln

---

### d) Abplatzende Schutzschichten

**Ursachen:** Erosion (insbes. bei Wärmedämmschichten)  
Wärmespannungen  
schlechte Haftung der Schutzschicht (Herstellfehler)

**Folgen:** frühzeitige Korrosion oder Oxidation der darunter liegenden Schicht bzw. des Grundmaterials

---

## Zu a) Überhitzungen

---

### Unsicherheiten der Kühlauslegung

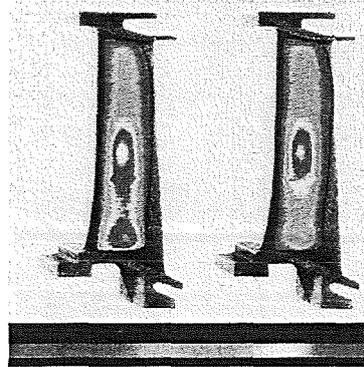
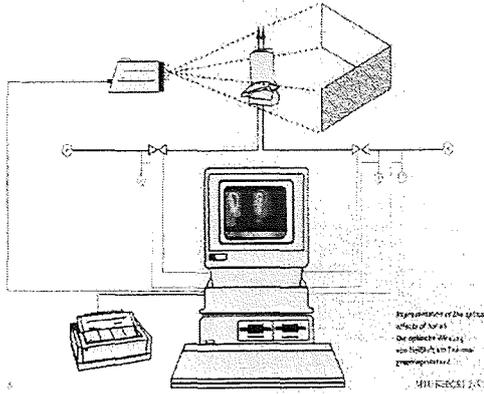
- Streuung der Wanddicken z.B. durch Kernversatz
- Durchmesser der Kühlluftbohrungen
- Dicke der Korrosionsschutzschicht
- Dicke der Wärmedämmschicht
- Gastemperaturverteilung am Turbineneintritt

### Zur Berechnung

- a) der maximalen Temperatur der Korrosionsschutzschicht  
,worst case' Annahmen verwenden!
- b) des Kühlluftmassenstroms und des erforderlichen Kühlluftdrucks mittlere Werte verwenden!

## Thermographie von Turbinenschaufeln nach dem Transmissionsverfahren

Instationäre Aufheizung der Schaufeln mit  
Heißluft von innen; Temperaturmessung  
mit Infrarot-Kamera



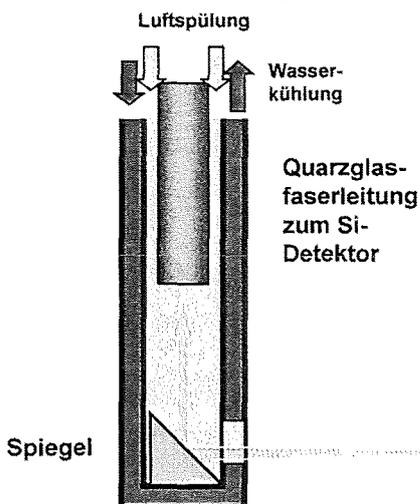
Unterschiedliche Aufheizung  
von Schaufeln  
unterschiedlicher Wanddicken

Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

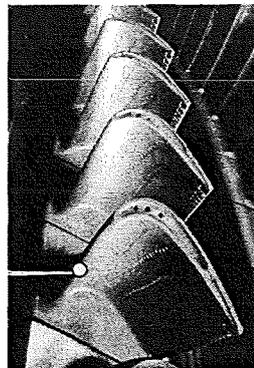
Turbine

4- 23

## Pyrometermessungen in der Turbine



Wassergekühlte Sonde zwischen  
den Leitschaufeln misst  
Infrarotstrahlung der Laufschaufeln  
bei Betrieb



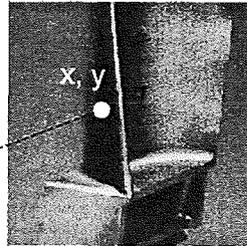
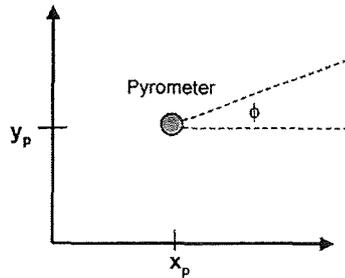
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 24

## Bestimmung des Blickpunkts der Laufschaufel

Elektrischer Triggerimpuls auf der Welle legt Zeit 0 bei jedem Umlauf fest



Umfangsposition der Laufschaufel

$$y(t) = \omega t r_p + 2\pi r_p \frac{n}{n_s}$$

$r_p$  = radiale Position des Pyrometers

$\omega$  = Drehfrequenz des Rotors

$n$  = Schaufelnummer

$n_s$  = Anzahl Laufschaufeln

$$\tan \phi = (y(t) - y_p) / (x(t) - x_p)$$

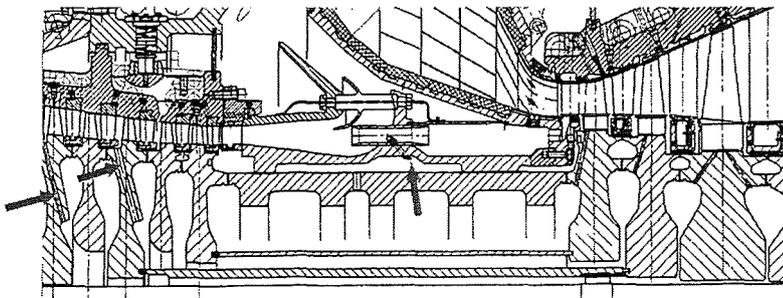
## Problem: Verstopfte Kühlluftbohrungen

### Ursachen:

- Dreck im Ansaughaus
- Späne aus der Fertigung
- Dreck aus Montage
- Zersetzendes Dichtungsmaterial

### Maßnahmen:

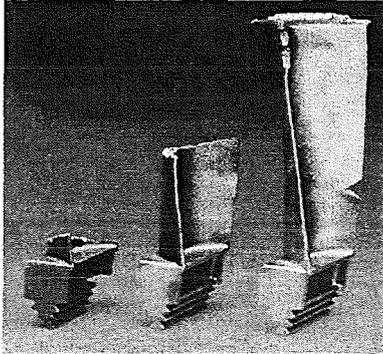
- Saubere Fertigung und Montage
- Kühlluftentnahmen staubfrei anordnen
- Staubfallen (Auszentrifugieren, Filter, ...)
- größere Kühlluftbohrungen (> 0,7mm)
- Staub-Fluchtlöcher



---

zu b) Schaufelschwingungen

---



**Abgebrochene  
Turbinenschaufeln**

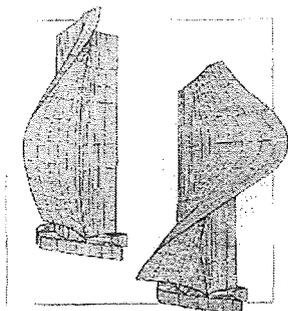
Zerklüftete Bruchflächen deuten  
auf einen Gewaltbruch hin:

Folgeschaden eines  
Schwingungsbruchs

---

**Finit-Element Analyse von Turbinenschaufeln:  
Modal Analyse**

---



Mode 1

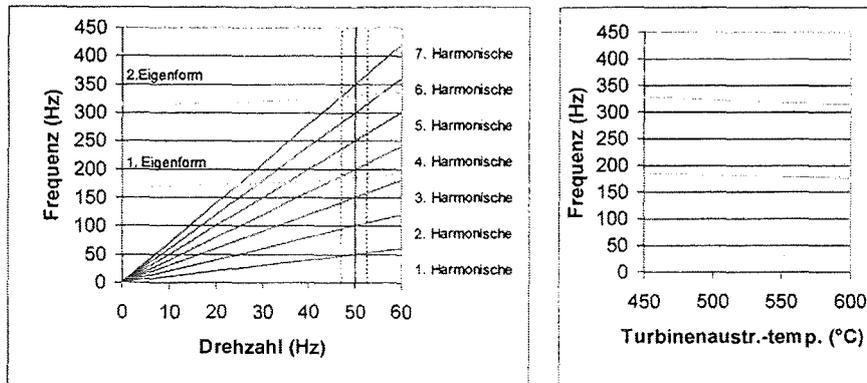
Mode 2

**Modal-Analyse zumindest der 1. und 2.  
Eigenform erforderlich.**

Betrachtete Fälle:

- a) Stillstand (kalt)
- b) bei Leerlauf (warm)
- c) bei Grundlast (heiß)

## Campbell-Diagramm einer Turbinenschaufel



Beispiel: letzte Turbinenstufe

Die Eigenfrequenzen der Schaufel nehmen mit zunehmender Temperatur ab!

$$f \propto \sqrt{E}$$

## Zulässige Frequenzbereiche für Turbinenschaufeln

- Mindestens 5Hz Abstand der 1. und 2. Eigenfrequenz von der 1. bis 6. Harmonischen im zulässigen Frequenz- und Lastbereich
- Eigenfrequenzen freistehender Schaufeln unterhalb der 3. Harmonischen vermeiden (Schaufel zu biegeweich)
- Resonanz mit Düsenrerregung vermeiden
- Resonanz mit Brennererregung vermeiden

## Selbsterregte Schwingungen

### Flutterkriterium für Turbinenschaufeln:

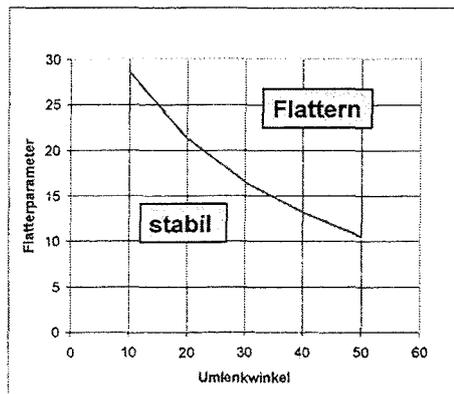
Flutterparameter:

$$w_2 / (f \cdot s)$$

$w_2$  = Austrittsgeschwindigkeit  
bei 75% Blattlänge

$s$  = Sehnenlänge bei 75%  
Blattlänge

Keine selbsterregten Schwingungen  
falls Flutterparameter < 10-25  
Gegebenenfalls Sehnenlänge  
vergrößern!

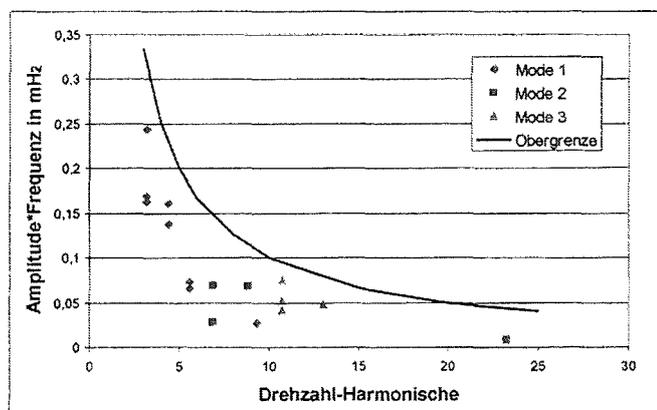


## Stochastisch erregte Schwingungen von Turbinenschaufeln

### Ursache:

- heiße und kalte Turbulenzballen laufen durch die Turbine
- Turbulente Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen

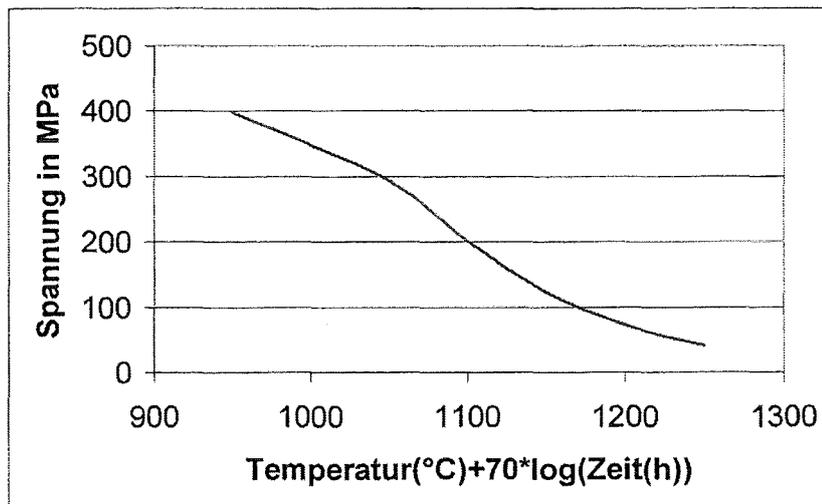
Typische  
Schwingungs-  
amplituden an der  
Schaufelspitze bei  
großen  
Turbinenschaufeln



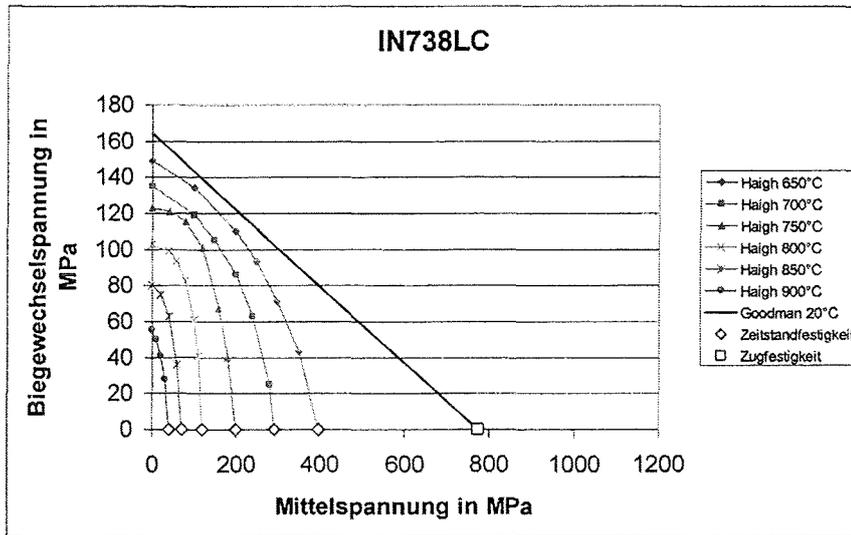
## Kombinierte mechanische Beanspruchung einer Turbinenschaufel



## Zeitstandfestigkeit in Larson-Miller-Darstellung



Dauerfestigkeit eines typischen Schaufelwerkstoffs im Haigh-Diagramm

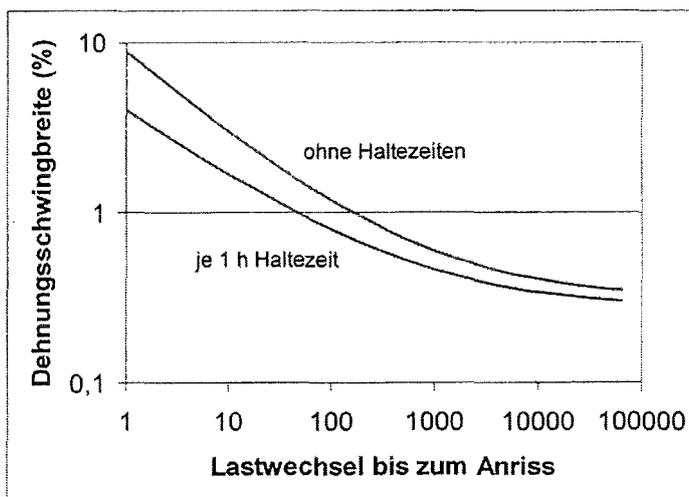


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 35

Dehnungswechselfestigkeit mit Haltezeiten  
*low cycle fatigue with hold times*



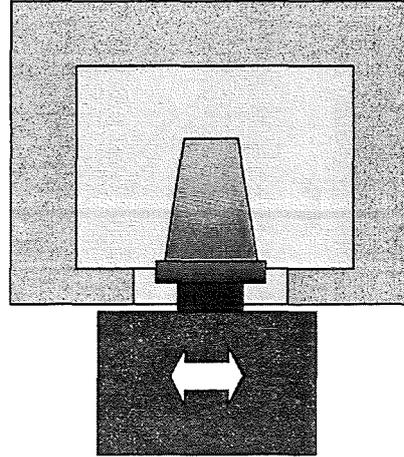
Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4- 36

## Gestaltfestigkeitsprüfung einer Turbinenschaufel

1. Montage der Schaufel auf dem Schwingtisch
2. Schaufelblatt auf Betriebstemperatur erhitzt
3. Messung der Schwingungsamplitude z.B. durch Dehnmessstreifen
4. Schwingung bis zum Anriss

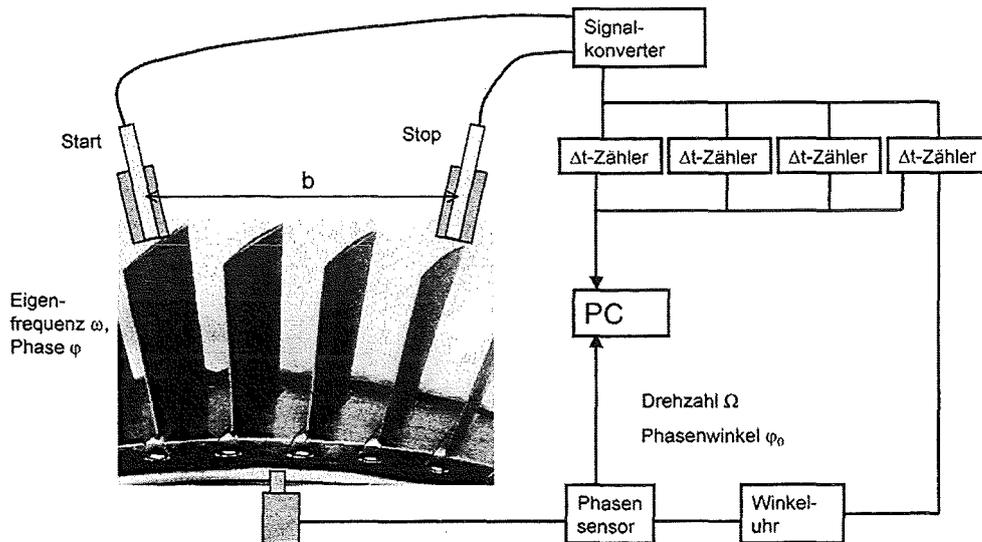


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4-37

## Berührungslose Schaufelschwingungsmessung in der Gasturbine

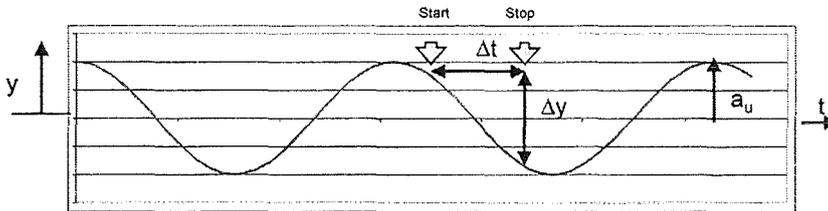


Zuverlässige Gasturbinen, T. Schulenberg FZK IKET

Turbine

4-38

## Auswertung der berührungslosen Schaufelschwingungsmessung



Auslenkung der Schaufelspitze in Umfangsrichtung

$$y = a_u \cos(\omega t + \varphi)$$

Differenz der Auslenkungen an Start- und Stoppsensor

$$\Delta y = a_u \left[ \cos\left(\varphi - \omega \frac{\Delta t}{2}\right) - \cos\left(\varphi + \omega \frac{\Delta t}{2}\right) \right]$$

$$\Delta y = 2a_u \sin \varphi \sin \omega \frac{\Delta t}{2}$$

## Auswertung der berührungslosen Schaufelschwingungsmessung

Der Phasenwinkel bei der Messung ist bei jeder Umdrehung anders (außer bei Resonanz mit Drehzahl-Harmonischen)

$$\varphi = \varphi_0 + 2\pi n \frac{\omega}{\Omega}$$

Zeitdifferenz zwischen Start- und Stoppsignal (U=Gehäuseumfang an der Schaufelspitze)

$$\Delta t = \Delta t_0 + \Delta t' = \frac{b}{U} \frac{2\pi}{\Omega} + \Delta t'$$

Eingesetzt ergibt sich die Auslenkung zu

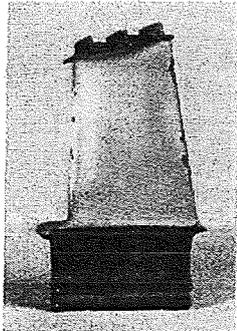
$$\Delta y = 2a_u \sin\left(\varphi_0 + 2\pi n \frac{\omega}{\Omega}\right) \sin\left(\pi \frac{\omega}{\Omega} \frac{b}{U} \left(1 + \frac{\Delta t'}{\Delta t_0}\right)\right)$$

Wegen  $-1 < \sin\left(\varphi_0 + 2\pi n \frac{\omega}{\Omega}\right) < 1$  und  $1 + \frac{\Delta t'}{\Delta t_0} \approx 1$

erhält man eine Beziehung zwischen der Breite des Mess-Signals und der Amplitude der Schaufelschwingung:

$$\Delta y_{Max} = 2a_u \sin\left(\pi \frac{\omega}{\Omega} \frac{b}{U}\right)$$

## Erosion einer Wärmedämmschicht auf Turbinenschaufeln



1 cm



### Betroffene Bereiche:

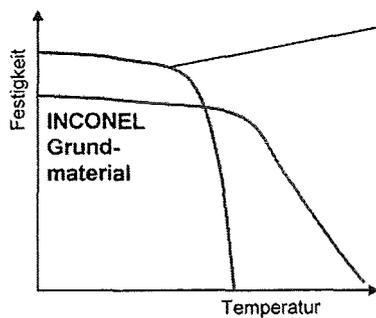
Saugseitige Schaufelvorderkante  
Druckseitige Schaufelhinterkante

### Maßnahmen:

- Filter im Ansaughaus (<math><10\mu\text{m}</math>)
- Filter in Brennstoffleitungen (<math><10\mu\text{m}</math>)
- Zuverlässige Brennkammerauskleidung
- Problemzonen der Schaufeln überkühlen

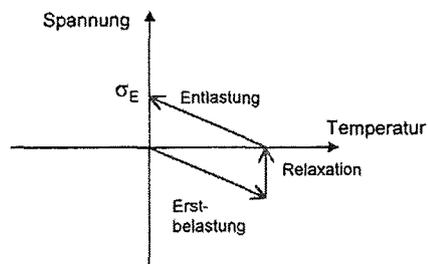
## Abplatzende Korrosionsschutzschichten

### Ursache:



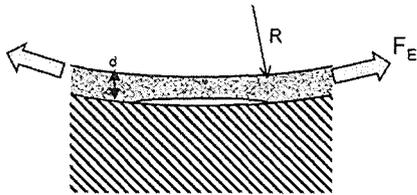
Zeitstandfestigkeit der  
MCrAlY-Schutzschicht und  
des Grundmaterials

**MCrAlY-Schutzschicht:**  
kalt: hohe Zugfestigkeit, spröde,  
heiß: keine Zeitstandfestigkeit, kriecht  
bzw. relaxiert

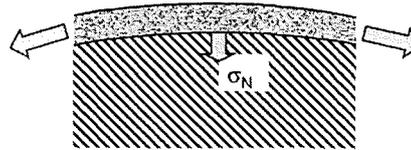


## Folge: Zugeigenspannungen in der Schutzschicht

Konkave Oberflächen:  
Schutzschicht hebt ab



Konvexe Oberflächen:  
Schutzschicht wird  
angepresst



Kräftebilanz an der Schutzschicht:

$$\sigma_E = (\beta_S T_S - \beta_G T_G) E_S$$

$$F_E = \sigma_E d$$

$$\sigma_E d \sin \varphi - \int_0^\varphi \sigma_N R \cos \varphi \, d\varphi = 0$$

$$\sigma_E d = \sigma_N R$$

Normalspannung:

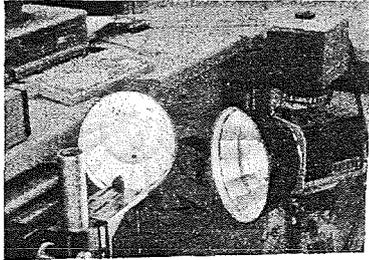
$$\sigma_N = \frac{d E_S}{R} (\beta_S T_S - \beta_G T_G)$$

Ablösung, falls Normalspannung  
größer als Haftspannung

## Maßnahmen zur Vermeidung der Ablösung von Schutzschichten

- Ausdehnungskoeffizienten der Korrosionsschutzschichten an die Temperaturdifferenz der Schicht zum Grundwerkstoff anpassen.
- Dünne Schichten an engen Krümmungsradien verwenden.
- Erhöhung der Haftspannung, z.B. durch Sandstrahlen des Grundmaterials vor der Beschichtung.

## Impulsthermographie zur Prüfung von Schutzschichten



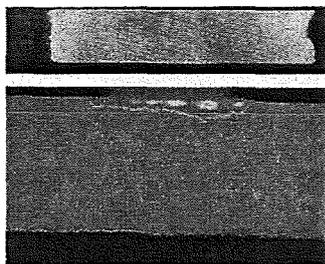
**Aufbau der  
Impulsthermographie**

Das Bauteil wird durch Anblitzen mit Blitzlampen erwärmt und gleichzeitig mit der Thermographiekamera beobachtet.

Ablösungen und Risse in Schichten behindern die Wärmeleitung und werden als heiße Stellen sichtbar.

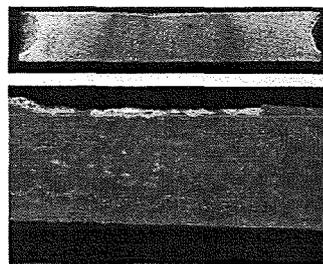
## Beispiel: Prüfung von Flachproben mit APS-Wärmedämmschichten

**Thermowechselbelastete  
Flachprobe ohne  
sichtbare Ablösungen**



**Erste Schädigungen  
werden im Wärmebild  
sichtbar**

**Thermowechselbelastete  
Flachprobe mit ersten  
sichtbaren Ablösungen**



**Im Wärmebild werden  
weitergehende Anrisse durch  
eine deutliche  
Temperaturerhöhung sichtbar**

## 5. Rotor

Rotorschäden zählen zu den schwersten Schäden, die an einer Gasturbine auftreten können. Ein Bruch einer Rotorscheibe führt in der Regel zum Totalschaden der Gasturbine und zur Gefährdung des Betriebspersonals. Bei der Auslegung des Rotors ist daher besondere Vorsicht geboten.

Unabhängig von der Konstruktion des Rotors [24] sind die Lastfälle, die bei der Auslegung des Rotors betrachtet werden müssen (5-4), sowie die denkbaren Versagensmechanismen (5-5). Zur Berechnung der Spannungen während eines Lastzykluses ist eine zweidimensionale (rotationssymmetrische) Finit-Element-Rechnung ausreichend (5-6). Die größte instationäre Zugspannung (z.B. in der zentralen Bohrung) tritt ca. 30-60 min nach einem Kaltstart auf, die größte Druckspannung kurz nach einem Schnellschluss der Gasturbine. Aus diesen beiden Extremwerten ergibt sich die Dehnungsschwingbreite des Lastzykluses (5-7).

Zur Bewertung der Spannungen anhand des ASME-Codes [3] wird die Spannungsverteilung in der Rotorscheibe unterteilt in (5-8, 5-9)

- eine mittlere Membranspannung, die gegen einen spontanen Bruch oder einen Kriechbruch zu bewerten ist,
- eine lineare Biegespannung, die durch einen Formfaktor dividiert werden darf, der lokales Plastifizieren berücksichtigt, bevor sie gegen Bruch bewertet wird (5-10),
- eine lokale Spannungsspitze, die als Dehnungswechsel gegen Ermüdung bewertet wird (5-11).

Als Belastung im Störfall ist ferner das Kurzschlussmoment des Generators zu betrachten, das die Auslegung der Zwischenwelle zwischen Gasturbine und Generator bestimmt (5-12, 5-13).

Die schwersten bekannten Rotorschäden waren Folge eines unkontrollierten Risswachstums im Rotor. Daher kommt der Bruchmechanik bei der Rotorauslegung besondere Bedeutung zu. Während der Ausgangsriss eine beliebige, unregelmäßige Fehlstelle im Rotor sein kann, die z.B. beim Schmieden des Rotors entstand, bildet sich nach einigem Lastwechsel daraus ein elliptischer Riss (5-14). Die Spannungsverteilung an der Risspitze ist proportional zur globalen Spannung in Rissnähe und zur Wurzel aus der Risslänge (5-15). Mit diesem Ansatz kann die Rissausbreitung in Proben umgerechnet werden in die Rissausbreitung im Rotor (5-16). Der dazu benötigte Geometriefaktor  $Y$  ist in Handbüchern tabelliert [4]. Eine typische Probe für Rissausbreitungsversuche ist die CT-Probe (5-18). Die Auswertung der Versuche mit der CT-Probe führt zu Risswachstumskurven in Abhängigkeit vom Spannungsintensitätsfaktor (5-19).

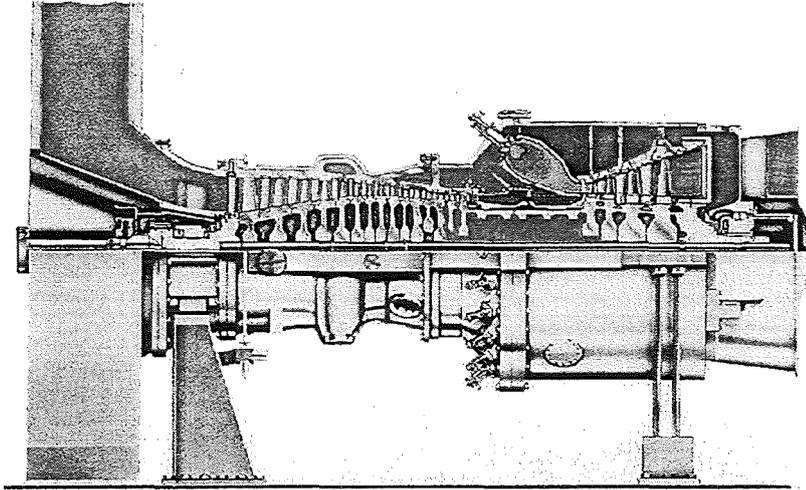
Zur Qualitätssicherung des Rotors müssen Rissanzeigen z.B. mit einer Ultraschall-Rissprüfung erfasst werden (5-20). Aus der gemessenen Rissgröße wird der ungünstigste Riss einer derartigen Ultraschall-Anzeige berechnet (5-21). Durch Kombination der berechneten Spannungsverteilung im rissfreien Bauteil, der gemessenen Risslage- und -größe, sowie der Risswachstumskurven kann somit berechnet werden, wie viele Lastwechsel ein Rotor erträgt bis ein erfasster Riss unkontrolliert wächst, also der Rotor versagt (5-22). In Umkehrung der Rechnung kann die maximal zulässige Risslänge in Abhängigkeit von der Risslage dem Ultraschallprüfer vorgegeben werden (5-23).

Die Rotorfestigkeit wird durch einen Überdrehzahlversuch im Schleuderbunker nachgewiesen (5-25).

---

### Siemens Gasturbinen Rotor Design

---



---

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

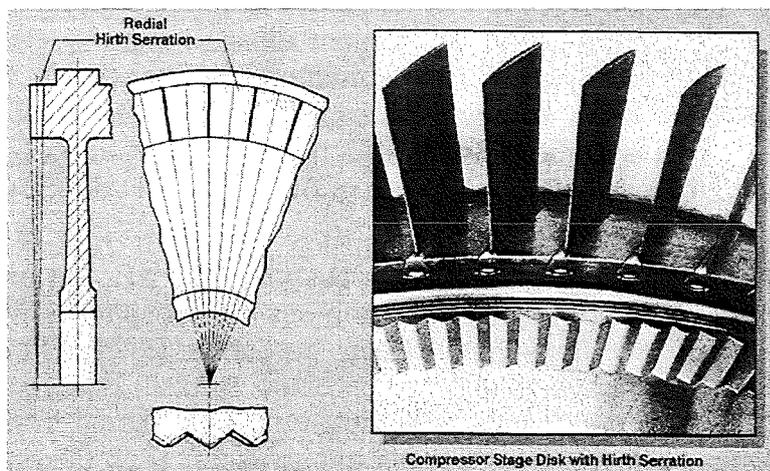
Rotor

5- 1

---

### Hirthverzahnung einer Siemens-Verdichterscheibe

---



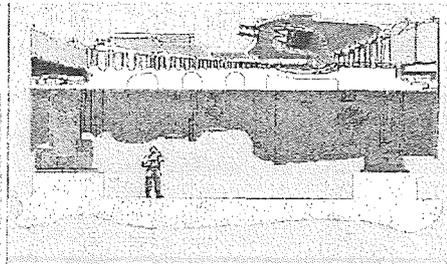
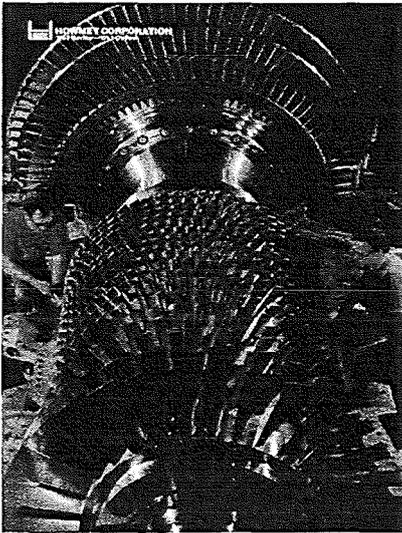
---

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Rotor

5- 2

## Alternative Rotorkonstruktionen



### ABB GT13E2:

Geschweißter Rotor

### GE 7001FA:

Verdichter- und Turbinenscheiben  
jeweils mit Bolzen zusammengehalten

## Lasten auf den Rotor

### **Fliehkraft: (primäre Spannungen)**

Nennzahl,  
Überzahl (z.B. bis 110%)

### **Wärmespannungen: (sekundäre Spannungen)**

Kaltstart,  
Warmstart,  
Schnellschluss

### **Drehmoment: (Störfallspannungen)**

Kurzschlussmoment

---

## Versagensmechanismen des Rotors

---

- Bruch bei Überschreiten der Zugfestigkeit  $R_m(T)$
- Kriechbruch bei Überschreiten der Zeitstandfestigkeit  $R_{\sigma}(t,T)$
- Ermüdung durch zyklische Beanspruchung nach Überschreiten der Dehnungswechselfestigkeit  $\Delta\varepsilon$
- Sprödbruch an Kerben oder Rissen
- Große elastische Verformungen mit Instabilitäten wie Knicken, Beulen

---

## Berechnung der Spannungen im Rotor

---

### **Finit-Element Analyse eines Lastzyklusses:**

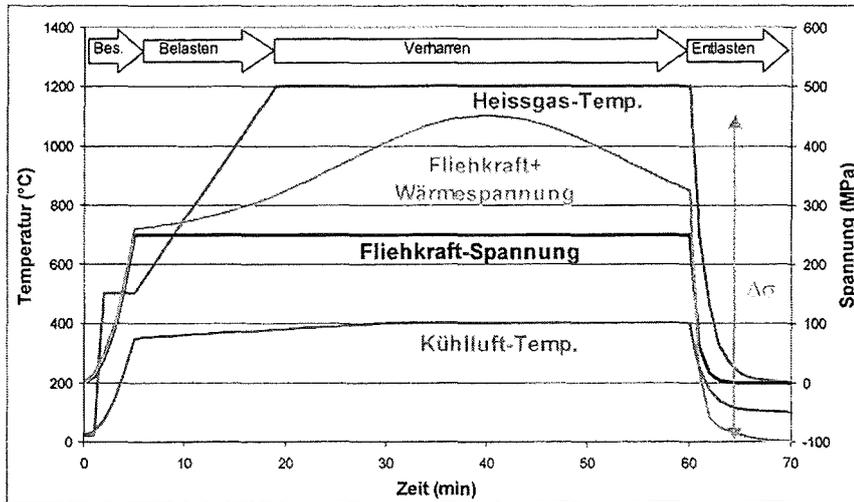
- Kaltstart und Beschleunigung des Rotors bis Nenndrehzahl
- Belastung bis Volllast
- Verharren bis zum Temperatenausgleich im Rotor
- Abschalten durch normales Entlasten oder Schnellschluss

i.A. ist eine zweidimensionale (rotationssymmetrische) linear-elastische Rechnung ausreichend

### **Benötigt werden**

- Rotorgeometrie,
- Schaufelkräfte,
- thermische Randbedingungen

## Belastungszyklus und Spannungen in der zentralen Bohrung des Rotors

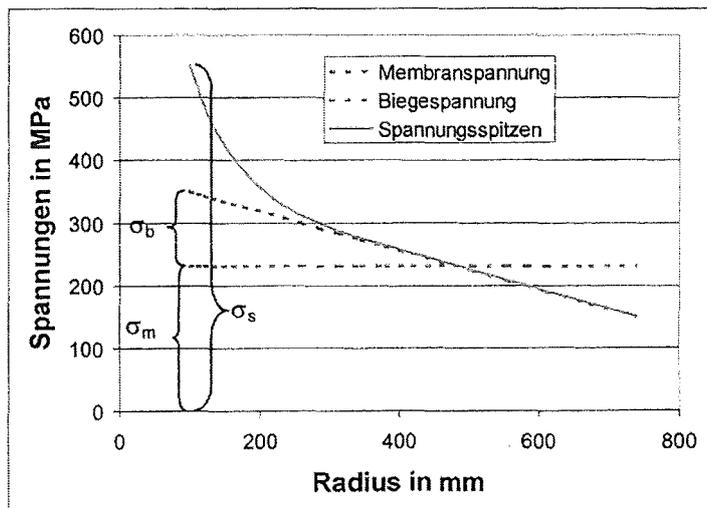


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Rotor

5-7

## Charakterisierung der Spannungen nach ASME-Code



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

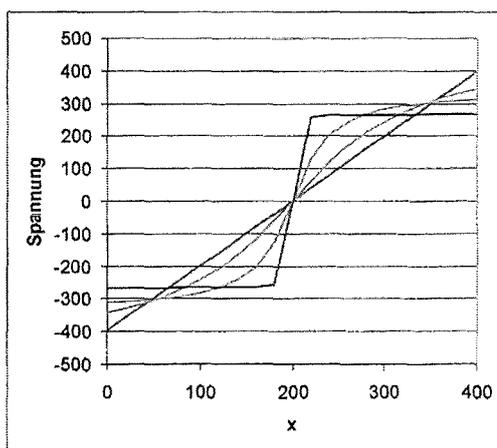
Rotor

5-8

## Typische Sicherheitsfaktoren für geschmiedete Rotorbauteile

Spannung	Sicherheitsfaktor	Versagen
Membranspannung	$\sigma_m < R_m / 3$	spontaner Bruch der ganzen Scheibe
	$\sigma_m < R_t / 1,5$	später Kriechbruch
Biegespannung	$\sigma_b / F < R_m / 3$	Bruch nach Plastifizieren Spannungsumverteilung durch lokales Plastifizieren: Formfaktor $F=1,5$
Spitzenspannung	$\Delta\varepsilon < \Delta\varepsilon_{zul} / 1,3$	lokaler Riss $\Delta\varepsilon_{zul}$ aus Dehnungswechselfestigkeits- (LCF) Schaubild

## Bewertung der Biegespannungen



**Spannungsumverteilung in der Randfaser durch lokales Plastifizieren (Stützwirkung)**

**Folge:**

**Maximale Spannung baut sich auf ca. 2/3 ab.**

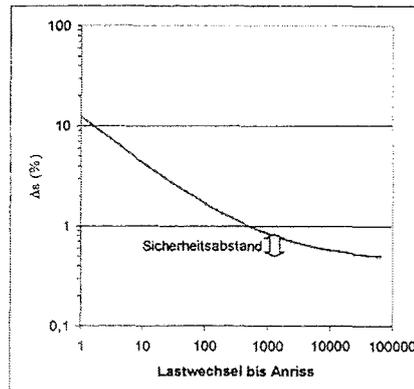
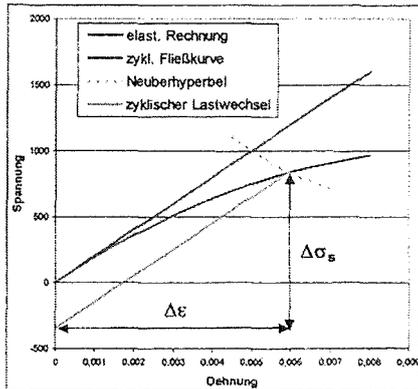
Spannungsumverteilung in einem Biegebalken

## Berechnung der Dehnungswechselfestigkeit

Dehnungsschwingbreite aus  
zyklischer Fließkurve



Dehnungswechselfestigkeits-  
Schaubild

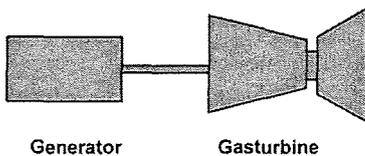


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Rotor

5- 11

## Störfallbelastung: Kurzschlussmoment

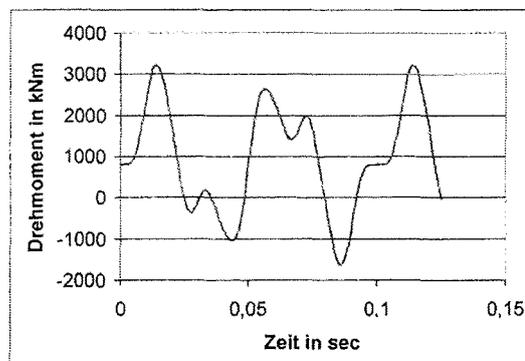


Generator

Gasturbine

Gasturbine und Generator bilden ein  
schwingfähiges System

Das Kurzschlussmoment  
des Generators  
überschreitet das  
Betriebsdrehmoment auf  
die Zwischenwelle um ein  
Vielfaches!



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Rotor

5- 12

## Berechnung des Kurzschlussmoments

Elektrisches Kurzschlussmoment des Generators:  $M_K = \frac{M_0}{x_d''} \left( \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right)$

Mit  $x_d''$  = Stosskurzschlussreaktanzen (0,1 ... 0,3)

$M_0$  = Schein- Nenndrehmoment =  $U/\omega$

$\omega$  = elektrische Kreisfrequenz

Kurzschlussmoment des schwingenden Systems aus Gasturbine und Generator (Eigenfrequenz  $\omega_e$ , Trägheitsmomente  $\theta_{GT}$ ,  $\theta_{Gen}$ ):

$$M(t) = M_B + \frac{M_0}{x_d''} \frac{\theta_{GT}}{\theta_{Gen} + \theta_{GT}} f(t)$$

$$f(t) = \frac{1}{1-\eta^2} \sin \omega t - \frac{1}{2} \frac{1}{1-4\eta^2} \sin 2\omega t - \left( \frac{\eta}{1-\eta^2} - \frac{1}{1-4\eta^2} \right) \sin \omega_e t$$

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_e}$$

Siehe: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

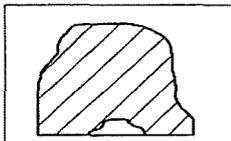
Rotor

5- 13

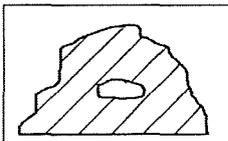
## Grundlagen der Bruchmechanik

### Rissausgang: Unregelmäßige Fehlstelle

**Oberflächenriss**

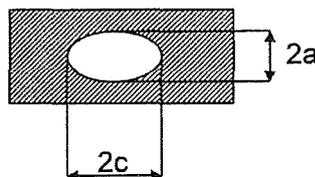
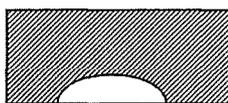


**Innenliegender Riss**



### Rissausbreitung:

**Elliptischer Riss**



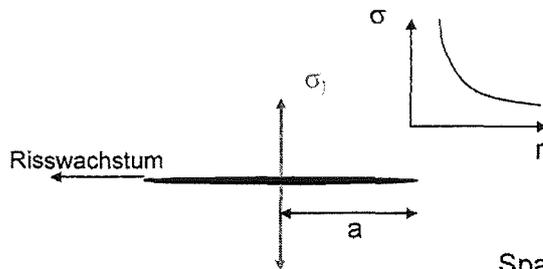
Seitenverhältnis  
näherungsweise  
 $a/c = 0,4$

Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Rotor

5- 14

## Rissausbreitung



**Grundfall I**  
Zugspannung  
senkrecht zum Riss

Spannungsintensität  
an der Riss-Spitze:

$$\sigma(r) = \sigma_1 \cdot \frac{\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot f(\varphi)$$

## Spannungsintensitätsfaktor

$$K_I = \sigma_1 \cdot Y \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

$K_I$  = Spannungsintensitätsfaktor [MPa\*m<sup>1/2</sup>]

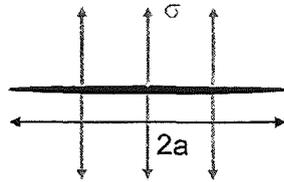
$\sigma_1$  = Spannung im rissfreien Bauteil

Y = Geometriefaktor (dimensionslos)

Y ist tabelliert in Handbüchern wie z.B.

- Tada H., Paris C., Irwin G. The stress analysis of cracks handbook, Del Research Cooperation, Hellertown/PA (1973).
- Rooke D.P., Cartwright Compendium of stress intensity factors, Hillingdon Press, England (1974).
- Shih G.C. Handbook of stress-intensity factors, Institute of fracture and solid mechanics, Lehigh University, Bethlehem/PA.
- Murakami Y. The stress-intensity handbook, (Volume 1, 2), Pergamon Press (1986).

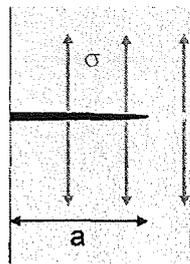
## Geometriefaktoren für einfache Lastfälle



Kleiner, innenliegender Riss im homogenen Spannungsfeld einer unendlich großen Platte

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a}$$

$$Y = 1$$



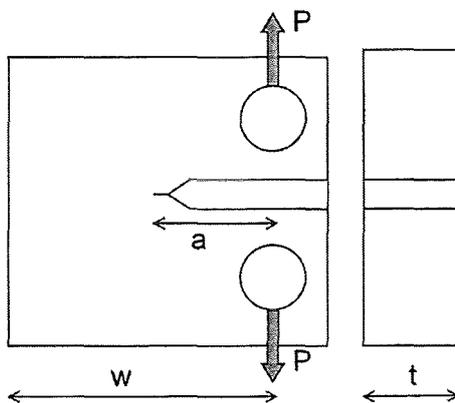
Kleiner Oberflächenriss im homogenen Spannungsfeld einer halb-unendlich großen Platte

$$K_I = 1,1215 \sigma \sqrt{\pi a}$$

$$Y = 1,1215$$

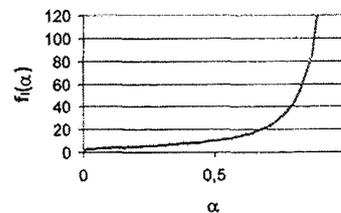
## Werkstoffversuche mit CT-Probe

*Compact Tension Specimen*



$$K_I = \frac{P}{t\sqrt{w}} f_I(\alpha)$$

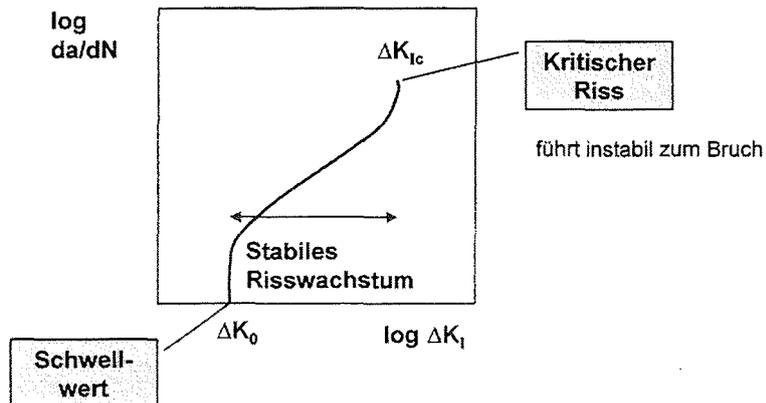
$$\alpha = \frac{a}{w}$$



Lastschwingbreite  $\Delta P \rightarrow \Delta K_I$

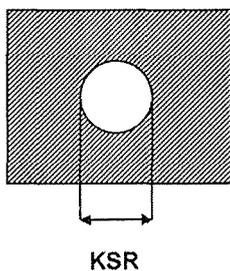
## Auswertung der Werkstoffversuche mit CT-Probe

### Risswachstum je Lastwechsel



## Rissprüfung am Bauteil mit Ultraschall-Messgerät

### Kalibrierung mit Kreisscheibenreflektor



### Wahre Ersatzfehlergröße:

Bei gleichem US-Signal kann  
der wahre Fehler bis zu doppelt  
so groß sein.



$$\text{WCFG} = 2 * \text{KSR}$$

## Berechnung des ungünstigsten Risses

Elliptischer Riss mit  $a/c = 0,4$  flächengleich mit kreisrundem Riss mit Durchmesser  $WEFG$

### Innenliegender Riss

$$\pi \cdot a \cdot c = \pi \cdot WEFG^2 / 4$$

$$a/c = 0,4$$

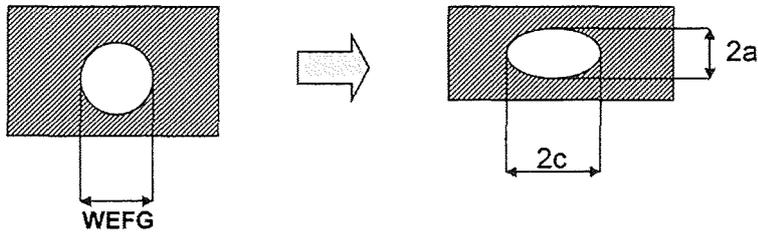
$$a = WEFG / \sqrt{10}$$

### Oberflächenriss

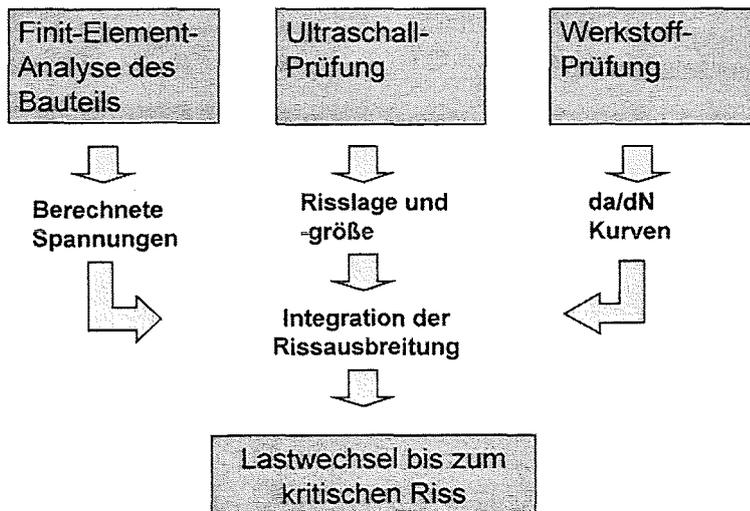
$$\pi \cdot a \cdot c / 2 = \pi \cdot WEFG^2 / 4$$

$$a/c = 0,4$$

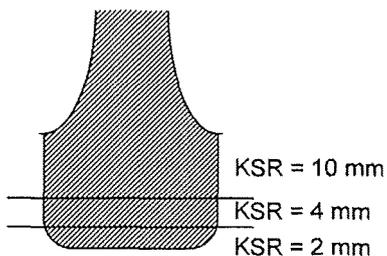
$$a = WEFG / \sqrt{5}$$



## Berechnungsschema bei detektierten Rissen



## Umkehrung: Fehlerkarten für die Ultraschall-Rissprüfung



Fehlerkarte

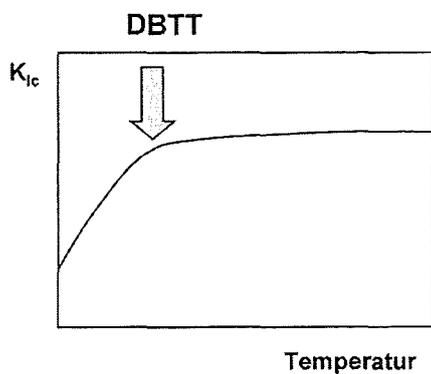
### Ergebnis:

Maximal zulässige Fehlergröße zur Erreichung einer vorgegeben Anzahl von Starts der Gasturbine

Sicherheitsfaktor 4 gegenüber der kritischen Rissgröße einhalten!

## Problem: Tieftemperaturversprödung

Unterhalb der DBTT (*ductile brittle transition temperature*) werden Stähle spröde. Bestimmung der DBTT z.B. über Kerbschlagbiegeversuch



Wichtig für Rotorscheiben am Verdichtereintritt bei Einsatz der Gasturbine in kalten Gegenden

---

## Schleudern des Rotors

---

### 20% Überdrehzahl im Schleuderbunker wegen

- Experimentellem Nachweis der Rotorfestigkeit
- Erzeugung von Druck-Eigenstressungen durch plastische Überdehnung
- Schaufeln setzen sich in der Nut
- Gleichzeitig Wuchten des Rotors bei Nenndrehzahl

## 6. Regelung

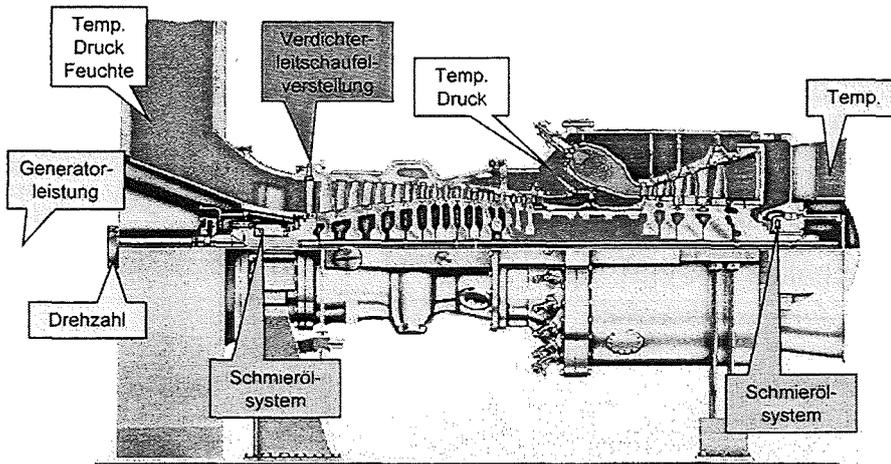
Zur Regelung der Gasturbine sind eine Messung der Drehzahl, der Generatorleistung sowie der Abgastemperatur zunächst ausreichend. Daneben gibt es Messstellen zur Regelung der Hilfssysteme, etwa des Schmierölsystems, und zur Überwachung der Gasturbine (6-1). Als Stellglieder zur Gasturbinenregelung sind die Brennstoffventile (6-2) und die Verdichterleitschaufel-Verstellung zu nennen.

Zum Anfahren der Gasturbine vom Stillstand bis zum Synchronisieren wird die Gasturbine zunächst drehzahl geregelt (6-3). Nach dem Synchronisieren wird der Drehzahlregler ausgeschaltet. Der Leistungsregler regelt daraufhin den Brennstoff-Massenstrom, und der Abgastemperaturregler regelt den Luftansaugmassenstrom (6-5). Bei maximaler Leistung begrenzt der Abgastemperaturregler den Brennstoffmassenstrom (6-7). Während des Be- und Entlastens sind die Brenner, je nach Konstruktion, umzuschalten (6-9) [8].

Die Dampfturbine des Guss-Kraftwerks kann im Vergleich zur Gasturbine nur langsam angefahren werden. Im Falle eines Kaltstarts muss sie sogar ca. 2 Stunden vorgewärmt werden, bevor sie gestartet werden darf (6-11).

Neben der Betriebsinstrumentierung wird eine redundante Sicherheitsinstrumentierung eingesetzt, die entweder direkt Schnellschluss auslöst, oder zumindest die Gasturbine entlastet, wenn ein zulässiger Grenzwert überschritten wird (6-13). Um unnötige Schnellschlüsse zu vermeiden, ist eine 2 von 3 Schaltung bei Schnellschluss auslösende Gebern sinnvoll (6-14).

## Betriebsmessstellen und Regelung der Gasturbine

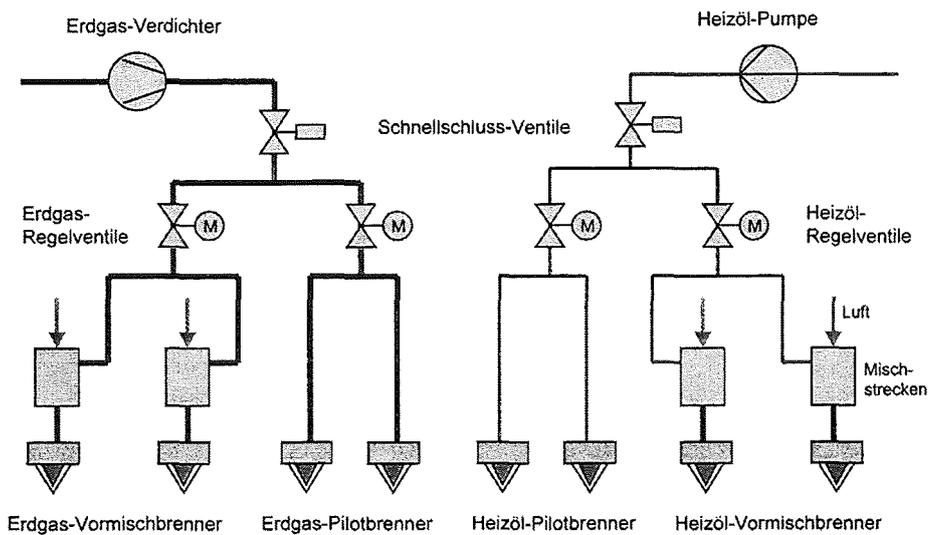


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-1

## Brennstoffregelventile

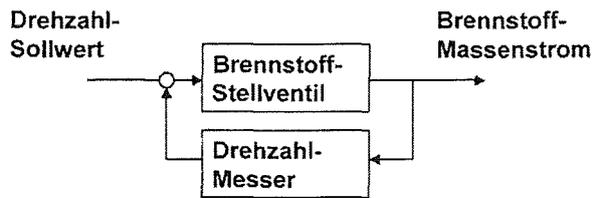


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-2

## Drehzahlregelung: Anfahren und Beschleunigen der Gasturbine

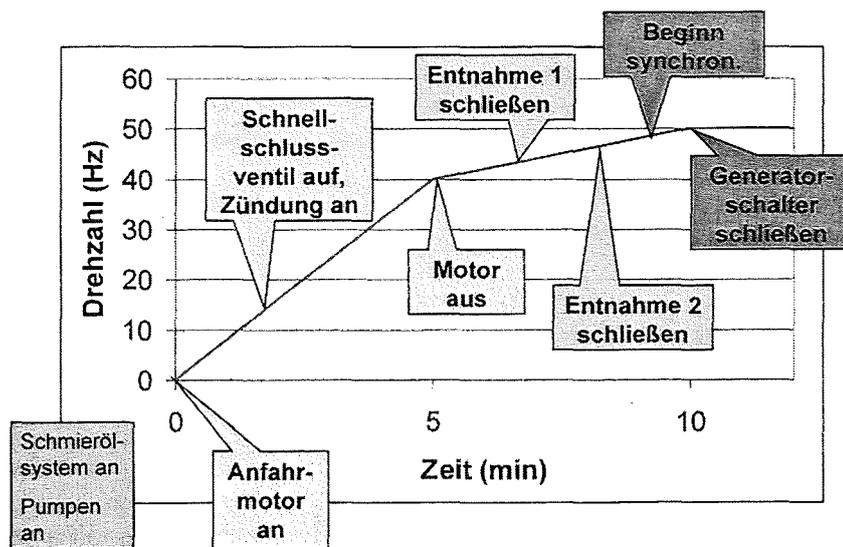


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-3

## Anfahrkurve der Gasturbine

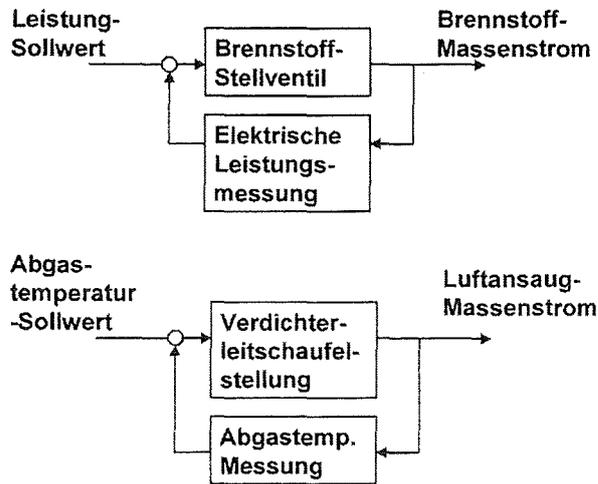


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-4

### Leistungsregelung: Belasten der Gasturbine bis Grundlast

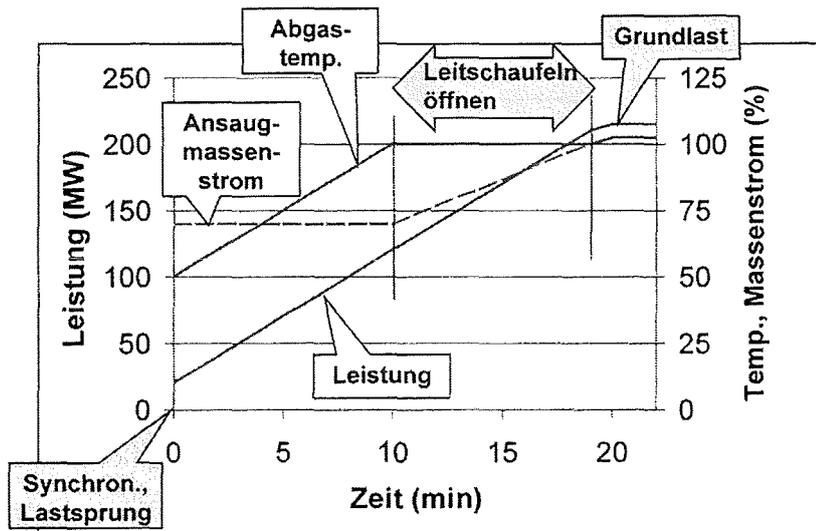


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6- 5

### Belasten der Gasturbine

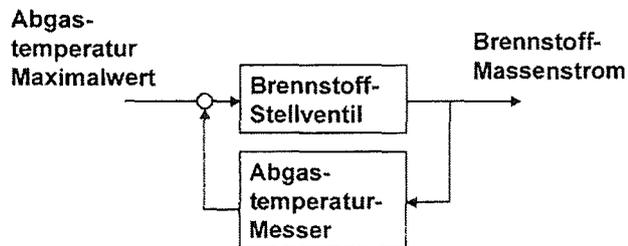


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

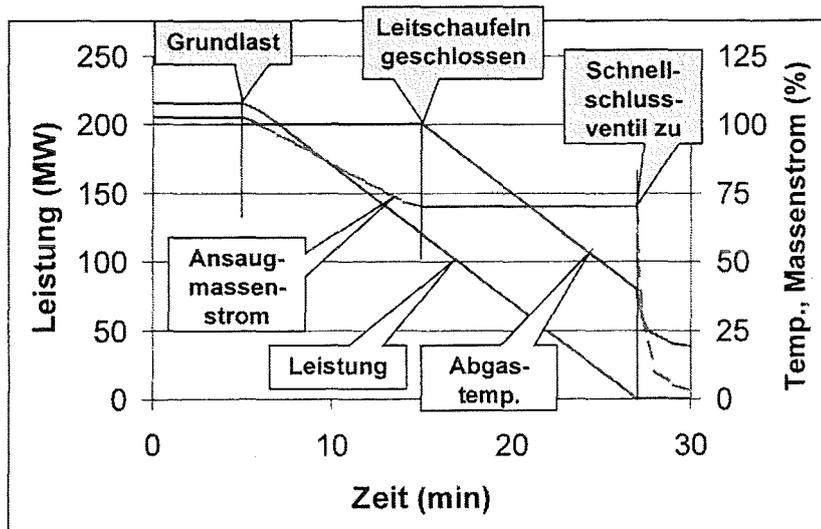
6- 6

### Temperaturregelung: Fahrt bei Grundlast

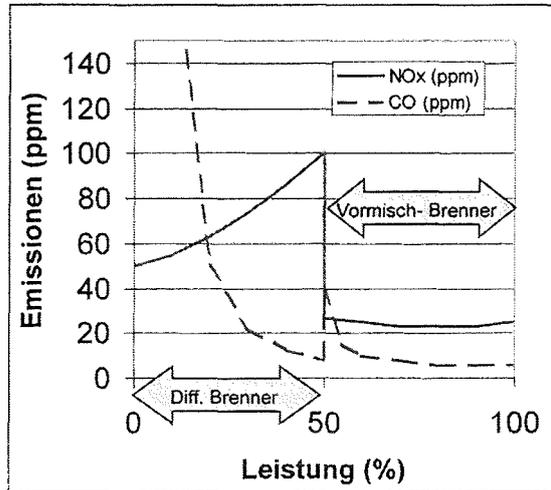


Leistungssollwert > Grundlast  
 Verdichterleitschaufeln voll geöffnet

### Entlasten und Abfahren der Gasturbine



### Regelung des Siemens Hybridbrenners

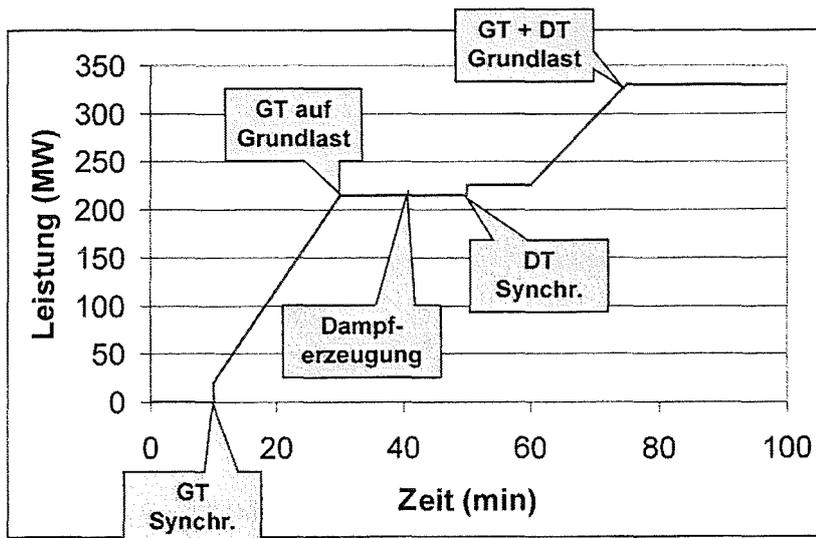


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6- 9

### Lastkurve der GUD-Anlage (Warmstart)

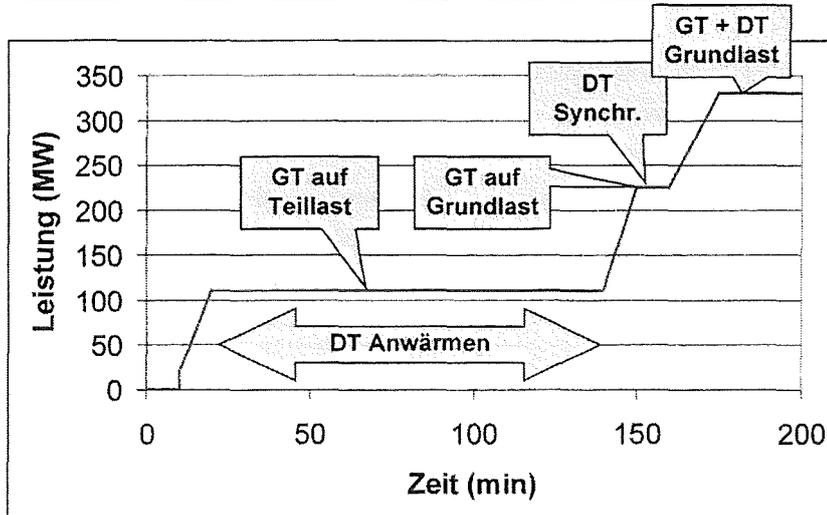


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6- 10

### Lastkurve der GUD-Anlage (Kaltstart)

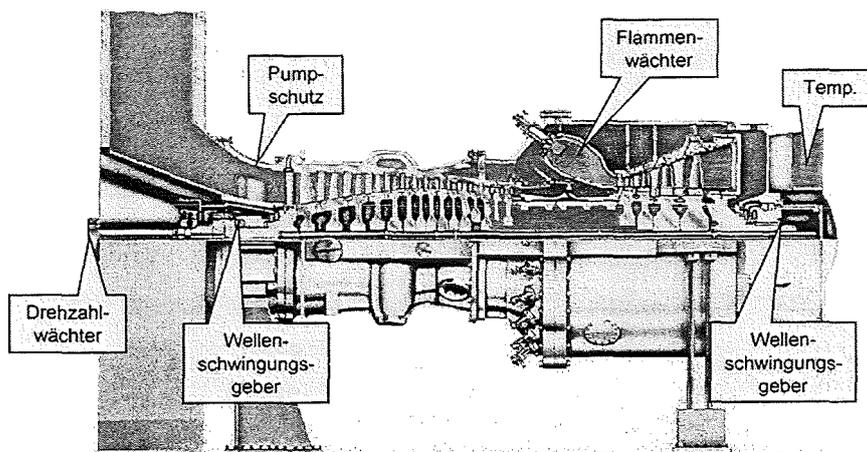


Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-11

### Sicherheitsinstrumentierung



Zuverlässige Gasturbinen T. Schulenberg FZK IKET

Regelung

6-12

## Sicherheitsinstrumentierung

### Schnellschluss auslösende Geber:

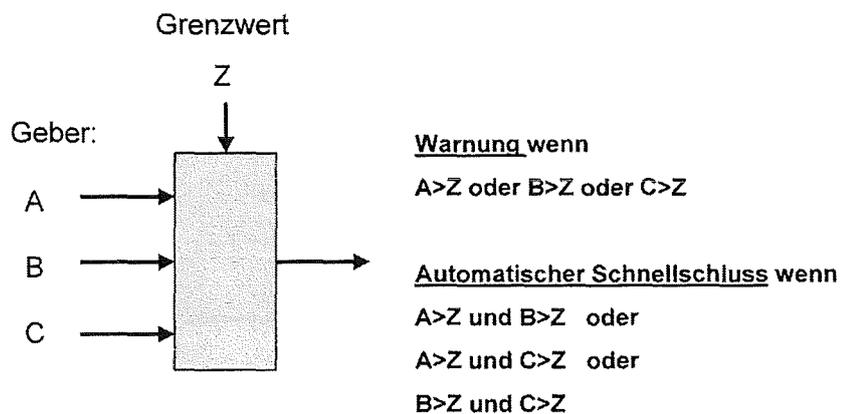
- Drehzahlwächter (z.B. mechanisch)
- Flammenwächter (z.B. Photodiode)
- Abgastemperatur Grenzwert (Thermoelement)
- Pumpschutz (Druckgeber im Ansaughaus)
- Wellenschwingungsgeber (Abstandsmessung im Lager)

### Automatische Entlastung z.B. bei

- Brennkammerdruck zu hoch
- Bauteiltemperaturen zu hoch
- Verbrennungsschwingungen

## Redundante Geber zur Erhöhung der Zuverlässigkeit

2 von 3 Schaltung bei Schnellschluss auslösenden Gebern



## Literatur

- [1] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen, Band II, Springer Verlag, 1982.
- [2] A.A. Putnam, Combustion driven oscillations in industry, American Elsevier Pub, New York, 1971.
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1992.
- [4] Y. Murakami, The Stress-Intensity Handbook, Volume 1,2, Pergamon Press, 1986.
- [5] B. Becker, T. Schulenberg, Erfolge bei der Gasturbinenentwicklung, VGB Kraftwerkstechnik 76, Heft 4, 1996.
- [6] G. Müller, M. Valk, H. Weisser, Spitzentechnologie Gasturbine: Schadenmechanismen, -häufigkeit und -kosten, VGB Kraftwerkstechnik, 11/2000.
- [7] H.M. Saxer-Felici, A.P. Saxer, A. Inderbitzin, G. Gyarmathy, Prediction and measurement of rotating stall cells in an axial compressor, ASME 98-GT-67, 1998.
- [8] B. Schetter, M. Ziegner, Modern low-emission gas turbines for base load power generation, Energy- a Servant of Society, Helsinki, March 9-12, 1993.
- [9] H. Maghon, P. Berenbrink, H. Termuehlen, G. Gartner, Progress in NO<sub>x</sub> and CO emission reduction of gas turbines, 90-JPGC/GT-4, ASME Power Generation Conderence, Boston, Oct. 21-25, 1990.
- [10] E. Jeffs, ABB introducing a new dual fuel dry low-NO<sub>x</sub> burner design, Gas Turbine World, May-June 1989.
- [11] T. Schulenberg, F. Kopper, J. Richardson, An advanced black design for V84.3 gas turbines, VDI-Berichte Nr. 1185, 1995.
- [12] N. Czech, R. Reinhold, Protective coatings: a prerequisite for improved efficiency, Power Engineering International, May 1998.
- [13] N. Czech, W. Esser, F. Schmitz, Gas turbine black materials: the next steps, Modern Power Systems, May 1995.
- [14] M. Scheurlen, Aero-thermische Auslegung und Erprobung der Schaufelblätter für eine fortschrittliche Gasturbinengeneration, VGB-Konferenz "Forschung in der Kraftwerkstechnik" 1998.
- [15] D. Granser, T. Schulenberg, Prediction and measurement of film cooling effectiveness for a first-stage turbine vane shroud, ASME 90-GT-95, 1990.

- [16] N. Czech, F. Schmitz, W. Stamm, Microstructural analysis of the role of rhenium in advanced MCrAlY coatings, Surface and Coatings Technology 76-77, p.28-33, 1995.
- [17] Y. Pan, B. Bischoff-Beiermann, T. Schulenberg, Material testing for fatigue design of heavy-duty gas turbine blading with film cooling, Fatigue Design 1998, Espoo, Finland 1, May 26-29, 1998.
- [18] T. Schulenberg, H. Bals, Blade temperature measurements of model V84.2 100 MW/60 Hz gas turbine, ASME 87-GT-135, 1987.
- [19] M. Händler, D. Raake, M. Scheurlen, Aero-thermal design and testing of advanced turbine blades, ASME 97-GT-66, 1997.
- [20] T. Schulenberg, Prüffeldergebnisse der neuen Gasturbine V84.3A, VGB Kraftwerkstechnik 76, Heft 10, 1996.
- [21] W. Beele, W. Stamm, Reliable TBC's for industrial gas turbine design, 126<sup>th</sup> TMS Annual Meeting & Exhibition, Orlando, Florida, Feb. 9-13, 1997.
- [22] N. Czech, F. Schmitz, W. Stamm, Thermal mechanical fatigue behavior of advanced overlay coatings, Materials and Manufacturing Processes, Vol. 10, No. 5, 1021-1035, 1995.
- [23] G. Zenzinger, L. Steinhauser, Thermographie – Zerstörungsfreie Materialprüfung, MTU Report 2/93, 1993.
- [24] B. Becker, H. Termuehlen, Integrity of heavy-duty gas turbine rotors, American Power Conference, Chicago, April 9-11, 1996.