

Uwe Gampe und Mario Raddatz

Hochtemperatur-Energietechnik: Anforderungen an Material und Bauteil – Herausforderung für Hersteller und Betreiber

1 Einleitung

Die Energieumwandlungsprozesse in der Energieversorgung und Energieanwendung decken einen weiten Temperaturbereich ab, der sich von -273 °C bis zu den Temperaturen erstreckt, die bezüglich der thermischen Belastung der Bauteile noch beherrschbar sind. Entsprechend dem fortschreitenden Stand der Technik, insbesondere vor dem Hintergrund der Werkstoffentwicklung, wird dieser Bereich nach oben ständig erweitert. Eindrucksvoll lässt sich dies an der Entwicklung der oberen Prozessparameter von Dampfkraft- und Gasturbinenprozessen nachvollziehen (Bild 1). Da für technische Entwicklungen immer auch Triebkräfte erforderlich sind, stellt sich zuerst die Frage, welche Entwicklungsanforderungen und -zwänge die Steigerung der Prozessparameter erklären. Die Antwort soll folgende thermodynamische Betrachtung liefern.

Den Energieumwandlungsprozessen in der Energieversorgung liegen im überwiegenden Maße thermodynamische Kreisprozesse zugrunde, die eine geschlossene Folge einfacher Zustandsänderungen sind. Betrachtet man zunächst einen beliebigen *reversiblen* Kreisprozess (Bild 2), so ist die spezifische, d. h. auf 1 kg Fluid bezogene Kreisprozessarbeit w nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik die Differenz aus der spezifischen zu- und abgeführten Wärme

$$-w = q_i + q_{ii} \quad .$$

Ihr Betrag entspricht der eingeschlossenen Fläche in der Kreisprozessdarstellung (Bild 2). Kraftwerksprozesse sind sogenannte

Rechtsprozesse, bei denen mechanische Arbeit abgegeben wird, d. h. dass die Kreisprozessarbeit kleiner als Null ist

$$-w = q_i + q_{ii} = q_{zu} - |q_{ab}| > 0 \quad .$$

Beurteilungskriterium der Prozessgüte ist allgemein das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand, das im Falle des Kraftwerksprozesses durch den thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{|w|}{q_{zu}} = 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}}$$

bzw. für den reversiblen Prozess auch in der Schreibweise

$$\eta_m = 1 - \frac{T_{m,ab}}{T_{m,zu}}$$

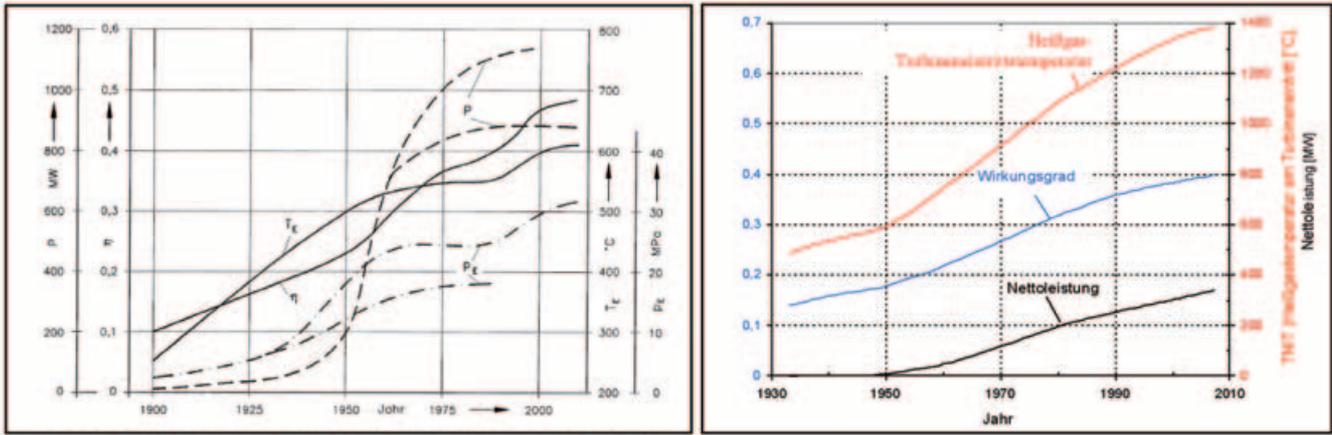
definiert ist. Dabei ist T_m die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr oder -abfuhr. Die Effizienz einer realen Energieanlage, die durch den effektiven Wirkungsgrad bzw. Nettowirkungsgrad

$$\eta_e = \frac{P_{st}}{\dot{Q}_{zu}} \eta_{m,sp}$$

ausgedrückt wird, bei dem P_{st} die Leistung am Generatorausgang, \dot{Q}_{zu} die zugeführte Wärmeleistung und $\eta_{m,sp}$ das Verhältnis von Netto- zu Bruttoleistung ist, hängt natürlich noch von weiteren Einflussgrößen ab, da in allen Energieumwandlungsprozessen und Transportvorgängen Energiedissipationen auftreten. Dennoch ist festzuhalten, dass der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses am kleinsten ist. Bei Dampfturbinen-

Die Erhöhung der Prozessparameter Druck und Temperatur bietet das größte Potenzial für die Effizienzsteigerung von Kraftwerksanlagen. Sie ist jedoch eng an die Werkstoffentwicklung gebunden, da die thermischen und mechanischen Beanspruchungen für eine geforderte Bauteillebensdauer bis an die Grenzbeanspruchbarkeit des Werkstoffes gehen. Um eine sichere Auslegung zu gewährleisten und dennoch eine optimale Werkstoffauslastung zu erreichen, wird weltweit an der Weiterentwicklung der Berechnungsverfahren für komplexe Beanspruchungen gearbeitet, so auch im Institut für Energietechnik der TU Dresden. Ein Forschungsschwerpunkt liegt dabei auf dem Gebiet der thermisch-mechanischen Ermüdung. Aber auch der Betrieb von Anlagen der Hochtemperatur-Energietechnik beeinflusst deren Sicherheit und Verfügbarkeit. Diesbezüglich werden im Beitrag einige Aspekte angerissen.

Raising of the process parameters pressure and temperature offers the greatest potential for increased power station efficiency. However, this is closely dependent on materials development, as thermal and mechanical stresses over the required service life approach the stress limits of the materials. In order to ensure safe designs, but at the same time to optimise material utilisation, the permanent enhancement of design procedures for complex stresses is a subject for R&D worldwide, including the Institute of Power Engineering of the TU Dresden. Here, thermal-mechanical fatigue at high temperatures is the main focus of research. But power station operation similarly influences safety and availability. Corresponding aspects are also touched upon in the paper.



obere Verläufe von P und p_E für überkritische DTA, untere für unterkritische DTA

Bild 1. Parameterentwicklung in der Hochtemperatur-Energietechnik (links: Dampfturbinenanlagen – DTA, rechts: Gasturbinenanlagen – GTA)

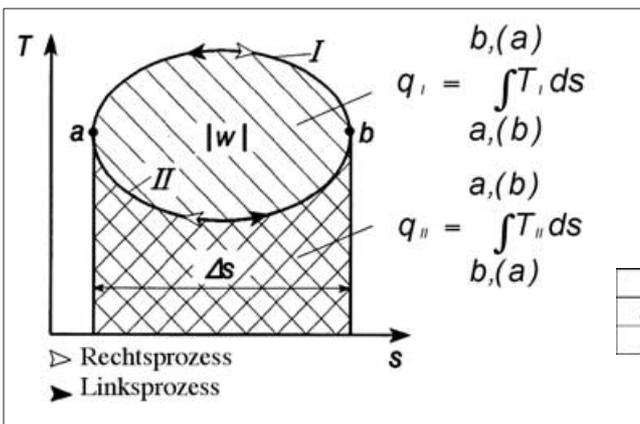
anlagen (DTA) werden mit den heutigen Prozessparametern thermische Wirkungsgrade $\eta_{th} < 0,54 \dots 0,60$ erreicht, wobei alle anderen Teilwirkungsgrade der Kraftwerksanlage im Bereich $0,90 < \eta_K < 0,99$ liegen. Nettowirkungsgrade von $\eta_e < 0,42 \dots 0,47$ sind die Folge. Bei Gasturbinenanlagen (GTA) verhält es sich ähnlich. Bei thermischen Wirkungsgraden des einfachen, offenen Gasturbinenprozesses $\eta_{th} < 0,44 \dots 0,46$ werden Nettowirkungsgrade $\eta_e < 0,35 \dots 0,38$ erzielt. Die Verbesserung der Prozessgüte durch Erhöhung der Prozessparameter bietet somit das größte Potenzial für die Effizienzsteigerung. Die Entwicklungsziele sind ehrgeizig: DTA mit Frischdampfparametern $700 \text{ }^\circ\text{C}/350 \text{ bar}$ mit $\eta_e \approx 0,50 \dots 0,51$ (z.B. [1]), GTA mit Turbineneintrittstemperaturen deutlich über $1400 \text{ }^\circ\text{C}$ für Nettowirkungsgrade reiner GTA $\eta_e > 0,40$ und kombinierter Gas-Dampf-Anlagen $\eta_e > 0,60$ (z.B. [2]).

2 Anforderungen an Material und Bauteil – Hochtemperatur-Bauteillebensdauer

Beim Betrieb von Maschinen und Anlagen der Hochtemperatur (HT)-Energietechnik wirken Schadensmechanismen, die eine begrenzte Bauteillebensdauer zur Folge haben. Das heißt: Durch statische und zyklische Beanspruchungen bei hohen Temperaturen $T > 0,4 T_S$ (T_S – absolute Schmelztemperatur des Werkstoffes) sowie häufig auch

oxidierende und korrosive Umgebungsbedingungen (z.B. Heißgasatmosphäre bei Gasturbinenanlagen) kommt es zu einer physischen Alterung des Bauteils infolge permanenter Schädigungsentwicklung während des Langzeitbetriebs, sodass keine Dauerfestigkeit erreicht wird. Hochtemperatur-Bauteile werden also unter Zugrundelegung von Beanspruchungsszenarien für eine bestimmte Lebensdauer ausgelegt. Kriechschädigung und zyklische Schädigung (thermisch-mechanische Ermüdung), Hochtemperatur-Korrosion und -Oxidation sind die dominierenden Schadensmechanismen im Anlagenbetrieb, die in der Regel nicht einzeln auftreten, sondern sich überlagern, sodass es zu einer beschleunigten Schädigungsentwicklung kommt.

Unter Kriechschädigung versteht man eine bei den oben genannten Temperaturen stattfindende zeitabhängig fortschreitende viskoplastische Verformung. Sie erfolgt auch bei niedrigen Belastungen und führt bei Erreichen der Bauteillebensdauer zum Kriechbruch. Relevante Werkstoffkennwerte für die Auslegung sind die Zeitstandfestigkeit $R_{m/Zeit/T}$ und die 1%-Zeitdehngrenze $R_{p1/Zeit/T}$. Während $R_{m/Zeit/T}$ die Spannung darstellt, bei der es bei einer bestimmten Materialtemperatur T nach der ausgewiesenen Zeit zum Kriechbruch kommt, stellt die Zeitdehngrenze ein Kriterium dar, um unzulässige Verformungen zu verhindern. Dass es auch diesbezüglich Begrenzungen geben muss, ist leicht einzusehen, wenn man beispielsweise an Spalte zwischen rotierenden und feststehenden Turbomaschinenbauteilen denkt. Spaltüberbrückung kann zu schweren Schäden führen, z.B. Schaufelbruch mit resultierenden Folgeschäden. Bild 3 stellt beispielhaft das durch Kriechschädigung verformte Deckband einer Gasturbinenlaufschaufelreihe dar. Bei der Auslegung von Gasturbinenanlagen-Bauteilen werden in Bezug auf die Zeitstandfestigkeit die Festigkeitskennwerte $R_{m/100000 \text{ h}/T}$ oder $R_{p1/100000 \text{ h}/T}$ zugrunde gelegt.



	Rechtsprozess	Linksprozess
Zustandsänderung I	Wärmezufuhr	Wärmeabfuhr
Zustandsänderung II	Wärmeabfuhr	Wärmezufuhr

Bild 2. Allgemeine Kreisprozessdarstellung

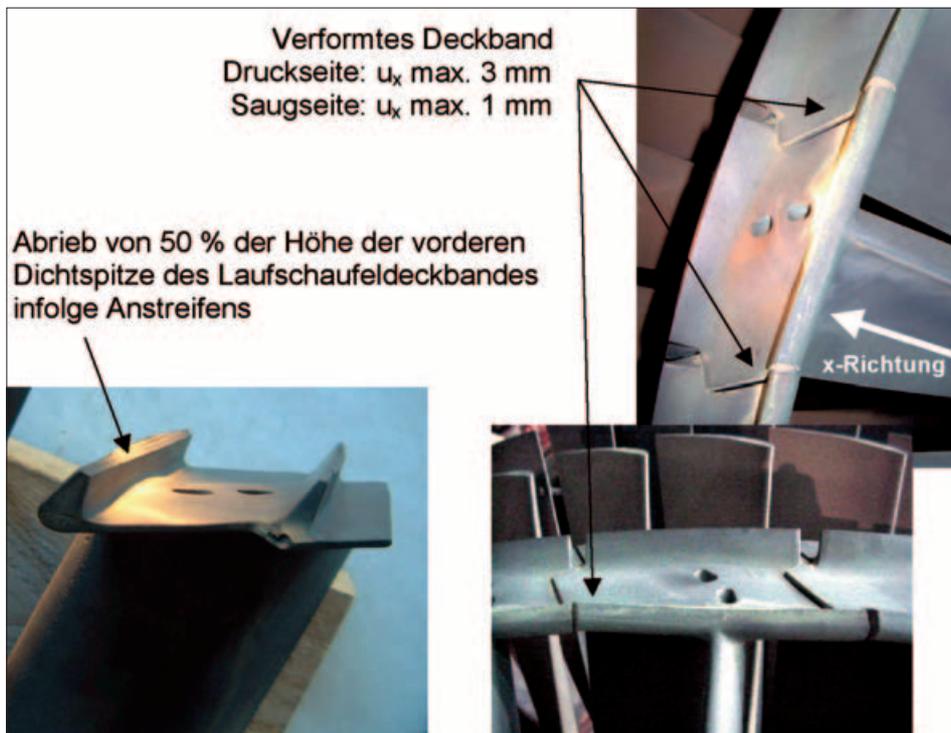


Bild 3. Kriechschädigung des Laufschaufeldeckbandes einer Gasturbine

Die Beurteilung des Lebensdauerverbrauches infolge Kriechschädigung erfordert thermisch-mechanische Beanspruchungsanalysen. Stand der Technik sind Finite-Elemente (FE)-Analysen. Für eine bestimmte Beanspruchung und Substrattemperatur (lokale Oberflächentemperatur des Grundmaterials) kann dann die Lebensdauer (Bruchzeit) unter Verwendung des Zeitstandfestigkeitsdiagramms des Werkstoffes rechnerisch ermittelt werden. Bei wechselnden Beanspruchungsniveaus im Langzeitbetrieb, die für Kraftwerke typisch sind, wird der Lebensdauerverbrauch durch Akkumulation der Schädigungsanteile (Verhältnis von Belastungszeit t_j bei örtlicher Bauteilspannung sowie Substrattemperatur und zugehöriger Bruchzeit t_{Bj})

$$D_x = \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{t_{Bj}}$$

ermittelt. Welchen Einfluss die Temperatur auf die Kriechlebensdauer hat, soll das Beispiel in Bild 4 veranschaulichen. Es handelt sich dabei um einen klassischen Gasturbinenschaufelwerkstoff. Beanspruchung und Substrattemperaturen sind ebenfalls repräsentativ. Der Unterschied zwischen den Heißgastemperaturen moderner Gasturbinenanlagen und den bedeutend niedrigeren Substrattemperaturen wird durch die Bauteilkühlung und gegebenenfalls vorhandene thermische Schutzschichten erklärt. Aus dem Zahlenbeispiel ergibt sich die wichtige Schlussfolgerung, dass eine Erhöhung der Substrattemperatur um 10 ... 15 K bei Gasturbinenanlagen-Heißgasbauteilen zur Halbierung der Lebensdauer führt.

Die zyklische Schädigung (*thermisch-mechanische Ermüdung TME*) entsteht durch zyklische Formänderungen bzw. Dehnungswechsel bei An- und Abfahrvorgängen sowie Laständerungen. Bei Bauteilen der Hochtemperatur-Energetechnik resultiert diese Dehnungswechsellermüdung in erster Linie aus der thermozyklischen Beanspruchung. Rissfelder, wie in Bild 5 dargestellt, sind typisch für diesen

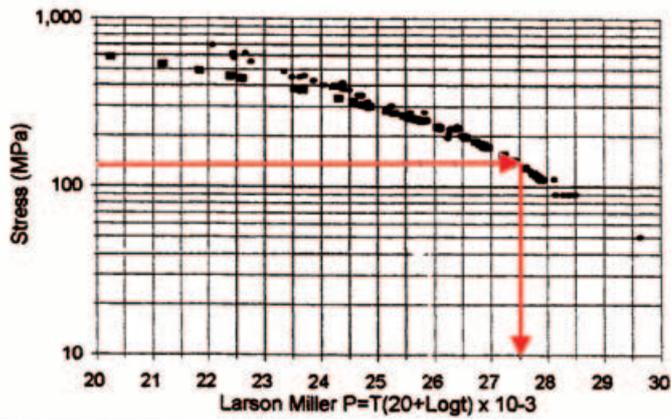
Schadensmechanismus. Dabei wirken auf die Lebensdauer prinzipiell zwei Faktoren: Temperaturniveau im Zyklus und Spannungs- bzw. Dehnungsschwingbreite. Ausgehend von den zeitabhängigen thermischen Spannungen bzw. Dehnungen (Bild 6a), wird zunächst die resultierende maximale Dehnungsschwingbreite (-amplitude) für einen Thermozyklus bzw. Lastwechsel (Index i) berechnet und die zugehörige Anrisszyklenzahl $N_{A,i}$ aus dem temperaturabhängigen COFFIN-MANSON-Diagramm des Werkstoffes (Bild 6b) ermittelt. Dazu sind für die einzelnen Betriebszyklen, die sich in der Beanspruchungshöhe und -folge unterscheiden (z. B. Normalstart/Abfahren, Schnellstart/ Abfahren usw.), in der Regel sehr aufwändige Finite-Elemente-Berechnungen der zugehörigen Dehnungsschwingbreiten bzw. -amplituden erforderlich.

Der Lebensdauerverbrauch D_E wird wieder durch Akkumulation der Schädigungsanteile (Verhältnis von Zyklenzahl n_i bei bestimmter Dehnungsschwingbreite und Bezugstemperatur sowie zugehöriger Anrisszyklenzahl $N_{A,i}$)

$$D_e = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{A,i}}$$

ermittelt.

Generell ist festzustellen, dass eine Temperaturerhöhung die Schädigungsentwicklung beschleunigt. Das gilt sowohl für das Kriechen wie auch die Ermüdung. Allerdings ist nicht zwangsläufig der Bauteilbereich mit der höchsten Temperatur gleichzeitig der die Lebensdauer limitierende Bereich (Bild 7). Temperatur, d.h. Substrattemperatur, und die für einen bestimmten Schadensmechanismus maßgebende lokale Beanspruchung müssen stets zusammen betrachtet werden. Auch bei der Überlagerung der Schadensmechanismen Kriechen und Ermüdung, wie es für Hochtemperaturkomponenten von Kraftwerksanlagen charakteristisch ist, beschleunigt sich die Schädigungsentwicklung. Anhand eines Beispiels aus der Forschung wird dieser Effekt in Bild 8 illustriert. Eigene Messwerte aus der Untersuchung



Zeitstand-Lebensdauer:

$$t = 10 \left(\frac{LMP \cdot 1000}{T} - 20 \right)$$

Beispiel für Beanspruchungsniveau $\sigma = 120$ MPa

Substrattemperatur in °C	Substrattemperatur in K	Zeitstandlebensdauer in h
810	1083	246847
820	1093	144580
830	1103	85507
840	1113	51050
850	1123	30759

Bild 4. Zeitstandfestigkeit der Nickel-Basislegierung IN738 LC [3] und Beispiel zur Abhängigkeit der Lebensdauer für reines Kriechen von der Substrattemperatur

von Flachzugproben bei überlagerter statischer und thermozyklischer Beanspruchung [5] wurden in das COUSSERAN-Diagramm [6] eingetragen. Dieses Diagramm bietet die Möglichkeit, den Einfluss von Sekundärspannungen (z. B. thermischen Spannungen) auf das Kriechverhalten abzuschätzen. Dazu wird eine effektive Spannung gebildet, die zur gleichen Kriechdehnung führt wie die Kombination aus

Primärbeanspruchung (infolge mechanischer Lasten) und Sekundärbeanspruchung. Man erkennt, dass die effektive Spannung in jeder Kombination größer als die Primärspannung ist, die bei reinem Kriechen allein wirkt. Die Messwerte liegen über der sogenannten Designkurve und bestätigen damit ihre Konservativität. An der Erforschung der Interaktion von Kriechen und Ermüdung,

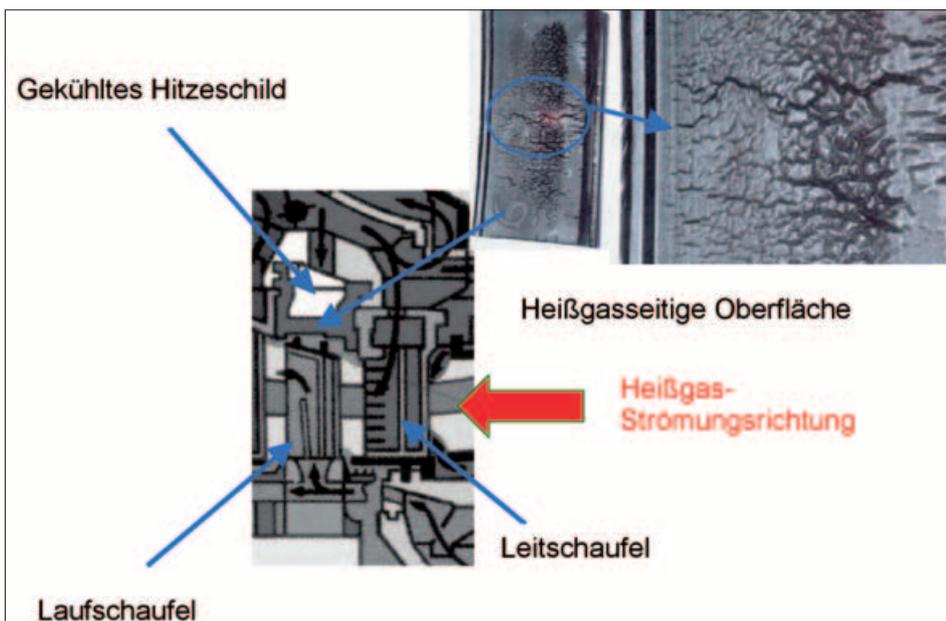


Bild 5. Ermüdungsrissfelder („Elefantenhaut“) auf der heißgasbeaufschlagten Oberfläche von gekühlten Hitzeschildsegmenten einer Gasturbine

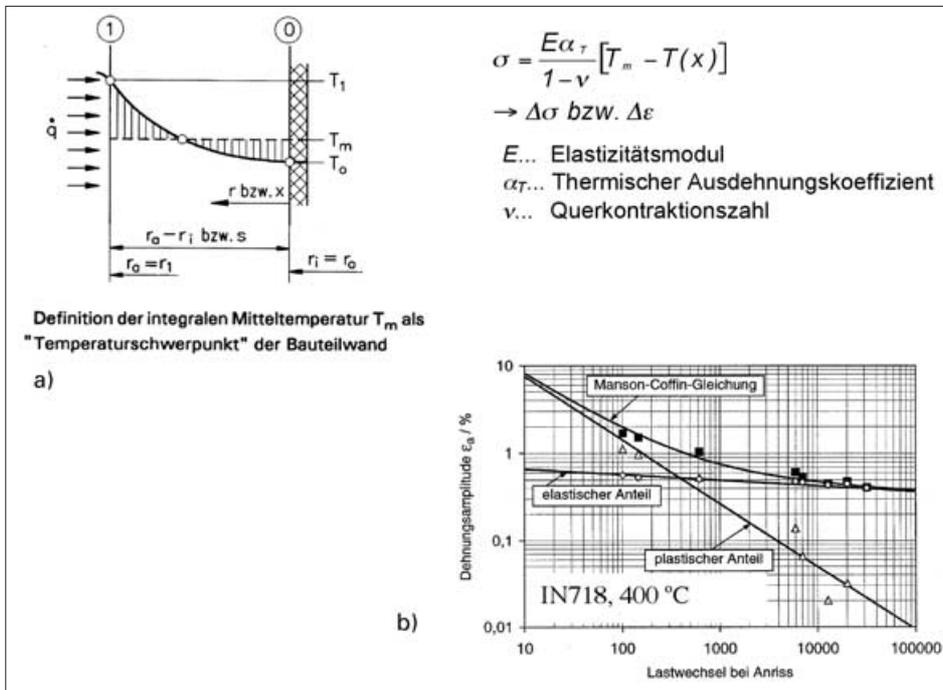


Bild 6. Schematische Darstellung des Temperaturverlaufes für einen bestimmten Zeitpunkt in einer Bauteilwand (oben links) und COFFIN-MANSON-Diagramm [4] (unten rechts)

ihrer Modellierung und der Weiterentwicklung der Verfahren zur Auslegung und Lebensdauervorhersage für Hochtemperatur-Bauteile wird weltweit noch immer angestrengt gearbeitet, so auch im Institut für Energietechnik der TU Dresden. Wurde in vorangegangenen Projekten bereits ein TMF-Berechnungskonzept [7] entwickelt und mit dem Aufbau einer TMF-Bauteil-Versuchsdatenbasis für poly- und einkristalline Ni-Basislegierungen zur Validierung der Berechnungsverfahren begonnen [8], so stehen gegenwärtig¹ einkristalline Ni-Basis-Legierungen mit ihren richtungsabhängigen Werkstoffeigenschaften im Mittelpunkt. Dabei werden entsprechende turbinenschaufelähnliche Modellkörper unter überlagerten thermischen und mechanischen Belastungen bezüglich Verformungsverhalten und Rissentstehung in realer Heißgasumgebung bis 1200 °C untersucht (Bild 9). Messwerte sind die zeitabhängigen bleibenden Verformungen und Substrattemperaturen der Modellkörper. Derartige Experimente sind für die Entwicklung und Verifizierung der Festigkeits-Berechnungsverfahren von großer Bedeutung. Im Hinblick auf mögliche Folgeschäden, die aufgrund unerwarteten Versagens von Hochtemperatur-Bauteilen entstehen können, liefert jeder Beitrag zur sicheren Auslegung bei Begrenzung der Konservativität auf ein vertretbares Minimum einen bedeutenden wirtschaftlichen Gewinn. Darüber hinaus bilden diese experimentell abgesicherten Berechnungsverfahren die Grundlage für die präventive, zustands- und risikobasierte Inspektion und Instandhaltung. Das setzt aber natürlich voraus, dass die zur Validierung verwendete Datenbasis den Langzeitbetrieb von Hochtemperaturbauteilen, wie z.B. Gasturbinenschaukeln, in Bezug auf Komplexität der Beanspruchung und Schadensmechanismen auch repräsentiert. Um Kriech-Ermüdung zu simulieren, bedarf es unbedingt längerer Versuchszeiten. Kurzzeitversuche bei sehr hohen Beanspruchungen mit Laufzeiten von nur wenigen Stunden sind für die Übertragbarkeit auf das Bauteil ungeeignet. Was die Komplexität der Beanspruchung betrifft, überlagert sich zum Beispiel bei Turbinenlaufschaukeln der niederzyklischen Ermüdung (LCF) noch die hochzyklische Ermüdung (HCF), z. B. durch

strömungsbedingte Schwingungsanregung beim Durchlaufen von Nachlaufgebieten von Leitgittern. Diese kombinierte zyklische Ermüdung (CCF) bei hohen Temperaturen wird gerade in einem EU-Projekt² erforscht.

3 Herausforderungen für Hersteller von Komponenten und Anlagen der Hochtemperatur-Energietechnik

Die Steigerung der Parameter konnte sich nur vor dem Hintergrund der Entwicklungen auf dem Gebiet der Werkstoffe vollziehen. Der Übergang zum Dampfkraftwerk (DKW) mit Frischdampfparametern 700 °C/350 bar stellt eine völlig neue Qualität der DKW-Technologie dar, da in Bereichen des Dampferzeugers und der Dampfturbine nunmehr auch Ni-Basis-Werkstoffe anstelle der bisher üblichen hochwarmfesten Stähle zum Einsatz kommen müssen. Dampfkraftwerke werden als große Leistungseinheiten (Bild 1) für 200 000 h bzw. 300 000 h und lange Betriebszeiten ohne Revision (Revisionsintervalle > 10 Jahre) ausgelegt. Die Lebensdauer von Gasturbinenanlagen ist aufgrund der bedeutend höheren Temperaturen deutlich kürzer. Auslegungsgrundlage sind in der Regel 100 000 äquivalente Betriebsstunden (EOH). Dabei handelt es sich um eine Vergleichsgröße. Sie drückt den Lebensdauerverbrauch bei unterschiedlichen Betriebsweisen (normale An- und Abfahrvorgänge, Schnellstart, Notabschaltung, Brennstoffwechsel, Wasser- bzw. Dampf-injektion usw.) in einer äquivalenten Anzahl von Nennlaststunden aus. In der Gasturbinentechnologie sind Stähle für *heißgasbeaufschlag-*

¹ Lebensdauerberechnungsverfahren für gekühlte, thermisch-mechanisch beanspruchte Bauteile mit anisotropen Werkstoffeigenschaften. FVV-Vorhaben AIF 14507 BG/1, Laufzeit 2005 – 2008, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Frankfurt.

² Predictive Methods for Combined Cycle Fatigue in Gas Turbine Blades. EU-STREP-Projekt, FP6-2005-Aero-1, Contract-No.: AST5-CT-2006-030889, Laufzeit 2006 – 2010.

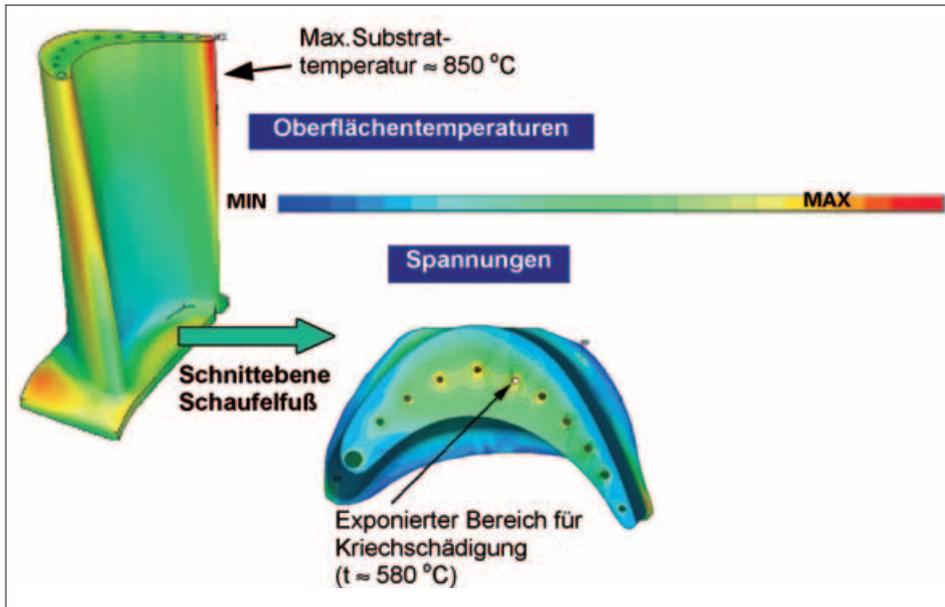


Bild 7. Bereiche maximaler Substrattemperatur und Beanspruchung am Beispiel einer Gasturbinen-Laufschaufel

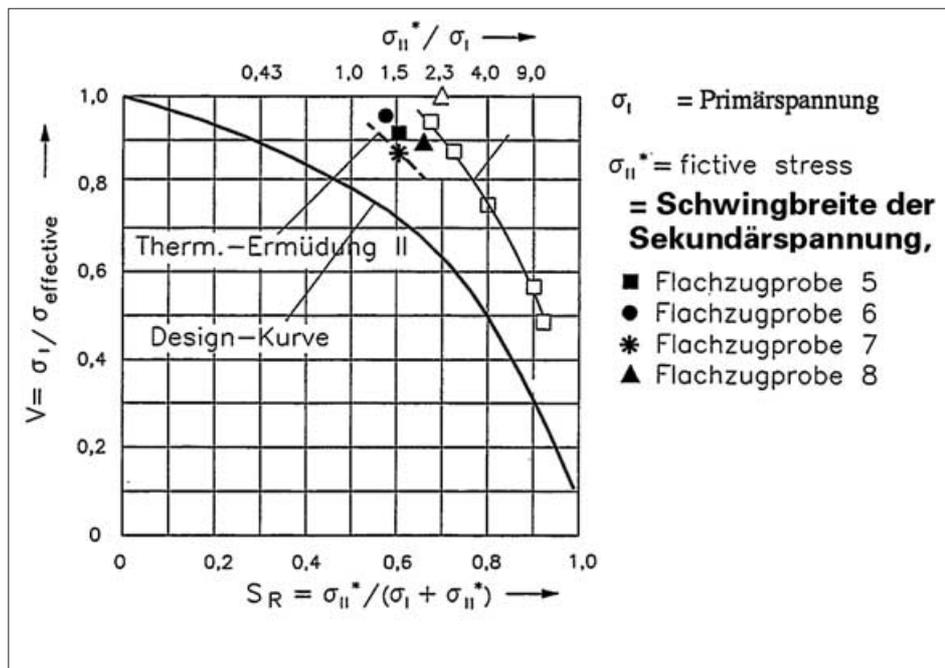


Bild 8. COUSSERAN-Diagramm [6]

te Bauteile nicht mehr anwendbar. Es kommen poly- und einkristalline Ni-Basislegierungen zum Einsatz, die über Hochtemperatur-Korrosionsschutzschichten und bei höchsten Beanspruchungen gegebenenfalls auch über keramische Wärmedämmschichten verfügen. Der in Bild 10 dargestellte grobe Vergleich der Zeitstandfestigkeiten verschiedener Gruppen hochwarmfester Werkstoffe verdeutlicht die Unterschiede in der Langzeitfestigkeit. Beim Beanspruchungsniveau heutiger Gasturbinen-Schaufeln und Einsatz von Einkristall-Legierungen liegen die maximal erreichbaren Substrattemperaturen bei etwa 900 °C und damit um rund 80 bis 90 K über den Werten polykristalliner Ni-Basis-Legierungen. Die gerichtet erstarrten Legierungen liegen dazwischen.

Vergleicht man diese Niveaus der Materialtemperatur mit den Heißgastemperaturen moderner Gasturbinenanlagen, so wird klar, dass die Bauteile gekühlt werden müssen und darüber hinaus gegebenenfalls Wärmedämmschichten erforderlich sind. Gekühlte Turbinenschaufeln kommen seit 1970 bei Industrie-Gasturbinen zum Einsatz. Die Hohl-schaufeln sind gegossen und die Kühlung erfolgt fast ausschließlich mit Verdichterluft. Für die Kühlung der Heißgasbauteile werden bis 20 ... 25 % des Verdichterluftmassenstroms benötigt. Je nach Bauteil und thermischer Beanspruchung erfolgt ein gestaffelter Einsatz der infrage kommenden Kühltechnologien. Eine Kombination aus Film- und Prallkühlung ist gegenwärtig das effektivste Verfahren. Künftig wird es darauf ankommen, trotz Steigerung der

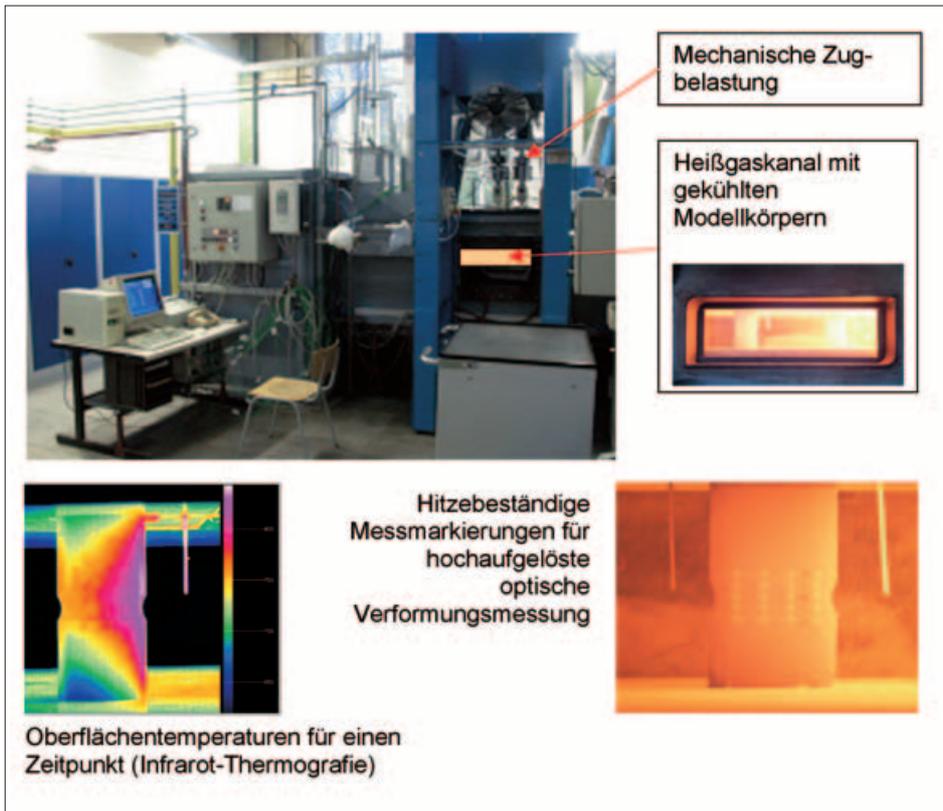


Bild 9. Heißgasprüfstand für experimentelle Untersuchungen zur thermisch-mechanischen Ermüdung an gekühlten Modellkörpern bis zu Temperaturen von 1200 °C

Gasturbinen-Eintrittstemperaturen den Kühlluftbedarf entscheidend zu senken. Das erfordert neue Kühlkonzepte und Werkstoffe, die höhere Substrattemperaturen zulassen.

4 Herausforderungen für den Betrieb – Betriebsmanagement und Lebensdauer

Bedenkt man, dass beim Stillstand einer Kraftwerksanlage, wenn also keine elektrische Leistung verfügbar ist, allein ein

wirtschaftlicher Schaden im Bereich zwischen 5 bis 6 Euro/MWh (Grundlastanlagen) und 150 bis 400 Euro/MWh (Spitzenlastanlagen) entsteht, zu denen noch die Kosten für die Instandsetzung kommen, so erklärt dies bereits die Notwendigkeit, Schäden sowie Ausfälle und damit verbundene unplanmäßige Stillstände auszuschließen. Dabei gibt es folgende Aktionsebenen:

- Einhaltung und sorgfältige Überwachung der Betriebsparameter, z.B. permanente, räumlich gut aufgelöste

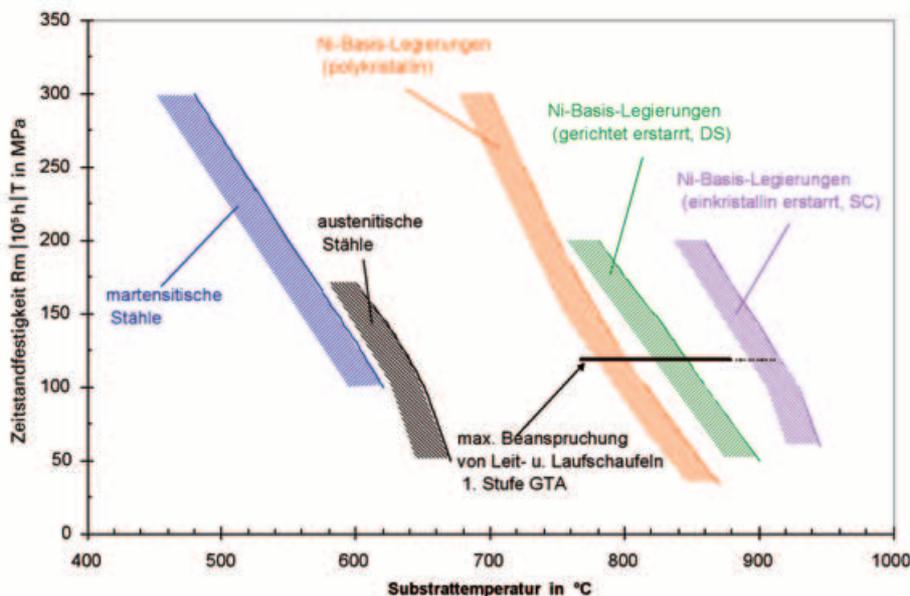


Bild 10. Vergleich der Zeitstandfestigkeit verschiedener Werkstoffgruppen

Temperaturprofil-Überwachung am Gasturbinaustritt zur Vermeidung von lokalen Überhitzungen am Turbineneintritt

- Analyse und Bewertung der technischen Machbarkeit von Veränderungen in der Betriebsweise, z.B. Verkürzung der Anfahrzeiten oder leistungssteigernde Maßnahmen bei Gasturbinenanlagen
- sorgfältige Analyse und Bewertung ihrer Langzeitauswirkungen auf die Bauteillebensdauer und Instandhaltungsaufwendungen
- Überwachung der eingesetzten Betriebsstoffe
- vorbeugende und zustandsorientierte Inspektion und Instandhaltung.

5 Schlussfolgerungen für die Schadensverhütung

Frühzeitige Schäden und Ausfälle im Anlagenbetrieb mit Einschränkung der Funktionalität und Verfügbarkeit sowie gegebenenfalls auch Gefährdungen können häufig schon vermieden werden, wenn grundlegende, zum Teil recht trivial erscheinende Gesichtspunkte beachtet werden, wie zum Beispiel die Folgenden:

- geeignete Werkstoffwahl nach Art des Bauteils, Beanspruchung, Umgebungsbedingungen sowie Anforderungen aus Reparatur und Instandhaltung
- Einhaltung der zulässigen Bauteiltemperatur
- Vermeidung thermischer Ungleichförmigkeiten, z. B. heißer Strähnen
- inspektions- und instandhaltungsgerechtes Design
- wärmeelastisches Design mit Beachtung der thermischen Absolut- und Relativdehnungen
- geeignete Lage, Anzahl und Ausführung der Messstellen für die Überwachung und Diagnose, z. B. für Temperatur und Druck

- Konzentration der „In-Service“-Inspektion auf die Anlagenkomponenten, die aufgrund ihrer Beanspruchung, der wirkenden Schadensmechanismen sowie des Sicherheits- und Verfügbarkeitsrisikos besonders exponiert sind; vorbeugende und zustandsorientierte anstelle ereignisorientierter Inspektion und Instandhaltung
- Schweißverbindungen sind Schwachstellen des Bauteils. Sie müssen qualitätsgerecht ausgeführt werden und sollten nicht in hochbeanspruchten Bereichen liegen.
- Auch niedrige Beanspruchungen führen bei hohen Temperaturen und korrosiven Umgebungsbedingungen zur Langzeitschädigung und Begrenzung der Lebensdauer.

Für eine sichere Auslegung bei weitgehender Ausschöpfung der Festigkeitsreserven des Werkstoffes bedarf es darüber hinaus einer stetigen Weiterentwicklung der Berechnungsmethoden im Sinne eines interdisziplinären Ansatzes, d.h. der Verbindung von Strömungsmechanik, Wärmeübertragung und Strukturmechanik.

Literatur

- [1] Meier, H.-J.; Stolzenberger, C.: Entwicklung der 700 °C-Dampfkraftwerkstechnologie. In: Tagungsband des 38. Kraftwerkstechnischen Kolloquiums der TU Dresden. TU Dresden, 2006
- [2] Bohn, D. E.: Technologien für die Gasturbinen der übernächsten Generation – Ergebnisse aus dem DFG-Sonderforschungsbereich 561, Aachen. Tagungsunterlagen der VGB-Fachtagung „Gasturbinen und Gasturbinenbetrieb 2005“. VGB PowerTech Essen, 2005
- [3] Woodford, D. A.: Stress Relaxation Testing of Miniature Specimens for Life Management of Turbine Blades. In: Proceedings of the EPRI-Conference on Advances in Life Assessment and Optimization of Fossil Power Plants. Orlando (USA), 2002
- [4] Issler, S.: Entwicklung eines Verfahrens zur Lebensdauervorhersage für Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen. Dissertation. Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA), Universität Stuttgart, 2002
- [5] Raddatz, M.; Oettel, R.: Thermische Ermüdung moderner Hochtemperaturbauteile II. Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 608. Heft 571-2 (1997), Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Frankfurt
- [6] Clement, G.; Lebe, J.; Roche, R. L.: A Design Rule for Thermal Ratchetting. In: Transactions of the ASME **108** (1996), S. 188 – 196
- [7] Martynov, I.: Fortschrittliche Modellierung zeitabhängiger Schädigungsvorgänge in Turbomaschinenbauteilen. Dissertation. TU Dresden, 2001
- [8] Raddatz, M.; Martynov, I.: Experimentell gestützte Entwicklung eines Verfahrens zur Lebensdauerbestimmung gekühlter Hochtemperaturbauteile mit anisotropen Materialeigenschaften unter thermomechanischen Belastungen. Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 764. Heft 785 (2004), Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Frankfurt

Manuskripteingang: 22.3.2007

Angenommen am: 15.5.2007



Gampe, Uwe
Prof. Dr.-Ing.

Studium Thermischer und hydraulischer Maschinenbau von 1976 bis 1980 an der TU Dresden ♦ 1983 Promotion zum Dr.-Ing. ♦ seit 2001 Professor für Thermische Energiemaschinen und -anlagen und Direktor des Instituts für Energietechnik, Fakultät Maschinenwesen der TU Dresden



Raddatz, Mario
Dr.-Ing.

Studium Maschinenbau von 1985 bis 1990 an der TU Dresden ♦ 1996 Promotion zum Dr.-Ing. ♦ seit 1990 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik, Fakultät Maschinenwesen der TU Dresden