

**Entwicklung eines Lebensdauerkonzeptes für
Schaufel-Welle-Verbindungen stationärer Turbinen
aus Nickelbasis- und 10 %-Chromlegierungen**

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Markus Rauch, M.S.

aus Bad Saulgau

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. E. Roos
Mitberichter: Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. H.-H. Cerjak
Tag der mündlichen Prüfung: 10.04.2006

Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart

2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Materialprüfungsanstalt (MPA) Universität Stuttgart sowie am Institut für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre Universität Stuttgart (IMWF).

Mein besonderer Dank gilt dem Direktor der MPA Universität Stuttgart Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Eberhard Roos. Seine Förderung und Unterstützung hat wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Professor Dipl.-Ing. Dr. mont. Horst-Hannes Cerjak danke ich sehr herzlich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Bei meinen Kolleginnen und Kollegen der MPA Universität Stuttgart und des IMWF möchte ich mich besonders für die angenehme und konstruktive Zusammenarbeit und die zahlreichen Anregungen und Hinweise bedanken, die ich in wertvollen Diskussionen erhalten habe.

Ein wesentlicher Teil der Untersuchungen wurde mit Mitteln der Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e. V. (AVIF, Nr. A163) gefördert. Hier gebührt dem betreuenden Arbeitskreis „Thermische Werkstoffermüdung“ sowie den beteiligten Industrieunternehmen mein Dank für die umfangreiche Mitwirkung.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie und, vor allem, meiner Frau Anne Katrin für ihr Verständnis, die Geduld und ihre Unterstützung bedanken.

Stuttgart, April 2006

Inhaltsverzeichnis

Wichtige Bezeichnungen	5
Zusammenfassung	8
Abstract	11
1 Einleitung	14
1.1 Problemstellung	14
1.2 Zielsetzung	15
2 Stand des Wissens	17
2.1 Turbinenschaufeln	17
2.2 Berechnungskonzepte	18
2.3 Ermüdungsnachweis bei mehrachsigen Spannungszustand	23
2.4 Lebensdauerkonzept für Schaufel-Scheibe-Verbindungen	26
3 Theoretische Grundlagen	28
3.1 Werkstoffverhalten	28
3.1.1 Fließkurven	28
3.1.2 Werkstoffverhalten bei zyklischer Beanspruchung	29
3.1.3 Zeitstandverhalten	36
3.1.4 Konzept der Meisterkurve	42
3.1.5 Kriechermüdungsbeanspruchung	43
3.1.6 Fretting-Fatigue	45
3.2 Werkstoffmodelle	46
3.2.1 CNOW-Modell	47
3.2.2 Parameteranpassung	54
4 Charakterisierung der Werkstoffe	60
4.1 Gasturbinen-Werkstoffe	60
4.1.1 Der Scheibenwerkstoff IN718	60
4.1.2 Der Schaufelwerkstoff IN792	65
4.2 Dampfturbinen-Werkstoffe	73
4.2.1 Der Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1	73
4.2.2 Der Schaufelwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1	81
5 Untersuchungen an Gasturbinen-Modellkörpern	87
5.1 Entwicklung des Gasturbinen-Modellkörpers	87

5.1.1	Berechnung der Gasturbine	88
5.1.2	Modellerstellung für den Gasturbinen-Modellkörper.....	90
5.1.3	Versuchseinrichtung für Gasturbinen-Modellkörper	94
5.2	Versuche an Gasturbinen-Modellkörpern.....	95
5.3	Zyklische Berechnungen der Gasturbinen-Modellkörper	99
5.3.1	Werkstoffmodellierung.....	99
5.3.2	Berechnungsergebnisse der Gasturbinen-Modellkörper	102
6	Untersuchungen an Dampfturbinen-Modellkörpern.....	107
6.1	Entwicklung des Dampfturbinen-Modellkörpers	107
6.1.1	Berechnung der Dampfturbine	108
6.1.2	Modellerstellung für den Dampfturbinen-Modellkörper.....	110
6.1.3	Versuchseinrichtung für Dampfturbinen-Modellkörper	112
6.2	Versuche an Dampfturbinen-Modellkörpern.....	113
6.2.1	LCF-Versuche ohne Haltezeit	113
6.2.2	LCF-Versuche mit Haltezeit.....	121
6.3	Zyklische Berechnungen der Dampfturbinen-Modellkörper	123
6.3.1	Werkstoffmodellierung.....	123
6.3.2	Berechnungsergebnisse der Dampfturbinen-Modellkörper	125
7	Lebensdauerkonzept.....	133
7.1	Lebensdauerkonzept bei Ermüdungsbeanspruchung.....	133
7.1.1	Stabiles zyklisches Werkstoffverhalten	133
7.1.2	Ständig entfestigendes zyklisches Werkstoffverhalten.....	136
7.2	Lebensdauerkonzept bei Kriechermüdungsbeanspruchung	141
8	Literatur.....	146
9	Anhang	158

Wichtige Bezeichnungen

Abkürzungen

BE	Bergmann
DT	Dampfturbine
EDZ	ebener Dehnungszustand
ESZ	ebener Spannungszustand
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
GT	Gasturbine
Ha	Hanschmann
HCF	High Cycle Fatigue
HE	Heitmann
HL	Haibach und Lehrke
HT	Hochtemperatur
HT-DMS	kapazitiver Hochtemperatur-Wegaufnehmer
HZ	Haltezeit
LA	Landgraf
LCF	Low Cycle Fatigue
LM	Larson-Miller
MK	Modellkörper
MKS	Methode der kritischen Schnittebene
MO	Morrow
OSH	Oktaederschubspannungshypothese
RT	Raumtemperatur
SIH	Schubspannungsintensitätshypothese
SWT	Smith, Watson, Topper
UMAT	User defined material

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A_5	%	Bruchdehnung (kurzer Proportionalstab)
a_{pd}	m/m	Korrekturfaktor für Druckspannungen für Schädigungsparameter nach Bergmann
a_{pz}	m/m	Korrekturfaktor für Zugspannungen für Schädigungsparameter nach Bergmann
b	m/m	Exponent für Manson-Coffin-Gleichung
B	m/m	Beanspruchungspunkt
c	m/m	Exponent für Manson-Coffin-Gleichung

C	m/m	Werkstoffparameter für Larson-Miller-Parameter
C_1	m/m	Parameter für nichtlineare Schadensakkumulation bei Kriechermüdungsbeanspruchung
d	mm	Prüfdurchmesser
D	m/m	Gesamtschädigung
D_c	m/m	Kriechschädigungsparameter des mod. Chaboche-Models
D_f	m/m	Ermüdungsschädigungsparameter des mod. Chaboche-Models
D_{NA}	m/m	linearisierter Ersatz-Schädigungsparameter
D_σ	m/m	Ermüdungsschädigung
D_ϑ	m/m	Kriechschädigung
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
G	MPa	Schubmodul
K	MPa	Werkstoffkennwert
K'	MPa	Parameter für Ramberg-Osgood-Gleichung
N	m/m	Lastwechselzahl
n'	MPa	Parameter für Ramberg-Osgood-Gleichung
P	MPa	Schädigungsparameter
P_E	MPa	Scheitelpunkt der Meisterkurve
R	MPa	Variable für isotrope Verfestigung
R_e	MPa	Streckgrenze
R_ε	m/m	Dehnungsverhältnis
R_F	m/m	Kraftverhältnis von Ober- und Unterlast
R_m	MPa	Zugfestigkeit
R_p	MPa	Dehngrenze
R_σ	m/m	Spannungsverhältnis
t	h	Zeit
T	K	Temperatur
ϑ	°C	Temperatur
X	MPa	Variable für kinematische Verfestigung
Z	%	Brucheinschnürung
α	MPa	Parameter für Manson-Coffin-Gleichung
ε	%	Dehnung
ε_{ij}	%	Dehnungstensor
ε_f'	m/m	Parameter für Manson-Coffin-Gleichung
$\dot{\varepsilon}$	%/h	Dehnrage
γ	%	Schiebung

μ	m/m	Querkontraktionszahl
μ	m/m	Reibungskoeffizient (Coulombsche Reibung)
σ	MPa	Normalspannung
σ_{ij}	MPa	Spannungstensor
σ_{ij}'	MPa	Spannungsdeviator
σ_f'	MPa	Parameter für Manson-Coffin-Gleichung
τ	MPa	Schubspannung

Indizes

I/II	Übergang vom Primär- zum Sekundärkriechbereich
II/III	Übergang vom Sekundär- zum Tertiärkriechbereich
a	Amplitude
A	Anriss
AG	Ausbau ohne Bruch
B	Bruch
bl	bleibend
D	dauerfest
el	elastisch
F	Kraft
GR	Gleitreibung
HR	Haftreibung
hyd	hydrostatisch
HZ	Haltezeit
in	inelastisch
krit	kritisch
m	Mittel
max	maximal
min	minimal
okt	Oktaeder
pl	plastisch
S	Schaufel
Sch	schwellend
v	Vergleich
v	Vorspannung
vis	viskoplastisch
W	wechselnd

Weitere Bezeichnungen werden im Text erläutert.

Zusammenfassung

Im Bereich von Gas- und Dampfturbinen sind die Rotoren, besonders während der Anfahr- und Abschaltphasen, hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt. Zusammen mit den stationären Betriebsphasen führt dies zu elastisch-plastischen Ermüdungs- bzw. Kriechermüdungsbeanspruchungen. Im Bereich der Schaufelanbindung an den Rotor ist dies deutlich ausgeprägt zu finden. Ziel dieser Arbeit war daher, ein für Nickelbasis-Werkstoffe und typische Gasturbinengeometrien erarbeitetes Berechnungsverfahren auf Basis inelastischer FE-Analysen bei betriebsnaher Beanspruchung zu verifizieren. Darüber hinaus wurde dieses Lebensdauerkonzept zur Anwendung auf martensitische 10 %-Chromstähle von Dampfturbinen erweitert. Dies ist insofern wichtig, da sich neben dem Werkstoffverhalten auch die Geometrie der jeweiligen Schaufelanbindung an den Rotor grundlegend unterscheidet.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Schaufel-Scheibe-Verbindung einer Gasturbine untersucht, die als vierstufige tannenbaumförmige Verbindung zwischen jeder einzelnen Schaufel und der Scheibe separat ausgeführt ist. Die betrachteten Werkstoffe sind der geschmiedete Scheibenwerkstoff IN718 in Kombination mit der Feingusslegierung IN792 für die Schaufeln. Im Gegensatz dazu wurde im Bereich der Dampfturbine eine Schaufel-Welle-Verbindung geprüft, bei der alle Schaufeln einer Stufe in einer einzigen Umfangsnut der Welle mit Hammerkopprofil eingelassen sind. Beide Teile bestehen dabei aus dem Werkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1. Die Prüftemperaturen für die isothermen Versuche sind mit 550 °C bei der Gasturbine und 600 °C bei der Dampfturbine an die im Betrieb an der Verbindungsstelle auftretenden Bedingungen angepasst.

Basierend auf FE-Analysen der Schaufel-Rotor-Verbindungsstelle jeweils einer Gas- und Dampfturbine wurden Modellkörper entwickelt, deren Geometrie und Randbedingungen so eingestellt wurden, dass die lokale Beanspruchungssituation den realen Verhältnissen in den Turbinen entspricht. Insbesondere wurde beim Gasturbinen-Modellkörper darauf geachtet, dass der Einfluss von benachbarten Schaufeln möglichst praxisnah abgebildet wird. Im Bereich der Dampfturbine wurde die Versuchseinrichtung so modifiziert, dass mit Hilfe eines einzelnen Prüfzylinders sowohl die Flieh- als auch die Dampfkraftkomponente in korrekter Größe eingeleitet werden kann.

Für die Identifizierung der Werkstoffparameter des verwendeten viskoplastischen Stoffgesetzes sowie die Ermittlung der Werkstoffkennwerte der Materialien unter Kriech- und Ermüdungsbeanspruchung wurde eine Basischarakterisierung durchgeführt. Dazu wurden für alle Werkstoffe einachsige beanspruchte Zugversuche und dehnungskontrollierte Low Cycle Fatigue- (LCF)-Versuche bei Raumtemperatur und der jeweils rele-

vanten Betriebstemperatur herangezogen. Darüber hinaus wurden am martensitischen Werkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 der Einfluss von Mittelspannung und Haltezeit auf das Ermüdungsverhalten sowie der Dehnrateneinfluss auf die Verfestigung untersucht. Außerdem wurden die Parameter für das erarbeitete Lebensdauerkonzept auch für die in Zukunft angestrebten höheren Betriebstemperaturen bei 630 °C bereitgestellt. Für die Beschreibung des Zeitstandverhaltens wurde auf Daten aus der Literatur zurückgegriffen und mit Hilfe des Ansatzes von Meisterkurven auf die relevanten Prüftemperaturen übertragen.

An den Gasturbinen-Modellkörpern wurden vier LCF-Versuche mit schwellender Schaufellast durchgeführt. Einerseits wurde dadurch das Anrissverhalten bei betriebsnaher Belastung ermittelt und andererseits der Einfluss einer auf die Oberfläche aufgetragenen Thermoschutzschicht auf das Versagensverhalten bestimmt. Dabei konnte im Versuch ermittelt werden, dass bei der nicht beschichteten Oberfläche größere Reibungskräfte zu einem geringeren Aufweiten der Scheibennut führen. Dies hatte jedoch im untersuchten Fall keine Auswirkung auf die Anrisslastwechselzahl der Schaufeln.

Bei den Dampfturbinenmodellkörpern wurden insgesamt neun LCF-Versuche im Zugschwellbereich durchgeführt. Dabei wurde zusätzlich der Einfluss von Haltezeiten bei Maximallast ermittelt. Bedingt durch die Haltezeit von zehn Minuten wurde eine Verringerung der Anrisslastwechselzahl um etwa das fünf- bis zehnfache erzielt. Entsprechend der FE-Analyse und bestätigt durch metallographische Untersuchungen trat sowohl für den Gas- als auch den Dampfturbinen-Modellkörper das Versagen in der höchstbeanspruchten Schaufelkerbe durch Schwingriss auf.

Mit Hilfe des FE-Programms ABAQUS wurden die LCF-Versuche mit und ohne Haltezeit an den Modellkörpern unter Einsatz eines viskoplastischen Stoffmodells, auf Basis von Chaboche, Nouailhas sowie Ohno und Wang, nachgerechnet. Dabei konnte gezeigt werden, dass sowohl für zyklisch verfestigendes als auch ständig entfestigendes Werkstoffverhalten eine gute Beschreibung mit diesem Modell möglich ist.

Die Nachrechnung der zyklischen Versuche wurde für die Gasturbinen-Modellkörper bis zum Erreichen eines quasistabilen Zyklus durchgeführt. Anschließend wurde der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper auf Basis der größten Hauptspannung und -dehnung ausgewertet. Damit konnte das bereits bestehende Lebensdauerkonzept für Nickel-Basis-Werkstoffe unter Berücksichtigung des Einflusses von Nachbarschaufeln bei betriebsnaher Beanspruchung verifiziert werden. Anhand des Vergleiches von Dehnungsmessungen im Experiment und Berechnungsergebnissen konnten deutlich unterschiedliche Reibfaktoren für die beschichteten und unbe-

schichteten Schaufelfüße ermittelt werden. Der zu vernachlässigende Einfluss der Beschichtung auf die Anrisslastwechselzahl wurde durch die Berechnungen ebenfalls gut bestätigt.

Aufgrund der ständigen zyklischen Entfestigung bis zum Anriss und der stärkeren Kriechneigung des martensitischen Stahles X12CrMoWVNbN10-1-1 kann in zyklischen FE-Berechnungen kein stabiler Zustand erreicht werden. Daher wurde die Weiterentwicklung des Lebensdauerkonzeptes für dieses Werkstoffverhalten erforderlich. Unter Ausnutzung eines im viskoplastischen Stoffgesetz implementierten Ermüdungsschädigungsparameters konnte das Berechnungsverfahren dahingehend weiterentwickelt werden, dass es ausreichend ist, die FE-Analysen der Modellkörper bis zum Abklingen der ersten starken Umlagerungs- und Entfestigungsvorgänge durchzuführen. Die bis zu diesem Zeitpunkt stattgefundenene Entwicklung des Ermüdungsschädigungsparameters wird ausgewertet und liefert durch Extrapolation auf einen temperaturabhängigen konstanten Wert direkt die Anrisslastwechselzahl. Durch den Vergleich mit den experimentellen Werten war so eine gute Vorhersage des Versagensverhaltens der Dampfturbinen-Modellkörper möglich. Die für die Bewertung bei LCF-Versuchen mit Haltezeit herangezogene, nichtlineare Schadensakkumulation des Kriech- und Ermüdungsanteils liefert ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Versuchen.

Das grundlegende Ergebnis dieser Arbeit ist die erfolgreiche Übertragung und Verifikation eines bestehenden Lebensdauerkonzeptes für Gasturbinen aus Nickelbasis-Werkstoffen bei betriebstypischer Beanspruchung, insbesondere unter Berücksichtigung des Nachbarschaufeleinflusses. Darüber hinaus wurde dieses Berechnungsverfahren zur zuverlässigen Vorhersage der Anrisslastwechselzahl bei zyklisch kontinuierlich entfestigenden Dampfturbinenwerkstoffen erweitert.

Abstract

In the area of gas and steam turbines, rotors are exposed to high mechanical and thermal loads, in particular during start-up and shut-down procedures. Together with additionally stationary service loads, this leads to elastic-plastic fatigue and creep-fatigue loads, especially in the region of the blade-connection to the rotor. Therefore, the aim of the present work was the verification of an existing calculation method for nickel-based alloys and typical gas turbine geometries based on inelastic FE-analyses under service-like conditions. Furthermore, this concept of life assessment was enhanced to the application to martensitic 10Cr steels. This is important because of the fundamental differences in material behaviour and geometry of the particular blade-connections.

Within the scope of this work the blade-disc-connection of a gas turbine was investigated, which is designed separately as a four-slope pancake connection between every single blade and the disc. The materials considered are the forged disc material IN718 in combination with the conventional cast alloy IN792 used for the blades. In contrast to this, a blade-shaft-connection at the steam turbine was investigated. In this case, all blades of one stage made of X12CrMoWVNbN10-1-1 are mounted in a single circumferential dove-tailed groove of the shaft, made of the same material. The temperatures for the isothermal tests are adjusted to the conditions arising at the connection region during service, i. e. 550°C at the gas turbine and 600°C at the steam turbine.

Based on FE-calculations of the blade-rotor-connection of the gas and steam turbine, component-like specimens were designed. The geometry and boundary conditions were adjusted in a way that the local stress-strain-situation is equivalent to the proportions in the real turbines. In case of the gas turbine specimen, attention was paid especially to the reproduction of the influence of adjoining blades. In case of the steam turbine, the test rig was modified in a way that both, the centrifugal load and the steam force can be applied by one single hydraulic cylinder.

For identifying the material parameters of the used viscoplastic material model as well as for determining the creep and fatigue strength, a basis characterization of the materials named above was carried out. Therefore uniaxially loaded tensile tests and strain controlled LCF-tests for all materials were conducted at room temperature and at the particularly relevant service temperature. Moreover, the influence of mean stress and holding time on fatigue behaviour as well as the impact of strain rate on hardening of the material X12CrMoWVNbN10-1-1 were investigated. Furthermore, the necessary parameters for the concept of life assessment have been provided for higher service

temperatures at 630°C, which will be realized in the near future. To describe creep behaviour, data out of literature was used and transferred to the relevant test temperatures by means of a master curves concept.

Four LCF-tests with positively pulsating blade-load were carried out on component-like gas turbine specimens. On the one hand the fatigue crack initiation for service-like conditions was investigated and on the other hand, the influence of a thermal barrier coating on the failure behaviour was determined. As a result of these experiments it can be stated, that for the uncoated surface greater friction forces lead to less widening of the disc groove. Thus, no influence of the coating on the cycles up to failure of the blades could be determined.

In the framework of component-like steam turbine specimens, altogether nine LCF-tests were carried out in the range for pulsating tensile stresses. Additionally, the influence of holding time at maximum load was investigated. Due to the holding time of ten minutes, a drop of cycles up to failure was achieved by a factor of approximately 5-10. According to the FE-calculations and proved by metallographical investigations for the gas as well as the steam turbine specimens, the failure by fatigue crack occurred in the blade notch at the highest stress state.

By means of the FE code ABAQUS, the LCF-tests with and without holding time on component-like specimens were recalculated using a viscoplastic material model based on Chaboche, Nouailhas as well as Ohno and Wang. It can be shown that a good description is possible with this model for both cyclic hardening and continuously softening material behaviour.

The calculation of cyclic tests of the gas turbine specimens was carried out up to a quasi-stabilized cycle. Afterwards the damage parameter by Smith, Watson and Topper, based on the maximum principal stress and strain, was evaluated. Thus, the already established concept of life assessment for nickel-based alloys was verified under service-like stress and strain conditions considering the effects of adjoining blades. With the comparison of strain measurements in the experiment and calculation results, significantly different friction coefficients could be determined for coated as well as uncoated blade roots. The negligible influence of the coating on the cycles up to crack initiation was well confirmed by the calculations.

Due to continuous cyclic softening up to crack initiation and the minor creep resistance of the martensitic steel X12CrMoWVNbN10-1-1 a stable condition cannot be achieved in cyclic FE-calculations. Therefore a further development of the life assessment for this special material behaviour became necessary. Using a fatigue damage parameter,

which is implemented in the viscoplastic material model, the calculation method could be developed. Using this new method FE-calculations of component-like specimens are only necessary until the first stress and strain changes as well as softening effects have faded. The evolution of the fatigue damage parameter, which took place up to this certain point is evaluated and leads directly to the crack initiation cycles by extrapolation on a temperature-dependent constant value. By comparing the experimental values, a good prediction of failure behaviour of the component-like steam turbine specimens could be made. The non-linear damage accumulation of the creep and fatigue fraction used for the evaluation of LCF-tests with holding time also provided good accordance with the experimental results.

The fundamental result of the work presented here is the successful transformation and verification of an already established concept for life assessment of gas turbines made of nickel-based alloys under service-like stress state and considering especially of the influence of adjoining blades. Additionally, this calculation method was enhanced for reliable prediction of crack initiation cycles in case of steam turbine materials with continuous cyclic softening behaviour.

1 Einleitung

Die Ressourcenschonung und der Wunsch nach wenig umweltbelastender Stromerzeugung setzen eine stetige Steigerung des Wirkungsgrades voraus. So wird durch die Anhebung des Wirkungsgrades um 1 % in einem kohlebefeuelten Dampfkraftwerk (Leistung etwa 800 MW) bei einer zugrundegelegten Betriebsdauer von 4000 h eine Einsparung von 22400 t Steinkohle und eine Reduktion des CO₂-Ausstoßes von 60200 t erreicht /1/. Die Erhöhung der thermodynamischen Wirkungsgrade erfordert allerdings eine Steigerung der Dampfparameter, d. h. die Anhebung von Druck und Temperatur des Frischdampfes. Die eingesetzten Werkstoffe sind daher höheren Belastungen ausgesetzt, zu deren Bewertung entsprechend weiterentwickelte Berechnungen eingesetzt werden /2/. Diese Konzepte stellen neue Anforderungen an Werkstoffgesetze, denen die Materialprüfung gerecht werden muss. Derzeitiger Stand der Kraftwerkstechnik ist bei Einsatz von 9 %-Chromstählen ein Wirkungsgrad von unter 45 %. Die Steigerung der Dampftemperatur und des herrschenden Drucks in den Bereich 600/625 °C lässt sich über die Entwicklung und den Einsatz von 10-12 %-Chromstählen erzielen /3/-/6/. Mit dieser Weiterentwicklung der Werkstoffe für den Einsatz in Hochtemperaturkraftwerken beschäftigt sich z. B. das europäische COST-Projekt /7/. Zum Erreichen von Wirkungsgraden bis zu etwa 48 % (300 bar, 700/720 °C) ist der Einsatz von Nickelbasis-Legierungen notwendig /8/, was jedoch mit hohen Investitionskosten verbunden ist. Werkstoffe auf Nickelbasis sind im Bereich der Gasturbinen aufgrund der schon jetzt erreichten Brennkammeraustrittstemperatur von über 1400 °C bereits Stand der Technik /9/. Dadurch wird ein Wirkungsgrad von etwa 38,5 % erreicht /10/, /11/. Durch die Kopplung von Gas- und Dampfturbinen in Kombikraftwerken bzw. Gas- und Dampfkraftwerken (GuD-Kraftwerken) kann derzeit ein Nettowirkungsgrad von 58,4 % erreicht werden /12/, der durch Optimierung von Werkstoffen, Strömungsgeometrien und erhöhtem Aufwand für Kühlungen in den nächsten Jahren auf bis zu 65 % angehoben werden soll. Dadurch ergibt sich ein CO₂-Minderungspotenzial von etwa 15 % gegenüber dem heutigen Stand der Technik /13/.

1.1 Problemstellung

Bedingt durch die Steigerung der Dampfparameter ist neben der Verbesserung der Komponenten zur Dampferzeugung und den entsprechenden Rohrleitungen auch der Einsatz neuer Werkstoffe bei Turbinen zur Anhebung des Gesamtwirkungsgrades notwendig.

In Bild 1.1 ist eine Dampfturbine mit Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilturbine dargestellt. Die Rotoren von Gas- und Dampfturbinen sind insbesondere während der An- und Abfahrvorgänge hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausge-

setzt. Diese Beanspruchungen werden vor allem durch Fliehkräfte und behinderte Wärmedehnungen hervorgerufen, welche an den höchstbeanspruchten Stellen unter Umständen zu elastisch-plastischen Wechselverformungen führen können. Betriebserfahrungen zeigen, dass durch diese Low Cycle Fatigue- (LCF)-Beanspruchungen, vor allem im Bereich der Schaufel-Welle-Verbindung bei Dampfturbinen bzw. der Schaufel-Scheibe-Verbindung bei Gasturbinen, die Gefahr der Anrissbildung besteht. Die bei dieser Verbindung auftretende Kontaktsituation ist dabei von entscheidender Bedeutung für die Ausprägung des lokalen Beanspruchungszustandes.

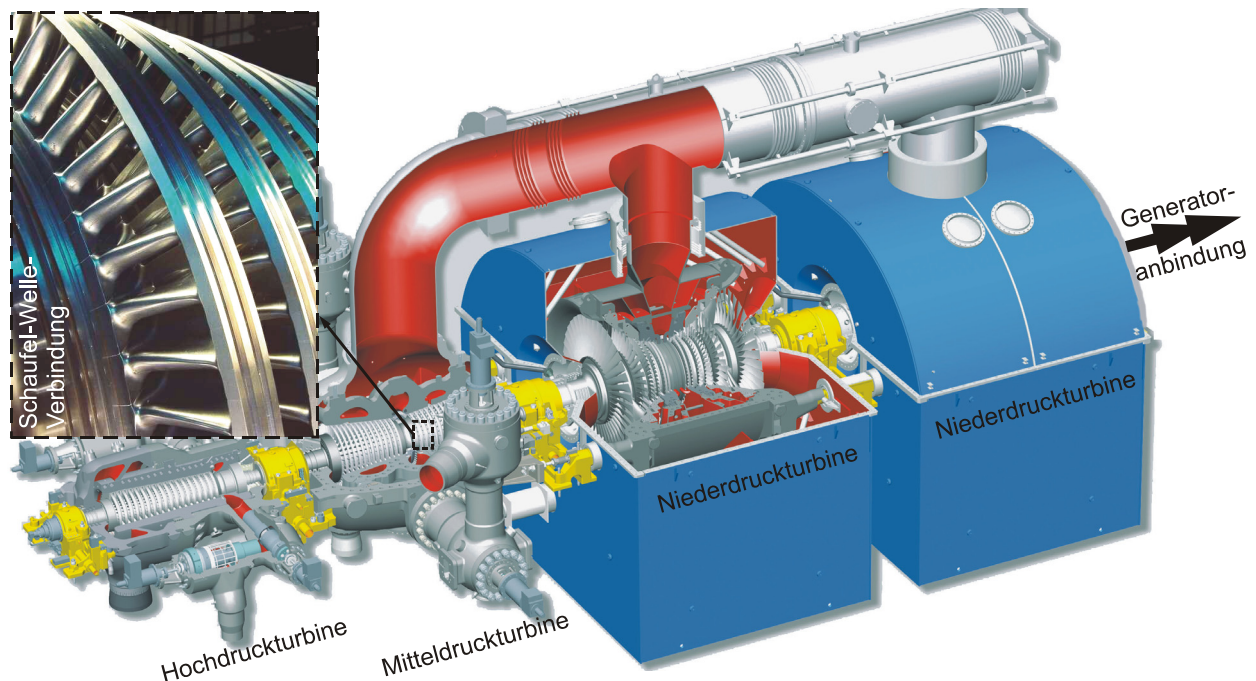


Bild 1.1: Dampfturbine mit Detailabbildung der Schaufel-Welle-Verbindung
Bildnachweis: Siemens Power Generation, modifiziert

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, den rechnerischen Lebensdauernachweis für Schaufel-Welle-Verbindungen weiterzuentwickeln. Insbesondere soll eine Übertragung der an Gasturbinenwerkstoffen verifizierten Vorgehensweise auf typische moderne Dampfturbinenwerkstoffe erfolgen. Dazu ist es erforderlich, die Betriebszustände hinsichtlich Geometrie, Spannungs- und Verformungszustand sowie die auftretenden Kontakt- und Reibungszustände realistisch abzubilden.

Die Verifizierung des Berechnungskonzepts für Gasturbinen unter betriebsähnlichen Belastungen erfordert die Entwicklung eines vergleichsweise komplexen Modellkörpers. Besonderer Wert muss hierbei auf die Berücksichtigung der Wechselwirkung zwischen den benachbarten Schaufeln gelegt werden. Die Entwicklung und Optimierung dieses Modellkörpers sowie die Festlegung der Belastungskonfiguration wird durch numerische Vorausrechnungen unterstützt.

Die Anwendung der im Forschungsvorhaben „Schaufel-Scheibe-Verbindung“ /14/ entwickelten Berechnungsverfahren zur Lebensdauerermittlung von Gasturbinen wird unter erweiterten Spannungs- und Umgebungsbedingungen überprüft. Dieser Informationsgewinn soll durch LCF-Versuche an einem verbesserten Modellkörper für Gasturbinen mit betriebsähnlichen, niedrigen Belastungen verifiziert werden. Darauf aufbauend werden die gewonnenen Erkenntnisse auf Dampfturbinen übertragen, die sich hinsichtlich des Werkstoffverhaltens, der Geometrie und den Kontaktverhältnissen deutlich von Gasturbinen unterscheiden.

Die prinzipielle Zielsetzung dieser Arbeit liegt darin, die Auslegungsrechnung von Schaufel-Welle-Verbindungen von Dampf- und Gasturbinen infolge der Ermüdungs- und Kriechermüdungsbeanspruchungen zu verbessern. Mit einem derartigen Verfahren ist es möglich, die Entwicklungszeiten entscheidend zu verkürzen und gegebenenfalls die Lebensdauer der beteiligten Komponenten über die geometrische Optimierung zu erhöhen. Das Verfahren wird anhand von LCF-Versuchen mit bauteilähnlichen Modellkörpern iterativ überprüft und angepasst.

Hierbei sollen die Modellkörper für die LCF-Versuche weiterentwickelt werden, so dass eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen der Beanspruchung im Modellkörper und der Turbine vorliegt. Relevant sind hierfür insbesondere die Lage der höchstbeanspruchten Stelle, die Abbildung der Kontakt- und Reibungsverhältnisse sowie die Mehrachsichtigkeit der Spannungszustände. Darüber hinaus lassen sich mit den gewonnenen Ergebnissen der Einfluss der Reibung auf das Ermüdungsverhalten von kontaktbehafteten Probekörpern untersuchen. In [Bild 1.2](#) ist eine Übersicht über das gesamte Versuchsprogramm zur Weiterentwicklung des Berechnungskonzeptes abgebildet.

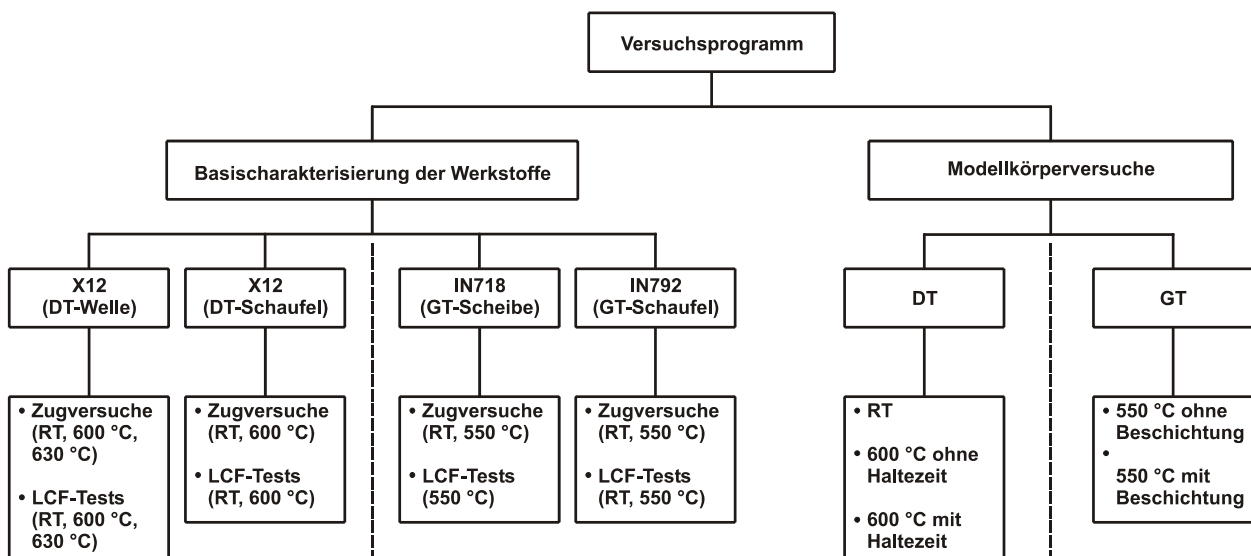


Bild 1.2: Versuchsprogramm zur Weiterentwicklung des Lebensdauerkonzeptes

2 Stand des Wissens

Die Anhebung der Wirkungsgrade durch die Erhöhung der Gas- bzw. Dampfparameter erfordert den Einsatz modernster Werkstoffe, eine Optimierung des Designs sowie den Einsatz neuer Berechnungsmethoden /15/. Von besonderem Interesse sind dabei die Schaufeln der Turbinen.

2.1 Turbinenschaufeln

In Strömungsmaschinen wird mit Hilfe von Schaufeln die in Form von erhitztem Dampf oder Gas zur Verfügung gestellte Energie in mechanische Energie umgewandelt, um mit der in Rotation versetzten Welle mechanische Arbeit zu verrichten, bzw. über einen Generator elektrischen Strom zu erzeugen. Aus diesem Grund ist es notwendig, dass das Strömungsprofil der Schaufeln immer weiter optimiert wird, um eine möglichst effiziente Arbeitsweise zu garantieren. Ein Beispiel für moderne Schaufelprofile in Dampfturbinen ist die in Bild 2.1 a) gezeigte 3DV™-Schaufel. Wie in Bild 2.1 b) zu erkennen ist, machen die im Bereich der Gasturbinen angestrebten Turbineneintrittstemperaturen von etwa 1500 °C /13/ den Einsatz von Kühlluftzuführung zur Film- bzw. Prallluftkühlung erforderlich, die für den Einsatz in den ersten Turbinenstufen um ein komplexes Wärmedämmschichtsystem ergänzt wird, siehe Bild 2.1 c).

Eine weitere Entwicklung im Bereich der Schaufeln aus Nickelbasis-Legierungen stellt der unterschiedliche mikrostrukturelle Aufbau dar. So werden konventionell im Feingussverfahren hergestellte polykristalline Schaufeln von unidirektional erstarrten Schaufeln in der Zeitstandfestigkeit um ca. 50 % übertroffen. Durch die Fertigung von Schaufeln als Einkristall erreicht man sogar eine Erhöhung der Zeitstandfestigkeit um das 2-3-fache /16/.

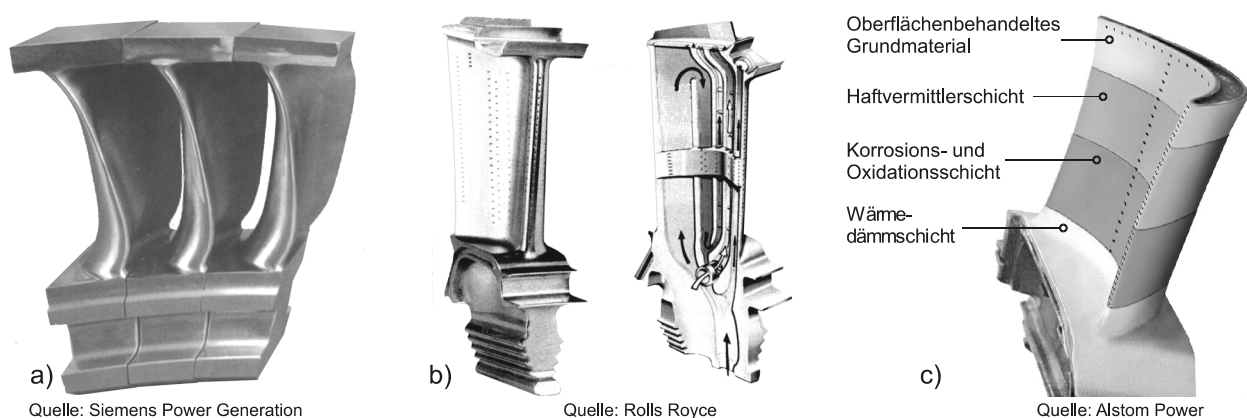


Bild 2.1: Moderne Schaufelvarianten für Dampf- und Gasturbinen

Bei Dampfturbinen kommen häufig geschmiedete Wellen zum Einsatz. In diese werden, insbesondere im Hoch- und Mitteldruckbereich, Umfangsnuten eingearbeitet, in die die Schaufeln eingelassen sind. Im weiteren Verlauf wird in diesem Fall von einer Schaufel-Welle-Verbindung gesprochen. Gasturbinen sind im Gegensatz dazu häufig aus einzelnen Scheiben aufgebaut. Im Rahmen dieser Arbeit wird im Bereich der Gasturbine weiter von einer Schaufel-Scheibe-Verbindung gesprochen.

Die Befestigung der Turbinenschaufeln kann kraftschlüssig oder formschlüssig erfolgen. Bei kraftschlüssigen Verbindungen wird entweder durch Fügen, z. B. mittels Linearreibschweißen oder durch spanende Fertigung eine Stufe der Turbine aus einem einzigen Stück gefertigt, sogenannten Blisks /17/. Um durch thermische Beanspruchung, Korrosion oder Ermüdung geschädigte Schaufeln auswechseln zu können, bieten allerdings formschlüssige Anbindungen von Schaufeln eine einfachere Möglichkeit des Austausches. Bei der formschlüssigen Anbindung von Schaufeln an die rotierende Welle können in einer Umfangsnut an der Welle alle Schaufeln einer Stufe eingelassen werden, vgl. Bild 2.1 a). Eine weitere Möglichkeit erschließt sich durch das Einbringen mehrerer Axialnuten, in die jeweils eine einzelne Schaufel, wie z. B. die in Bild 2.1 b) dargestellte Tannenbaumverbindung, eingesetzt wird. In der vorliegenden Arbeit wird im Bereich der Dampfturbine ein umlaufendes Hammerkopprofil verwendet, während für die Gasturbine axial eingebrachte tannenbaumförmige Verbindungen geprüft werden.

Im stationären Leistungsbetrieb sind Turbinenschaufeln aufgrund der Flieh- und Dampf- bzw. Gaskräfte vorwiegend durch Kriechvorgänge und im Fall der Gasturbine zusätzlich durch Hochtemperaturkorrosion beansprucht. Hierbei wird neben der Beständigkeit der Schutzschichten hauptsächlich eine ausreichende Zeitstandfestigkeit der Schaufelwerkstoffe gefordert. Zusätzlich sind zyklische Biegebeanspruchungen im HCF-Bereich vor allem bei den längeren Schaufeln zu berücksichtigen.

Eine grundsätzlich andere Beanspruchung des Rotors liegt aufgrund der An- und Abfahrvorgänge vor. Die mechanische und thermische Belastung durch Fliehkräfte und behinderte Wärmedehnungen führt zu (Kriech-) Ermüdungsbeanspruchungen im LCF-Bereich. Betriebserfahrungen zeigen, dass bei diesen LCF-Beanspruchungen besonders der Bereich der Befestigung der Turbinenschaufeln im Rotor von Interesse ist.

2.2 Berechnungskonzepte

Ziel einer Festigkeitsberechnung ist es, die in einem Bauteil auftretende Beanspruchung zu ermitteln und mit entsprechenden Werkstoffkennwerten zu vergleichen, um eine Aussage über ein mögliches Versagen treffen zu können. In der Regel treten bei Bauteilen mehrachsige Beanspruchungen auf, die im Falle statischer Beanspruchung über

eine Spannungsanalyse, im Falle schwingender Beanspruchung über eine Ermüdungsanalyse bewertet werden. Dazu werden üblicherweise mehrachsige, zeitlich veränderliche Spannungszustände mit Hilfe von Festigkeitshypothesen in einfachere, im Allgemeinen fiktiv einachsige Spannungszustände (Vergleichsspannung σ_v) überführt. Dadurch ist ein Vergleich des mehrachsigen Spannungszustandes mit den maßgeblichen, meist einachsig ermittelten Werkstoffkennwerten K möglich, siehe Bild 2.2.

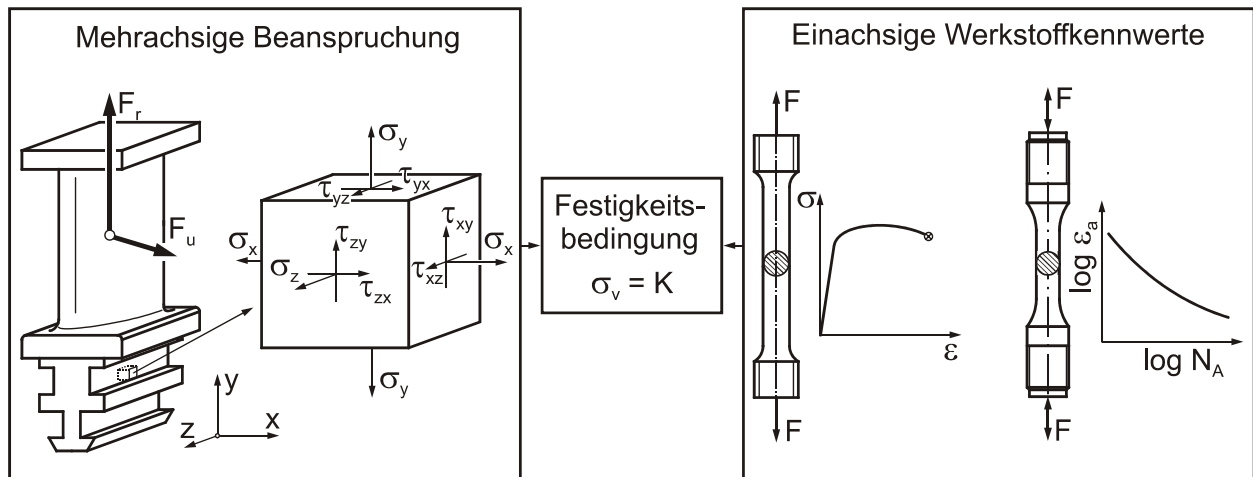


Bild 2.2: Vorgehensweise bei der Bewertung mehrachsiger Spannungszustände

Um Bauteile wirtschaftlich und ohne Gefährdung von Mensch und Umwelt betreiben zu können, sollte bei der Festigkeitsberechnung eine konservative Absicherung durchgeführt werden. Die Gründe hierfür sind u. a.

- Unsicherheiten in der Lastannahme,
- Ungenauigkeiten in der Spannungsberechnung,
- Unsicherheiten bei der Ermittlung der Werkstoffkennwerte.

Um den sicheren Betrieb einer Komponente dennoch zu gewährleisten, müssen entsprechende Sicherheitsfaktoren bei der Auslegung berücksichtigt werden.

Zum Festigkeitsnachweis bei schwingenden Beanspruchungen stehen eine Vielzahl unterschiedlicher Konzepte zur Verfügung /19/-/22/, die experimentell oder rechnerisch durchgeführt werden können, siehe Bild 2.3.

Bauteilversuch

Diese Versuche werden durch Aufbringen einer betriebstypischen Belastung auf das Gesamtbauteil durchgeführt, wodurch alle wesentlichen Einflüsse auf das Versagensverhalten berücksichtigt werden. Allerdings steht diesem genauen Ermüdungsnachweis der hohe zeitliche und finanzielle Aufwand gegenüber, so dass ein rein experimentelles Vorgehen bei Turbinen nicht in Frage kommt.

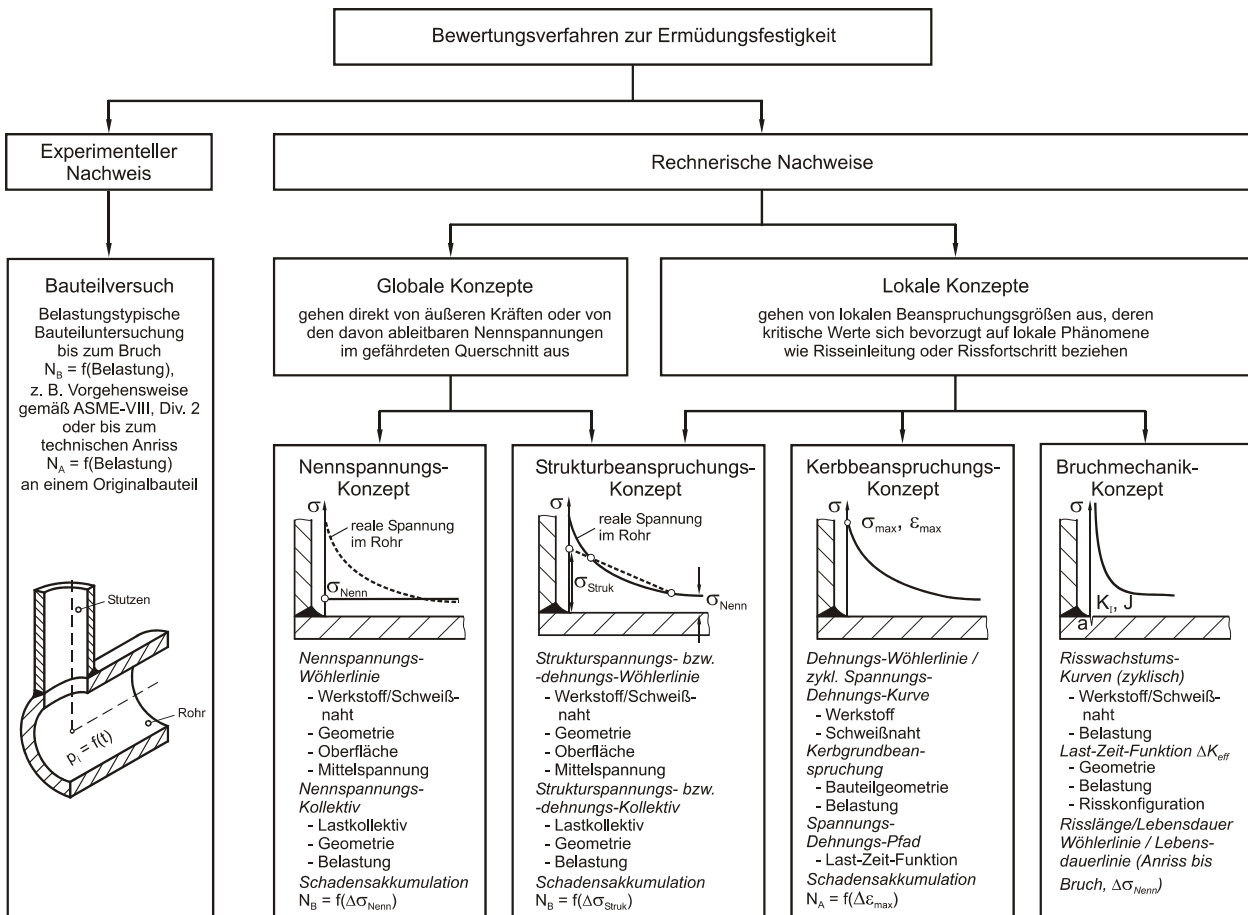


Bild 2.3: Einteilung der Verfahren zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit /25/, mod.

Nennspannungskonzept

Unter der Voraussetzung, dass ein geeigneter Nennquerschnitt definiert werden kann, geht man beim Nennspannungskonzept von der über dem Querschnitt konstanten Nennspannungsamplitude im Bereich der höchstbeanspruchten (i. A. Kerb-) Stelle aus und vergleicht diese mit der in Nennspannungen aufgetragenen Bauteilwöhlerlinie. In der Praxis gestaltet sich die Lebensdauerermittlung nach dem Nennspannungskonzept für Bauteile jedoch häufig schwierig, da die tatsächliche Spannungsverteilung im schwingbruchkritischen Querschnitt nur unzulänglich beschrieben werden kann, vgl. /26/-/28/. Diese Abweichung der Spannungskonzentration wird üblicherweise mit einer Formzahl erfasst /29/-/32/, obwohl die Ursache nicht konstanter Spannungsverteilungen auch in der Belastungsart, Oberflächenbeschaffenheit, o. ä. liegen kann. Zusätzlich bleibt die Schwierigkeit, dass die an Kerbstäben ermittelten Werkstoffkennwerte auch dann eine höhere Spannung aufweisen können, wenn die Formzahl des Bauteils zu Grunde gelegt wird. Dieser Größen- und Stützwirkungseinfluss macht stets eine Umrechnung der aus Kerbproben ermittelten Wöhlerlinie in eine Bauteilwöhlerlinie erforderlich, vgl. /33/-/35/. Der Vorteil, neben der Verwendung von bauteilähnlichen (gekerbten) Proben, liegt in der einfachen Übertragung auf Betriebsfestigkeitsversuche.

Dadurch wird mit Hilfe einer Lebensdauerlinie direkt ein Vergleich der berechneten und experimentell ermittelten Lebensdauer ermöglicht.

Strukturbeanspruchungskonzept

Das Strukturbeanspruchungskonzept wird hauptsächlich dann eingesetzt, wenn vornehmlich geometrische Einflüsse auf das globale Spannungsfeld zu erfassen sind. Dabei werden zwar makroskopische, geometriebedingte Beanspruchungserhöhungen mit erfasst, die eigentlichen lokalen Kerbeffekte hingegen werden bei der Ermittlung der Bauteilstrukturspannung explizit nicht berücksichtigt. Dazu wird eine Strukturspannung ermittelt, die durch lineare Extrapolation des durch die Kerbgeometrie bedingten Spannungszuwachses bestimmt ist. Die dadurch erreichten örtlichen Spannungswerte werden anhand geeigneter Wöhler- oder Lebensdauerlinien beurteilt, die für die vorliegenden Bedingungen wie etwa Werkstoff, Spannungsverhältnisse oder Oberflächenzustand zu bestimmen sind.

Kerbbeanspruchungskonzept (Örtliches Konzept)

Beim Kerbbeanspruchungskonzept handelt es sich um ein lokales Konzept, bei dem die an der höchstbeanspruchten Stelle auftretenden Beanspruchungsgrößen zur Festigkeitsbewertung herangezogen werden. Üblicherweise werden die lokalen Spannungs-, und Dehnungswerte mit Hilfe von Finite Elemente Berechnungen bestimmt und mit den an Kleinproben ermittelten Werkstoffkennwerten verglichen, siehe Bild 2.4. Es ist daher möglich, beliebige Bauteilgeometrien zu berechnen.

Unter der Annahme rein elastischen Werkstoffverhaltens kann das Kerbspannungskonzept angewendet werden, wobei sich die lokal ergebende Maximalspannung lediglich um die Formzahl von der Nennspannung unterscheidet. Das sich ergebende weitere Vorgehen beim Ermüdungsnachweis erfolgt entsprechend dem des Nennspannungskonzeptes.

Häufig treten an der schwingbruchkritischen Stelle örtlich überelastische Spitzenwerte der Beanspruchungs-Zeit-Funktion auf, die merkliche Wechselplastifizierungen des Werkstoffs hervorrufen. Ausgangspunkt sind die im Kerbgrund auftretenden maximalen Dehnungswerte, die entweder direkt aus der Dehnungsmessung, analytischen Näherungslösungen /36/, /37/ oder durch Finite Elemente Berechnungen gewonnen werden. Diese werden dann mit an glatten Kleinproben ermittelten Anrisskennlinien verglichen. Hieraus wird der Vorteil dieser Methode ersichtlich, da keine speziellen Bauteilwöhlerlinien in aufwändigen Versuchen bestimmt werden müssen.

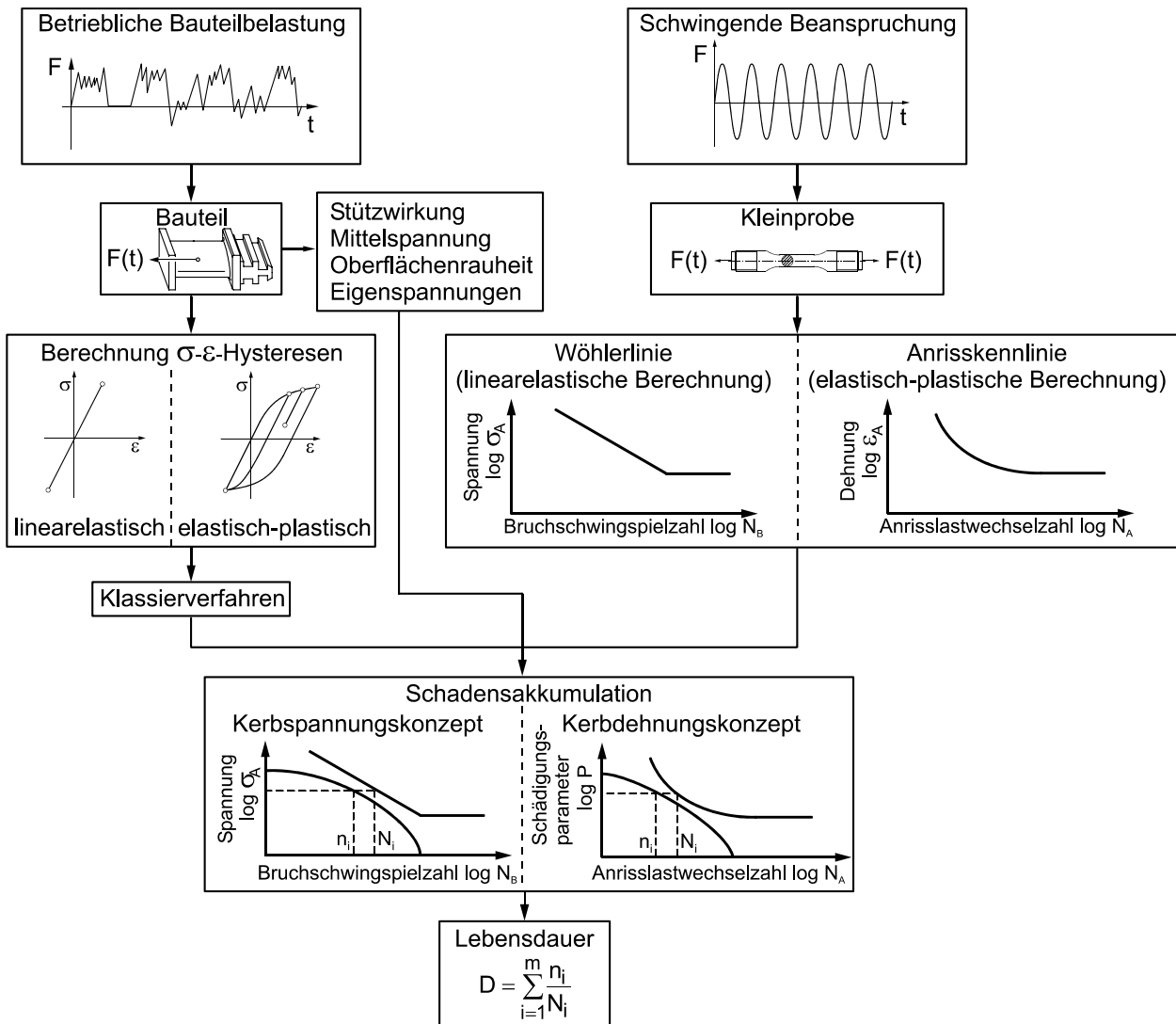


Bild 2.4: Berechnungsgang nach dem Kerbbeanspruchungskonzept

In /18/ wird die Aussagekräftigkeit des örtlichen Konzeptes und Nennspannungskonzeptes miteinander verglichen. Dabei zeigt sich eine bessere Treffsicherheit des Nennspannungskonzeptes. Dies ist dadurch begründet, dass für das örtliche Konzept ein „Uniformal Material Law“ /19/ verwendet wird. Bei Verwendung des tatsächlich auftretenden Werkstoffverhaltens, z. B. durch Einsatz von entsprechend modernen Werkstoffmodellen in Finite Elemente Berechnungen, kann die Vorhersagegenauigkeit des örtlichen Konzeptes deutlich gesteigert werden.

Bruchmechanikkonzept

Die bei den bisherigen rechnerischen Konzepten zu Grunde liegenden örtlichen Spannungen und Dehnungen verlieren mit dem Auftreten eines makroskopischen Schwinganrisses ihre Aussagekraft. Zur Beurteilung, ob und in welcher Weise ein Riss fortschreitet, können die Methoden der Bruchmechanik dienen, vgl. z. B. /21/-/24/. Dabei wird als Beanspruchungskennwert häufig der Spannungsintensitätsfaktor verwendet,

der sich aus der Nennspannung des rissbehafteten Querschnitts, aus der Risslänge und aus einer geometrieabhängigen Formfunktion zusammensetzt. Das Ziel dieser Arbeit ist die Lebensdauervorhersage bis zum Eintritt eines technischen Anrisses, daher wird auf das bruchmechanische Konzept im Folgenden nicht weiter eingegangen.

2.3 Ermüdungsnachweis bei mehrachsigen Spannungszustand

Bauteile weisen in der Regel, bedingt durch die Art der Belastung, Querschnittsübergänge, Kerbstellen, Risse aber auch durch thermische Randbedingungen, einen lokal unterschiedlichen mehrachsigen Spannungszustand auf. In Bild 2.5 ist dieser Sachverhalt am Beispiel eines Dampfturbinenschaufelfußes unter reiner Zugbeanspruchung erläutert. So nimmt die Mehrachsichtigkeit vom Bereich zweier freier Oberflächen (1-achsiger Spannungszustand) bis hin zum Bauteilzentrum (3-achsiger Spannungszustand) zu.

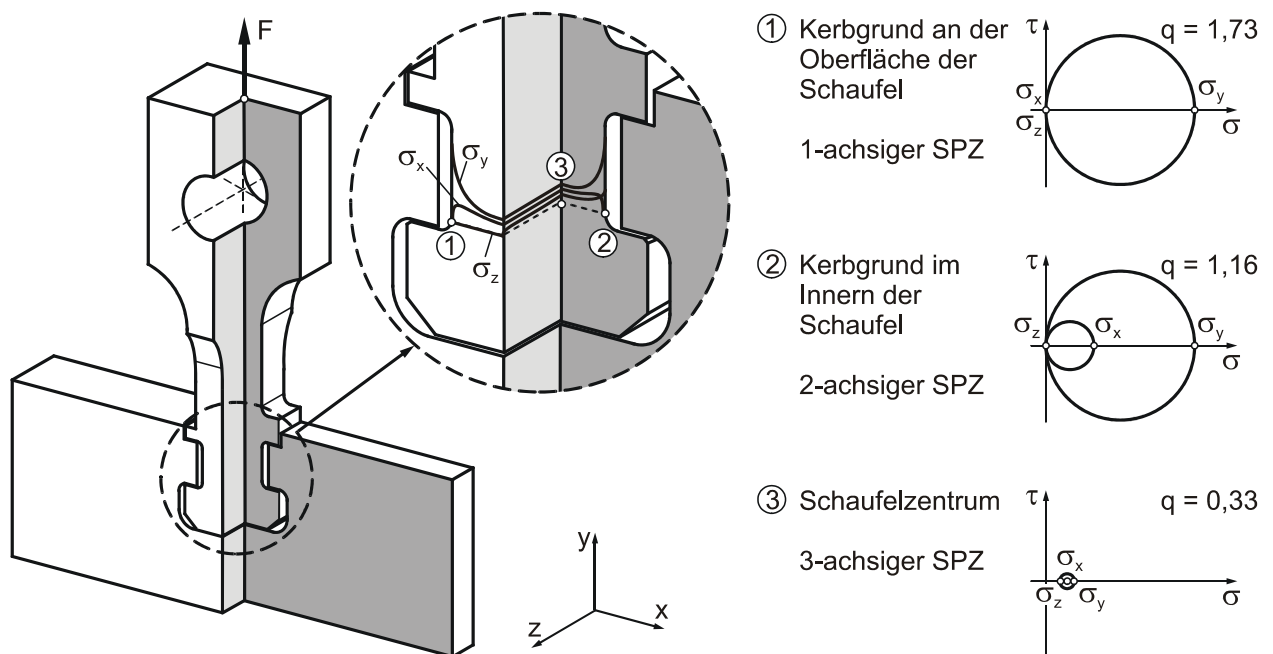


Bild 2.5: Unterschiedliche Mehrachsichtigkeit des Spannungszustandes (SPZ) im Schaufelfuß eines Dampfturbinenmodellkörpers

Um den Mehrachsichtigkeitszustand von Bauteilen beschreiben zu können, wird meist eine Beziehung zwischen der hydrostatischen Spannung σ_{hyd} und der von Mises Vergleichsspannung σ_v hergestellt. Clausmeyer /38/ hat hierzu ein Verhältnis hergeleitet, wodurch sich die räumliche Beanspruchung auf eine einzige Größe, den Mehrachsichtigkeitsquotienten q , reduzieren lässt. Beispielhaft ist für die drei Positionen in Bild 2.5 der Mehrachsichtigkeitsquotient im Schaufelfuß unter reiner Zugbelastung angegeben.

$$q = \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\tau_{\text{okt}}}{\sigma_{\text{okt}}} = \frac{\sigma_v}{\sqrt{3} \cdot \sigma_{\text{hyd}}} \quad (2.1)$$

Die eingeführte Gleichung des Mehrachsigenquotienten q berücksichtigt somit sowohl Schub- als auch allseitige Zugspannungen in Wechselbeziehung, welche im Idealfall Gleitverformungs- bzw. Spaltbruchmechanismen im Werkstoff auslösen. Die Definitionen der eingeführten Oktaedernormalspannung und Oktaederschubspannung lauten hierbei wie folgt:

$$\sigma_{\text{okt}} = \frac{1}{3} \cdot (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) = \sigma_{\text{hyd}}, \quad (2.2)$$

$$\tau_{\text{okt}} = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (2.3)$$

Bereich der Dauerfestigkeit

Im Bereich der Dauerfestigkeit gibt es unterschiedliche Berechnungsansätze, die je nach Komplexität der schwingenden Beanspruchung zur Bewertung herangezogen werden. In Anhang 1 ist eine Auswahl möglicher Konzepte bei schwingender Beanspruchung zusammengestellt, vgl. /39/. Allerdings existiert darüber hinaus eine große Anzahl weiterer Ansätze, die für den jeweiligen Beanspruchungsfall verwendet werden können, z. B. in der FKM-Richtlinie /26/.

Die bei zähem Werkstoffverhalten üblicherweise bei statischer Beanspruchung eingesetzten Festigkeitshypothesen Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) und Schubspannungshypothese (SH) können auch bei synchroner, zyklischer Beanspruchung herangezogen werden, sofern sich die Richtung der Hauptspannungen bezüglich des Bauteils nicht ändert. Findet im Falle synchroner Beanspruchung aus einer Normal- und einer Schubspannungskomponente eine Änderung des Hauptachsengerüsts statt, so müssen diese Festigkeitshypothesen modifiziert werden. Ermöglicht wird dies z. B. durch das Anstrengungsverhältnis nach Bach bzw. Verwendung von Grenzellipsen.

Da in Bauteilen meist mehrachsige Beanspruchungen vorliegen, muss auf komplexere Festigkeitshypothesen wie etwa die Oktaederschubspannungshypothese (OSH) zurückgegriffen werden.

Liegt die mehrachsige schwingende Beanspruchung phasenverschoben vor, so wird üblicherweise zwischen zwei verschiedenen Ansätzen unterschieden. Bei den Konzepten, denen die integrale Anstrengung zu Grunde liegt, hat sich die Schubspannungsintensitätshypothese (SIH) als geeignet erwiesen /40/. Da bei der Anrissbildung bei schwingender Beanspruchung eine Richtungsabhängigkeit zu berücksichtigen ist, ist ein Ansatz auf Basis der Methode der kritischen Schnittebene (MKS) /41/ zu bevorzugen.

LCF-Bereich

Im Bereich der Kurzzeitfestigkeit liegt keine rein elastische Beanspruchung mehr vor. Statt dessen muss eine Kombination aus zyklisch auftretenden elastischen und plastischen Dehnungsanteilen bewertet werden. Zusätzlich treten Beanspruchungen in der Praxis üblicherweise nicht rein wechselnd, mit einer Mittelspannung bzw. Mitteldehnung von Null auf. Im Normalfall variiert auch die Höhe der Spannungs- und Dehnungsamplitude innerhalb eines Beanspruchungszeitraumes, so dass die Reihenfolge der Beanspruchung ebenso maßgebend für den Zeitpunkt des Versagens ist. Es existieren daher sogenannte Schädigungsparameter P , die dazu dienen, die Einflüsse der Mittelspannung oder Reihenfolge zu erfassen, bzw. diese zu neutralisieren. Ein Schädigungsparameter zur Erfassung der Reihenfolge wäre z. B. der Parameter von Hanschmann P_{Ha} /45/. Von Interesse innerhalb dieser Arbeit sind Schädigungsparameter, die den Einfluss der Mittelspannung neutralisieren. Solche Parameter werden auf LCF-Versuchsreihen mit verschiedenen, innerhalb der Versuchsreihe konstanten, Mittelspannungen angewendet. Jeder einzelne Versuch liefert einen Wert für P , der in einem Diagramm über der jeweiligen Anrisslastwechselzahl aufgetragen wird. Verbindet man diese Punkte, so entsteht eine Kurve, die als Schädigungsparameterkennlinie bezeichnet wird, siehe Bild 2.6.

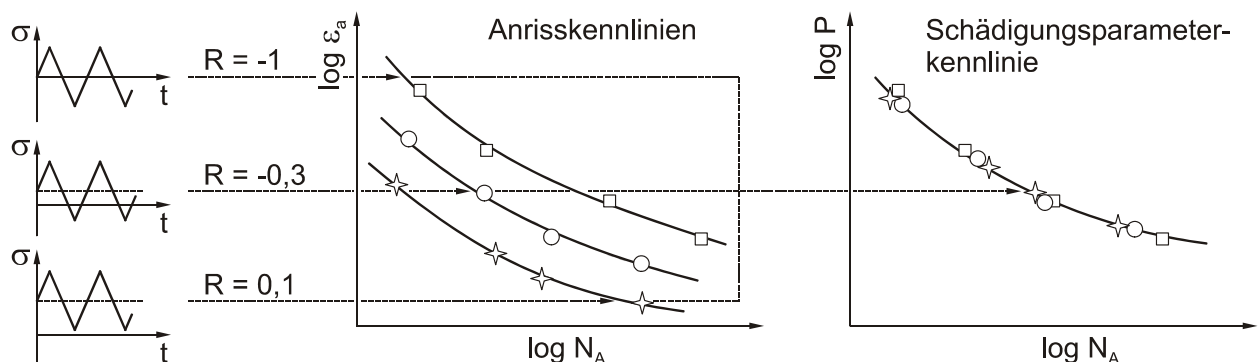


Bild 2.6: Schematische Darstellung der Bildung einer Schädigungsparameterkennlinie

Als charakteristisch für die Anwendbarkeit eines Parameters gilt, wie gut sich in diesem Diagramm für mehrere Versuchsreihen eines Werkstoffs die erzeugten Punkte zu einer solchen Kurve verbinden lassen. Es existieren in der Literatur verschiedene Schädigungsparameter, von denen der gebräuchlichste der von Smith, Watson und Topper (P_{SWT}) /46/ ist. Weitere, häufig verwendete Parameter sind die von Haibach und Lehrke (P_{HL}) /47/, Bergmann (P_{BE}) /48/, Heitmann (P_{HE}) /49/, Landgraf (P_{LA}) /50/ und Morrow (P_{Mo}) /51/.

Als Nachteil des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper gilt, dass er mit einem konstanten Wert für die Mittelspannungsempfindlichkeit von $M = 0,41$ definiert

ist /18/. Dadurch kommt es bei Beanspruchungen mit Druckmittelspannungen zu nicht konservativen Lebensdauerabschätzungen. Da bei der Bewertung der An- und Abfahrvorgänge von Turbinen lediglich Belastungen im Zug-Schwellbereich auftreten und nicht zuletzt dank der einfachen Anwendung, ist dieser Parameter jedoch für die Bewertung bei Turbinen gut geeignet /52/.

Entsprechend Tabelle 2.1 lässt sich der Schädigungsparameter P_{SWT} prinzipiell auch bei mehrachsiger Beanspruchung anwenden, wenn anstelle der Lastkomponenten Vergleichsgrößen eingesetzt werden /46/. Der Vorteil der Verwendung dieser Parameter besteht insbesondere in der einfachen Anwendbarkeit, da außer der Anrisskennlinie des Werkstoffs keine weiteren Versuchsdaten benötigt werden. Die in /14/ durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Formulierung nach der ersten Hauptspannung $P_{SWT,1}$, insbesondere bei Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen, zum Erfolg führen.

Ansatz	Schädigungsparameter	Werkstoffcharakteristik
Smith, Watson, Topper	$P_{SWT,1} = \sqrt{(\sigma_{1,m} + \sigma_{1,a}) \varepsilon_{1,a} E}$	Schädigungsparameterkennlinie
	$P_{SWT,v} = \sqrt{(\sigma_{v,m} + \sigma_{v,a}) \varepsilon_{v,a} E}$	
	$P_{SWT,max} = 2 \cdot \sqrt{(\tau_{max,m} + \tau_{max,a}) \gamma_{max,a} G}$	

Tabelle 2.1: Unterschiedliche Formulierungen des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper bei mehrachsiger Beanspruchung

2.4 Lebensdauerkonzept für Schaufel-Scheibe-Verbindungen

Bei der Entwicklung bzw. Optimierung von Schaufel-Scheibe-Konfigurationen führen die konventionellen Methoden der Festigkeitsberechnung häufig zu unbefriedigenden Ergebnissen, da die wesentlichen Einflussfaktoren der Schädigung nur unzulänglich oder gar nicht berücksichtigt werden. Ein fortschrittlicheres Konzept zur Berechnung von Schaufel-Scheibe-Verbindungen basiert auf der Simulation der elastisch-plastischen Wechselverformungen mit der Methode der Finiten Elemente (FEM). Mit den auf diese Weise berechneten Spannungs- und Verformungsgrößen ist es möglich, lokale Schädigungskonzepte anzuwenden und die schädigenden Einflüsse unmittelbar zu quantifizieren. Durch Vergleich mit der Werkstoffcharakteristik gelingt es, eine Aussage über das Versagensverhalten zu formulieren. Dabei ist es erforderlich, sowohl reine Ermüdungs-, als auch Kriechermüdungsbeanspruchung als maßgebliche Ursache für das Versagensverhalten heranzuziehen.

Die Entwicklung eines fortschrittlichen Konzeptes für einen Lebensdauernachweis bei Schaufel-Scheibe-Verbindungen unter Verwendung eines viskoplastischen Werkstoffmodells kann aufgrund der Komplexität der Problemstellung nur auf Basis der örtlichen Spannungen und Dehnungen erfolgen. In /14/ wurde ein Berechnungskonzept vorgeschlagen, mit dem die Lebensdauer von Schaufel-Scheibe-Verbindungen unter Berücksichtigung der wichtigsten Einflussfaktoren bei reiner Ermüdungs- bzw. Kriechermüdungsbeanspruchung bestimmt werden kann, siehe Bild 2.7.

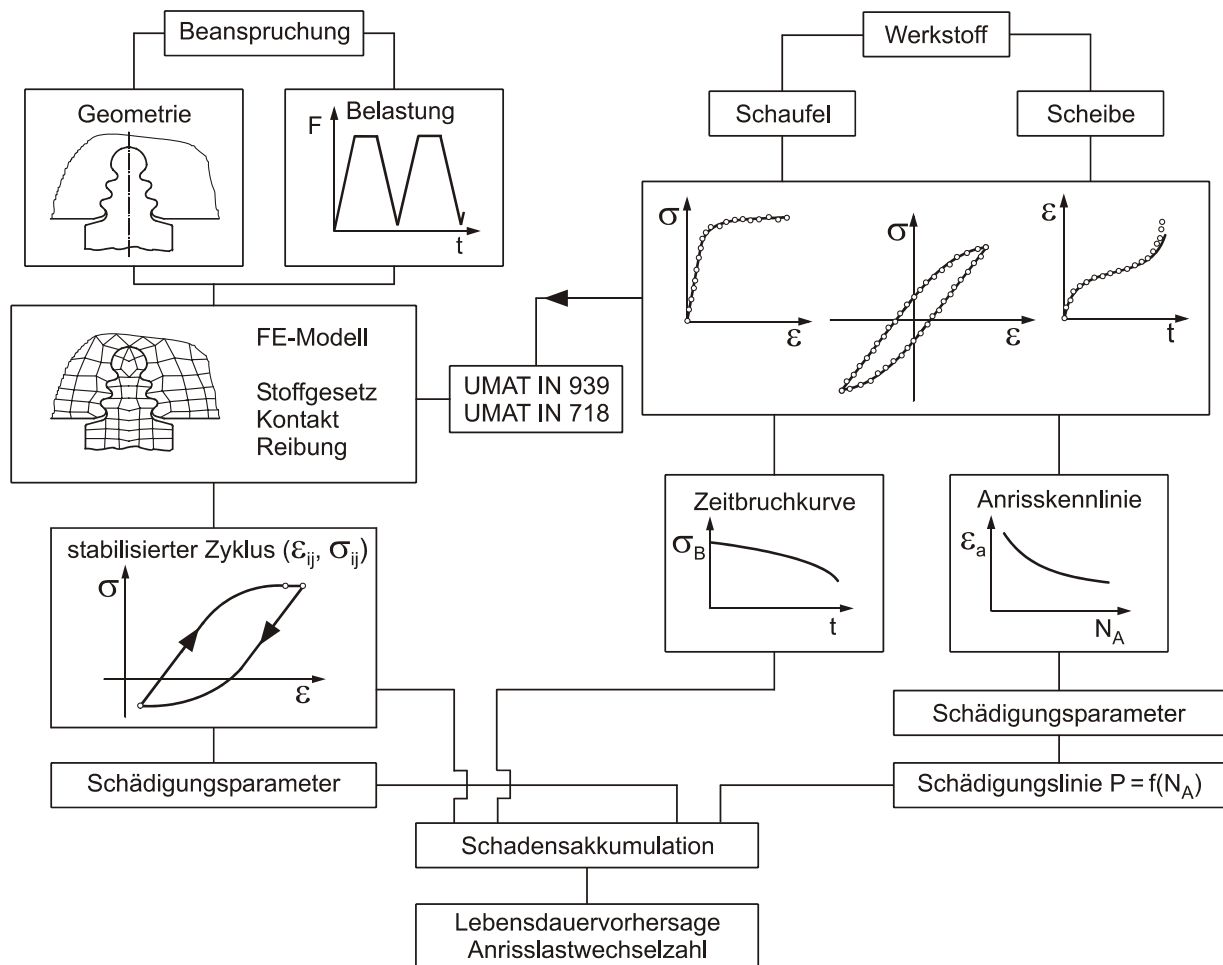


Bild 2.7: Kriechermüdungsnachweis für Schaufel-Scheibe-Verbindungen /14/

Grundlage der rechnerischen Werkstoffcharakterisierung ist die Entwicklung eines Stoffgesetzes, das die Beschreibung des statischen, zyklischen und viskoplastischen Werkstoffverhaltens ermöglicht. Das Versagensverhalten bei reiner Ermüdungsbeanspruchung wird durch die Anrisskennlinie des Werkstoffs beschrieben, die in dehnungs- oder spannungskontrollierten LCF-Versuchen ohne Mittelspannungen ermittelt wird. Zusätzlich muss die Kriechschädigung auf Basis der Zeitbruchkurve oder charakteristischer Zeitdehngrenzkurven berücksichtigt werden. Für die Auswertung der Beanspruchung wird ein stabilisierter Zyklus herangezogen, der in guter Näherung nahezu die gesamte anrissfreie Lebensdauer beschreibt.

3 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden werden die theoretischen Grundlagen diskutiert, die zur Erarbeitung und Anwendung der im weiteren Verlauf verwendeten Lebensdauerkonzepte notwendig sind.

3.1 Werkstoffverhalten

Bauteile unter reiner Ermüdungs- sowie Kriechermüdungsbeanspruchung erfordern die Beschreibung des Werkstoffverhaltens während der quasistatischen, zyklischen und Zeitstandbeanspruchung. Verfahren zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens werden nachfolgend beschrieben.

3.1.1 Fließkurven

Das quasistatische Werkstoffverhalten, welches im Allgemeinen im Zugversuch ermittelt wird, kann mit Hilfe unterschiedlicher Werkstoffmodellierungen beschrieben werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Gleichung nach Ramberg und Osgood [53] verwendet, die die Beschreibung des gesamten Fließkurvenverlaufs im Bereich der Gleichmaßdehnung erlaubt. Darüber hinaus kann mit Hilfe dieser Gleichung auch das zyklische Verhalten im stabilisierten Zustand mittels einer zyklischen Fließkurve dargestellt werden.

Die Ramberg-Osgood-Gleichung

In den meisten technischen Anwendungsfällen ist es ausreichend, durch Nutzung der quasistatischen Fließkurve den Verlauf der linearelastischen und der plastischen Verformung im Bereich der Gleichmaßdehnung zu beschreiben. Hierbei werden häufig Methoden angewendet, bei denen die beiden Bereiche der elastischen und der plastischen Dehnung mit der Fließgrenze als Übergang getrennt betrachtet werden. Der elastische Bereich wird im Normalfall als Linearität angenommen, so dass hier das Hooke'sche Gesetz verwendet wird.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.1)$$

Für die Beschreibung des plastischen Verhaltens im Bereich der Gleichmaßdehnung werden dann, je nach Methode, unterschiedliche Gleichungen angewendet, die die Kurve beispielsweise mit Hilfe von Geraden oder mit einer Parabel approximieren.

Diese Methoden haben den Nachteil, dass zwei verschiedene Ansätze für eine Spannungs-Dehnungs-Kurve vorhanden sind und oft keine ausreichende Genauigkeit zu erzielen ist. Daher wählt man zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens häufig

logarithmische oder Potenzfunktionen. Eine Möglichkeit, den gesamten Kurvenbereich mit einer Beschreibung abzudecken, liefert die Ramberg-Osgood-Gleichung /53/:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + K \cdot \left(\frac{\sigma}{E} \right)^n \quad (3.2)$$

Die beiden Parameter K und n sind im Verlauf der Kurve konstant. Um die Ramberg-Osgood-Gleichung zur Annäherung einer gegebenen Werkstoff-Fließkurve anzuwenden, ist es erforderlich, mehrere Stützpunkte der Kurve zu wählen. Anhand dieser Punkte werden die Parameter für diese Kurve durch ein numerisches Optimierungsverfahren bestimmt. Durch die Einführung zweier Parameter ist die Methode im Vergleich zur einparametrischen Darstellung genauer.

3.1.2 Werkstoffverhalten bei zyklischer Beanspruchung

Das Schwingfestigkeitsverhalten von Konstruktionswerkstoffen wird in unterschiedlichen Versuchen bestimmt, die sich daran orientieren, in welchem Beanspruchungs- bzw. Lastschwingspielzahlbereich eine Komponente belastet wird, siehe Bild 3.1. Ergänzend ist noch der Bereich der Betriebsfestigkeit eingetragen.

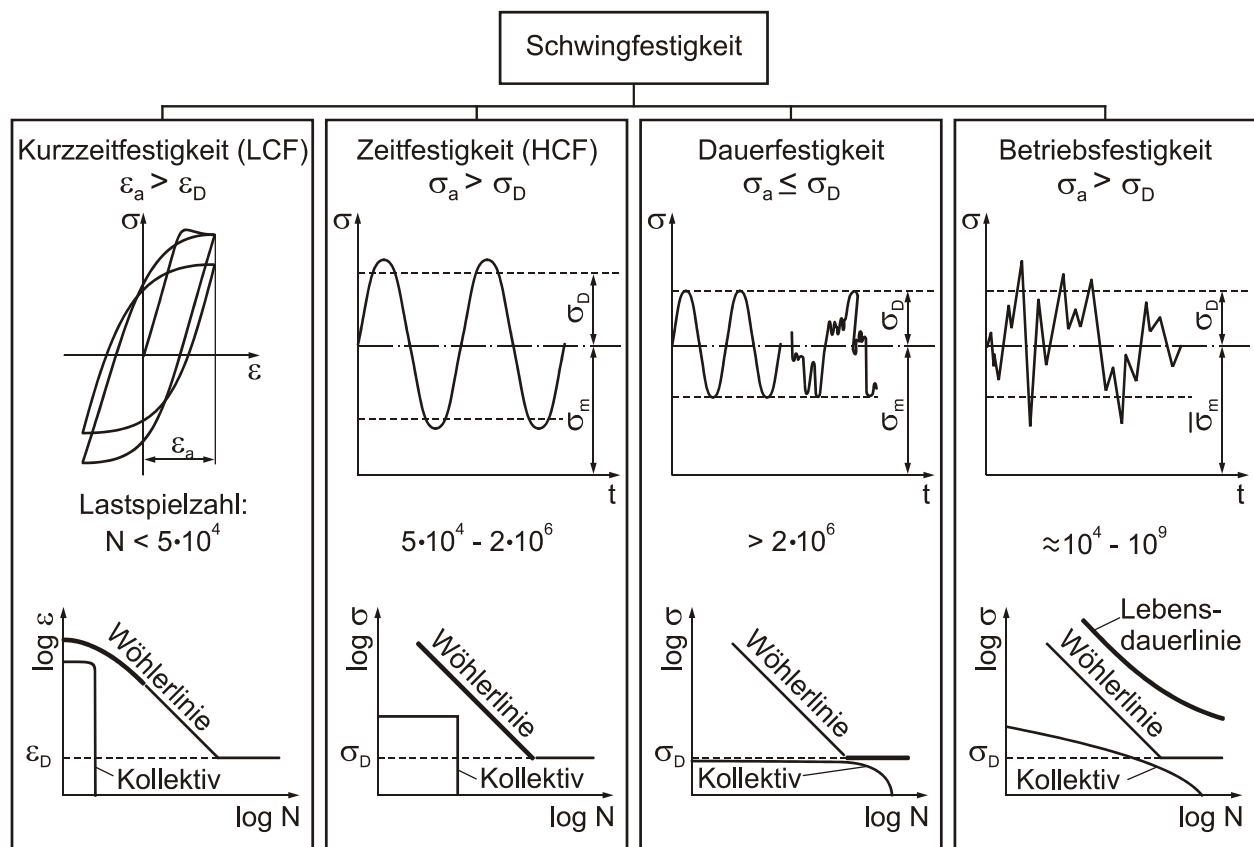


Bild 3.1: Gliederung der Schwingfestigkeitsbereiche, /20/ modifiziert

Wöhlerlinie

Die zur Einteilung der Schwingfestigkeitsbereiche herangezogene Wöhlerlinie bildet die Versagensgrenze für einen bestimmten Werkstoff, der einer spannungskontrollierten zyklischen Belastung unterworfen wird. Diese Grenze ist üblicherweise für eine Ausfallwahrscheinlichkeit durch Schwingungsbruch von 50 % angegeben. Innerhalb des Streubandes kann die Überlebenswahrscheinlichkeit auch in Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeit mit

$$P_U = 1 - P_B \quad (3.3)$$

angegeben werden. Zur Erstellung dieser Kurve wird eine große Anzahl an Schwingversuchen benötigt /54/, /55/. Die einzelnen Versuche werden bei gleichen Randbedingungen wie z. B. Probengeometrie, Oberflächenbeschaffenheit, Temperatur und Belastungsart, jedoch bei unterschiedlichen Spannungsamplituden bis zum Bruch geprüft. Trägt man nun für diesen Werkstoff die jeweiligen Spannungsamplituden über der Schwingspielzahl doppelt logarithmisch auf, so ergeben sich für Metalle mit kubisch raumzentrierter (krz) und kubisch flächenzentrierter (kfz) Kristallstruktur zwei unterschiedliche Kurvenverläufe, wie sie in Bild 3.2 schematisch dargestellt sind. Während für Werkstoffe des Typs I ab einer Eckschwingspielzahl von 10^6 bis 10^7 Lastwechseln von einer ausgeprägten Dauerfestigkeit gesprochen werden kann, wird bei Werkstoffen des Typs II ersatzweise die Dauerfestigkeit bei 10^8 Schwingspielen angesetzt. Allerdings muss beachtet werden, dass es sich um keinen wirklichen Dauerfestigkeitskennwert handelt.

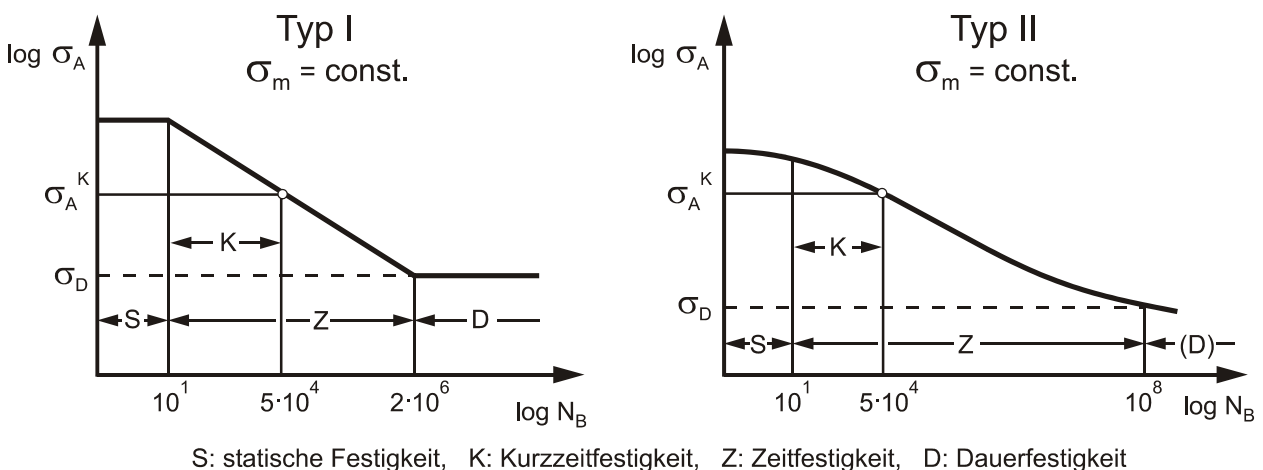


Bild 3.2: Wöhlerlinien eines Metalls mit krz-Kristallstruktur (Typ I) und für eine kfz-Kristallstruktur (Typ II) /16/

Entsprechend Bild 3.1 und Bild 3.2 unterscheidet man 4 Versagenszeiträume:

1. Der quasistatische Bereich, welcher üblicherweise bis ca. 10 Lastwechsel als konstant angenommen wird.
2. Der Kurzzeitfestigkeitsbereich bzw. Low Cycle Fatigue (LCF)-Bereich ist der Teil der Zeitfestigkeit, der allgemein bis zu einer Schwingspielzahl von $5 \cdot 10^4$ Schwingspielen angegeben wird. Eine weitere Definition für den Bereich der Kurzzeitfestigkeit kann durch die Abgrenzung mit der Spannungsamplitude von $\sigma_A^K \approx 0,5 \cdot R_{p0,2} \cdot (1-R) / 16/$ vorgenommen werden.
3. Der High Cycle Fatigue (HCF)-Bereich ist der Bereich der Zeitfestigkeit zwischen $5 \cdot 10^4$ Schwingspielen und dem Übergang zum Dauerfestigkeitsbereich.
4. Der Dauerfestigkeitsbereich

Ver- und Entfestigungsverhalten

Um das Schwingungsverhalten metallischer Werkstoffe zu erfassen, werden neben den spannungskontrollierten Versuchen zur Bestimmung der Wöhlerlinie auch dehnungskontrollierte Versuche durchgeführt, deren Ergebnis eine Anrisskennlinie ist. In Bild 3.3 ist schematisch der Spannungs-Dehnungs-Zusammenhang für den jeweils ersten vollständigen Zyklus sowie für den stabilisierten Zustand bei einem dehnungskontrollierten bzw. spannungskontrollierten Versuch dargestellt. Der stabilisierte Zustand stellt das Werkstoffverhalten bei einem Zyklus dar, bei dem zyklische Ver- bzw. Entfestigungsvorgänge abgeschlossen sind und sich z. B. bei einem dehnungskontrollierten Versuch die Maximal- bzw. Minimalspannung nicht mehr ändert. Üblicherweise wird der Zyklus bei halber Anrisslastwechselzahl als stabilisierter Zustand angegeben.

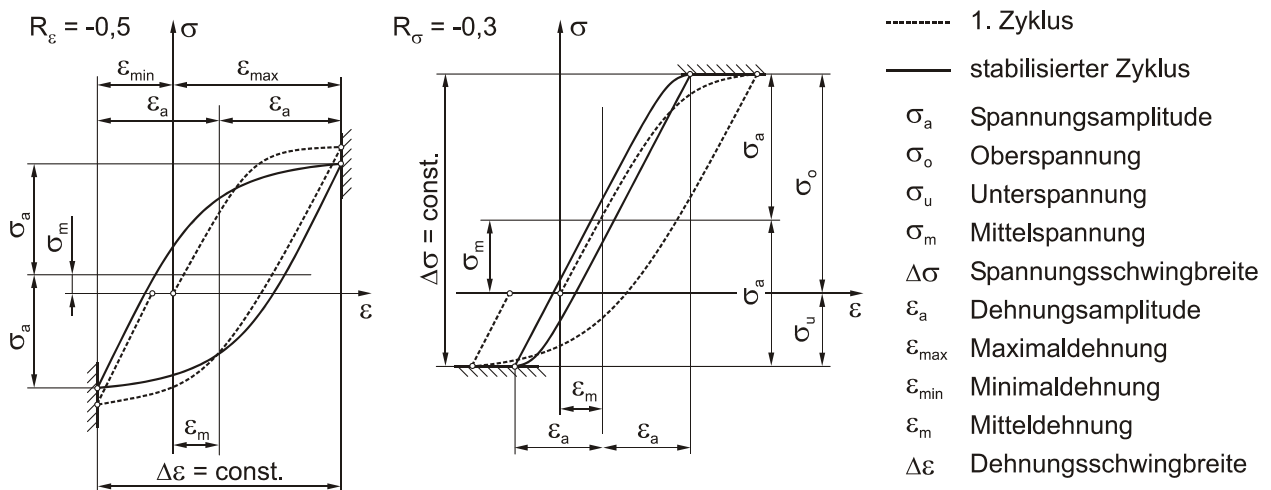


Bild 3.3: Definition der bei zyklischer Beanspruchung verwendeten Größen am Beispiel für entfestigendes Werkstoffverhalten bei einem dehnungskontrollierten Versuch sowie für verfestigendes Werkstoffverhalten bei einem spannungskontrollierten Versuch

Die beiden Beispiele in Bild 3.3 zeigen die Spannungsabnahme eines entfestigenden Werkstoffs bei einem dehnungskontrollierten Versuch im Gegensatz zur Dehnungsabnahme am Beispiel eines spannungskontrollierten Versuchs mit Mittelspannung an einem verfestigenden Werkstoff.

Durch den ständigen Wechsel der Belastungsrichtung wird das metallische Gefüge durch Gleitbewegungen kontinuierlich verändert, was zu einer Verschiebung der charakteristischen Werkstoffkurven führt. Trägt man die maximalen und minimalen Ausschlagsspannungen über der Zyklenzahl auf, so erhält man die sogenannte Ermüdungskurve. Sie beschreibt das Langzeitverhalten eines Werkstoffes bei andauernder dynamischer Belastung. Entsprechend Bild 3.4 werden vier verschiedene Werkstoffverhalten unterschieden.

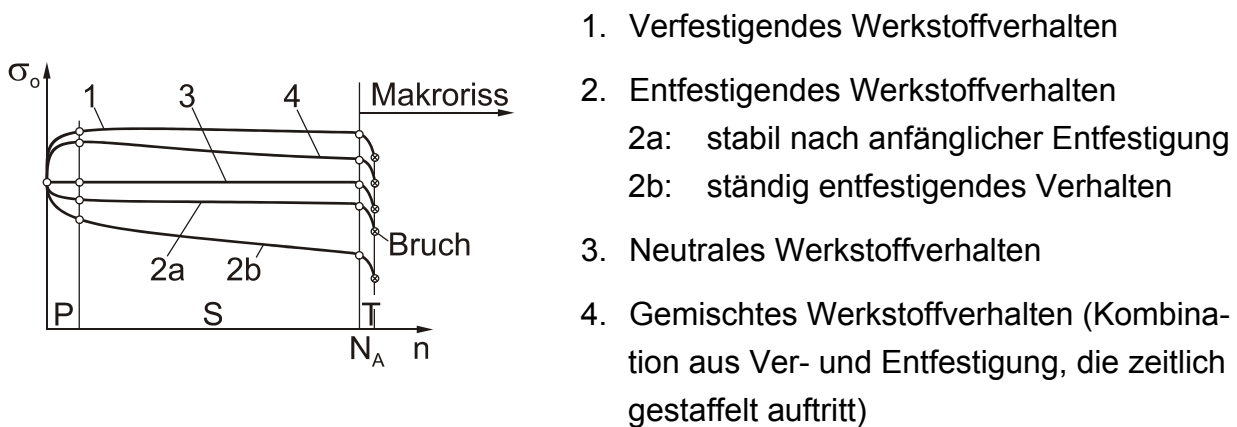


Bild 3.4: Mögliches Werkstoffverhalten bei dehnungskontrollierter schwingender Beanspruchung

Dies geschieht meist schon nach sehr wenigen Zyklen. In der Regel ist die erste, instationäre Ver- bzw. Entfestigung nach 10 – 20 % der gesamten Lebensdauer abgeschlossen und geht dann in weitere Zustandsbereiche über. Der Verlauf der Oberspannung σ_o in Abhängigkeit der Lastwechselzahl kann prinzipiell in drei Bereiche unterteilt werden.

- Primärbereich (P): Schnelle Ver- bzw. Entfestigung
- Sekundärbereich (S): Stationärer Bereich
- Tertiärbereich (T): Schneller Spannungsabfall durch Anrissbildung

Anrisskennlinie

Zur numerischen Beschreibung der Anrisskennlinien wird häufig der Ansatz nach Manson /56/ und Coffin /57/ verwendet. Ähnlich wie bei den zahlreichen bekannten

Ansätzen für die Beschreibung der Fließkurve setzt sich auch hier die Amplitude der Dehnung aus einem plastischen Anteil $\varepsilon_{a,pl}$ und einem elastischen Anteil $\varepsilon_{a,el}$ zusammen. Entsprechend berechnet sich die gesamte Dehnung mittels der Manson-Coffin-Gleichung als Summe des elastischen und plastischen Dehnungsanteils.

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_A)^b + \varepsilon_f' (2N_A)^c \quad (3.4)$$

Trägt man jeweils den elastischen und plastischen Anteil der Dehnungsamplitude im üblicherweise verwendeten doppeltlogarithmischen Maßstab über der Anrisschwingspielzahl N_A auf, so erhält man jeweils eine Gerade, siehe Bild 3.5.

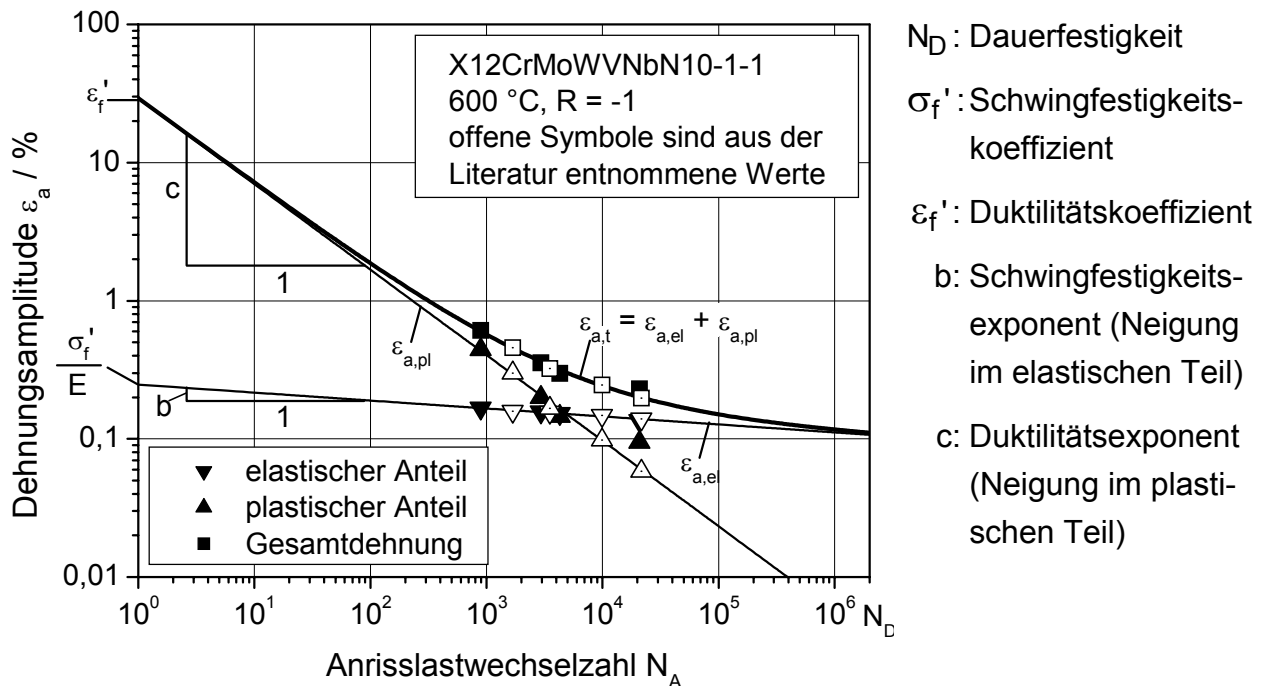


Bild 3.5: Anrisskennlinie nach Manson und Coffin, Literaturwerte aus /58/

Zyklische Fließkurve

Neben der bereits erwähnten statischen Fließkurve lässt sich für jeden Werkstoff auch eine zyklische Fließkurve bestimmen, siehe Bild 3.6. Wird die Spannungsamplitude über der Dehnungsamplitude der stabilisierten Zyklen der einzelnen LCF-Versuche aufgetragen, ergibt sich pro Versuch ein Punkt der zyklischen Fließkurve. Da der Werkstoff normalerweise zyklisch ver- oder entfestigt und sich somit die Hystereseschleifen im Laufe des Versuchs ändern, wählt man üblicherweise die Werte aus der Schleife bei $N = N_A / 2$. Die zyklische Fließkurve liegt bei Verfestigung oberhalb und bei Entfestigung unterhalb der statischen Fließkurve.

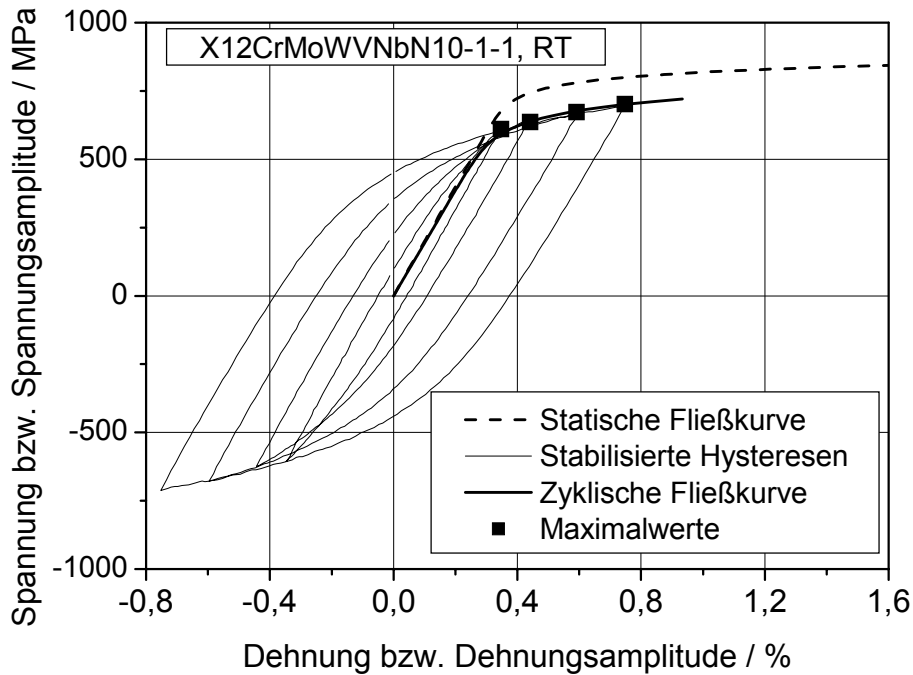


Bild 3.6: Zyklische Fließkurve von X12CrMoWVNbN10-1-1 bei Raumtemperatur

Bild 3.7 zeigt mit dem Incremental Step Test sowie dem Multiple Step Test weitere Möglichkeiten, wie eine zyklische Fließkurve anhand einer einzelnen Probe erzeugt werden kann. Beim Incremental Step Test wird eine Probe mit einer zunächst geringen Dehnungsamplitude beansprucht, die bei jedem folgenden Zyklus um ein festes Inkrement bis zu einem werkstoffabhängigen Maximalwert gesteigert wird. Anschließend erfolgt eine schrittweise Abnahme der aufgeprägten Dehnungsamplitude mit jedem Zyklus bis der Ausgangswert wieder erreicht ist. Dieser Vorgang wird mehrmals wiederholt, um etwaige zyklische Ver- bzw. Entfestigungsvorgänge des Werkstoffs berücksichtigen zu können. Das für jeden Zyklus erreichte Wertepaar aus maximaler Dehnung und zugeordneter Spannung wird zur Bildung der zyklischen Fließkurve herangezogen.

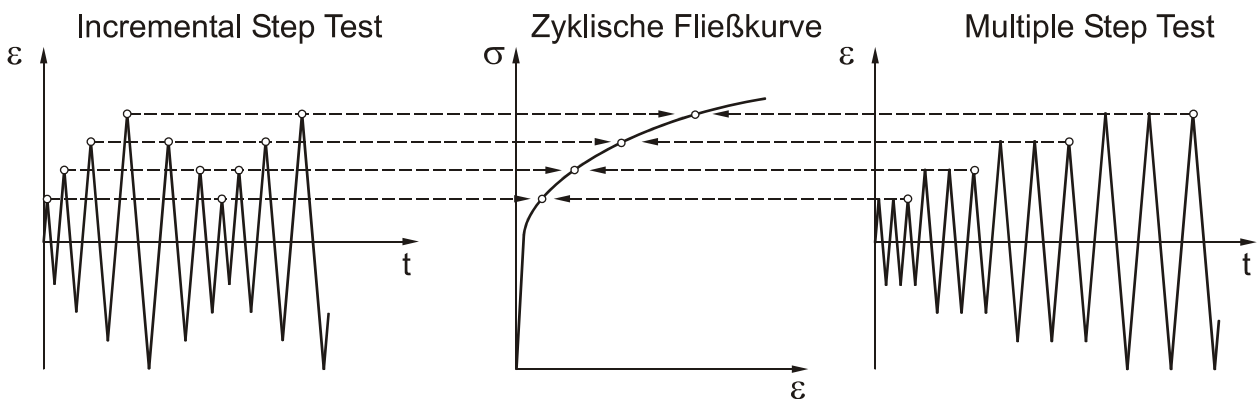


Bild 3.7: Ermittlung der zyklischen Fließkurve mittels Incremental Step Test bzw. Multiple Step Test (schematisch)

Beim Multiple Step Test wird die Probe mit einer geringen konstanten Dehnungsamplitude solange beansprucht, bis ein gleich bleibender Wert der Maximalspannung erreicht ist. Wenn dieser stabilisierte Zustand erreicht ist, wird die Dehnungsamplitude um einen bestimmten Betrag erhöht und wiederum konstant gehalten bis sich ein weiterer stabiler Zustand einstellt. Die schrittweise Erhöhung wird solange fortgeführt bis genügend Wertepaare aus Dehnungs- und Spannungsamplitude ermittelt sind, um eine zyklische Fließkurve bestimmen zu können.

Zur Beschreibung zyklischer Fließkurven kann die Ramberg-Osgood-Gleichung (3.2) auch in einer etwas abgewandelten Form (Gleichung 3.5) dargestellt werden. Die werkstoffabhängigen Parameter sind hier der zyklische Verfestigungskoeffizient K' und der zyklische Verfestigungsexponent n' .

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\alpha}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3.5)$$

Durch Einsetzen der aus der Gleichung (3.5) für die zyklische Fließkurve gewonnenen Werte für K' und n' lässt sich unter Anwendung der Gleichungen (3.6) und (3.7) die Gleichung (3.4) nach Manson und Coffin von vier auf zwei unbekannte Parameter reduzieren /59/.

$$n' = \frac{b}{c} \quad (3.6)$$

$$K' = \frac{\sigma_f'}{(\varepsilon_f')^{n'}} \quad (3.7)$$

Schädigungskennlinie

Grundsätzlich ist es möglich, aus rein wechselnd belasteten LCF-Versuchen eine Schädigungskennlinie nach dem Ansatz von Smith, Watson und Topper /46/ zu bestimmen. Anhand des Produkts aus Maximalspannung, Dehnungsamplitude und E-Modul wird der Schädigungsparameter P_{SWT} berechnet.

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a \cdot E} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_a \cdot E} \quad (3.8)$$

Zur Ableitung einer auf diesem Parameter basierenden Schädigungskennlinie wird von der Gleichung (3.4) nach Manson und Coffin für rein wechselnde Beanspruchungen ausgegangen. Des weiteren gilt:

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_A)^b \quad (3.9)$$

Setzt man diese Gleichungen in Ausdruck (3.8) ein und vernachlässigt die Mittelspannung σ_m , da diese Gleichung auch für rein wechselnde Versuche gelten muss, so erhält man für den Schädigungsparameter:

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_f')^2 \cdot (2N_A)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' E (2N_A)^{b+c}} \quad (3.10)$$

Der Vorteil einer solchen Schädigungskennlinie oder auch Schädigungsparameter-Wöhlerlinie liegt darin, dass sie von der äußeren Belastung unabhängig ist, d. h. es ist irrelevant, ob eine hohe Mittelbeanspruchung mit kleiner Amplitude oder umgekehrt zu einem bestimmten Wert geführt hat. Dies ist insbesondere bei der Anwendung eines lokalen Konzeptes von Vorteil.

3.1.3 Zeitstandverhalten

Um das Werkstoffverhalten bei hohen Temperaturen beschreiben zu können, werden meist isotherme Zeitstandversuche nach DIN EN 10291 /60/ durchgeführt. Es wird ein Probekörper mit einer zeitlich konstanten Kraft belastet, die dabei auftretenden Dehnungen gemessen und über der Zeit aufgetragen. Als Ergebnis ergeben sich charakteristische Kriechkurven. In Bild 3.8 (links) ist eine idealisierte Kriechkurve dargestellt. Zusätzlich sind schematisch die mikrostrukturellen Vorgänge abgebildet, die zur Ver- und Entfestigung während der Zeitstandbeanspruchung führen.

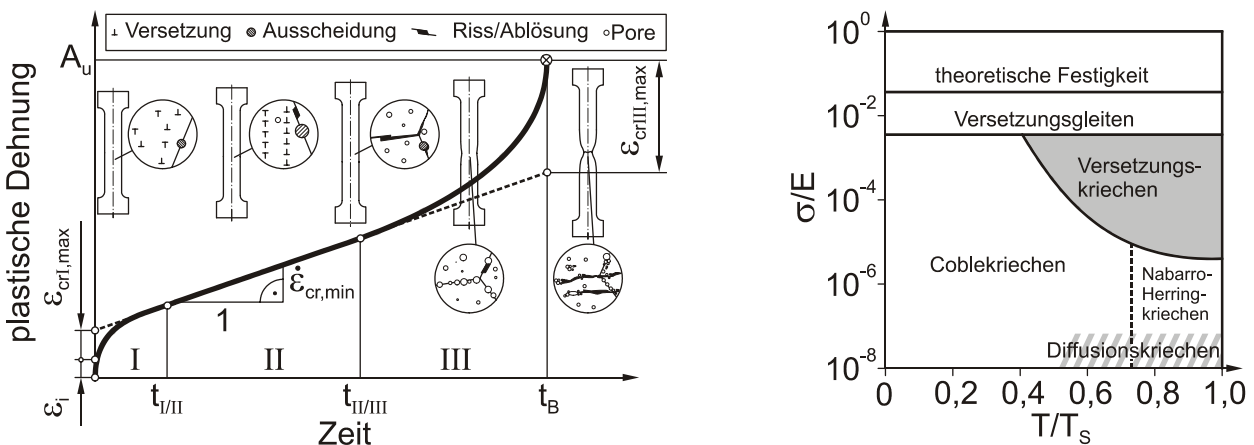


Bild 3.8: Kriechkurve unter zeitlich konstanter Spannung mit den schematischen Stadien in der Mikrostruktur, nach /61/ sowie die unterschiedlichen Kriechvorgänge in Abhängigkeit der Beanspruchung nach /62/

Bei der entstandenen Kriechkurve lassen sich drei Bereiche erkennen:

- Primärbereich (Bereich I),
- Sekundärbereich (Bereich II),
- Tertiärbereich (Bereich III).

Im Primärbereich resultiert das Absinken der zunächst hohen Kriechgeschwindigkeit aus der verformungsbedingten Verfestigung und der möglichen Zunahme der Versetzungsdichte.

Im Sekundärbereich liegt ein Gleichgewicht zwischen Ver- und Entfestigungsvorgängen vor, was eine näherungsweise konstante Kriechgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}_{cr,min}$ nach sich zieht.

Im sich anschließenden Tertiärbereich folgt ein Anstieg der Kriechgeschwindigkeit, der durch die Schädigung, bei hohen Beanspruchungen auch durch die zunehmende Einschnürung der Probe bis zum Bruch, zu begründen ist. Zu erklären ist dies über die irreversiblen Werkstoffänderungen durch Porenbildung und Gefügestabilitäten. Der Tertiärbereich ist häufig nur von geringer Relevanz, da technische Anwendungen in der Regel nur im Primär- und Sekundärbereich stattfinden. Um jedoch den Einfluss der Schädigung genauer beschreiben zu können, ist eine Berücksichtigung des tertiären Bereiches erforderlich. Bei der Abbildung des tertiären Kriechbereichs /63/ in numerischen Berechnungen können unter Umständen Probleme auftreten. Ursache hierfür ist der zunehmende Schädigungszustand (z. B. massive Porenbildung), welcher die Verwendung eines rein kontinuiermechanischen Modells unmöglich macht /64/. Vielmehr muss dann die Schädigung durch mikrostrukturelle Stoffgesetze berücksichtigt werden.

Entsprechend der rechten Darstellung in Bild 3.8 tritt bei hohen Spannungen bereits bei geringen Temperaturen (ca. 30 – 50 % der absoluten Schmelztemperatur T_S) Versetzungskriechen auf, während bei relativ hohen Temperaturen und entsprechend niedrigen Spannungen Diffusionskriechen zu beobachten ist /65/. Die Tatsache, dass Kriechen je nach Beanspruchungshöhe mit deutlich unterschiedlichen Dehnraten erfolgt, sollte in einem Stoffgesetz, das den gesamten Kriechbereich umfasst, berücksichtigt werden.

Um das Hochtemperaturverhalten von Werkstoffen beschreiben zu können wird im Allgemeinen auf Kriechgleichungen zurückgegriffen, die die Beziehung zwischen der Dehnung und Parametern wie Zeit, Temperatur und Spannungen herstellen. Die Kriechgleichungen basieren meist auf der Beschreibung von werkstoffmechanischen Vorgängen oder der Approximation durch phänomenologische Ansätze. Die plastische Dehnung wird hierbei als Summe von mechanischer plastischer Dehnung ϵ_i sowie den Kriechdehnungsanteilen für den Primär-, Sekundär- und Tertiärbereich aufgefasst.

$$\epsilon_{pl} = \epsilon_i + \epsilon_{crI} + \epsilon_{crII} + \epsilon_{crIII} \quad (3.11)$$

Durch die Verwendung von geeigneten Produktansätzen lässt sich die Abhängigkeit der einzelnen Dehnungsanteile beschreiben.

$$\varepsilon_{cr,j} = f_j(\sigma_0) \cdot g_j(T) \cdot h_j(t) \text{ mit } j = I, II, III \quad (3.12)$$

Als physikalisch sinnvoller erweist sich jedoch eine Beschreibung des Kriechverhaltens über die Kriechraten $\dot{\varepsilon}_{cr,j}$, welche von der Spannung, der Temperatur und der Zeit oder der Dehnung abhängig sind.

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_{cr,j} &= f_j(\sigma_0) \cdot g_j(T) \cdot h_j(t) && \text{oder} \\ &= f_j(\sigma_0) \cdot g_j(T) \cdot k_j(\varepsilon_{pl}) && \text{mit } j = I, II, III \end{aligned} \quad (3.13)$$

Häufig verwendete Kriechgleichungen sind die in Tabelle 3.1 gezeigten Gesetze, wobei in /66/ einige Möglichkeiten zur Beschreibung der minimalen Kriechdehnrate zusammengestellt sind. Es handelt sich hierbei um eine Kombination aus Potenz- und Exponentialfunktionen.

Es ist zu beachten, dass die Kriechgesetze von Marin und Garofalo nur für den Primär- und Sekundärbereich gültig sind, während die Gesetze von Granacher und Graham-Walles zusätzlich noch den Tertiärbereich berücksichtigen.

Vorschlag	Kriechgesetz
Marin	$\varepsilon_{cr} = \varepsilon_A + \dot{\varepsilon}_{cr,min} \cdot t$
Mod. Garofalo	$\varepsilon_{cr} = \varepsilon_i + \varepsilon_{crI,max} \cdot (1 - \exp(-C_4 \cdot (t/t_{I/II})^{m_4})) + \dot{\varepsilon}_{cr,min} \cdot t$
Granacher	$\varepsilon_{cr} = \varepsilon_i + \varepsilon_{crI,max} \cdot H(t) + \dot{\varepsilon}_{cr,min} \cdot t + C_5 \cdot \left(\frac{t}{t_{II/III}}\right)^{m_5}$
Graham-Walles	$\varepsilon_{cr} = \sum_i A_i \sigma^{n_i} t^{m_i}$
Graham-Walles (temperaturabhängig)	$\varepsilon_{cr} = \sum_i A_i \cdot e^{-\frac{K_i}{T}} \cdot \sigma^{n_i} t^{m_i}$

Tabelle 3.1: Möglichkeiten für mathematische Beschreibungen des Kriechverhaltens

Bei den in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Rechnungen bei reiner Zeitstandbeanspruchung kommt zur Beschreibung des gesamten Kriechbereiches das Kriechgesetz nach Graham-Walles /67/ zur Anwendung.

$$\varepsilon_{cr} = \sum_i A_i \sigma^{n_i} t^{m_i} \quad (3.14)$$

Mit Hilfe dieses Ansatzes ist es möglich, die Dehnung spannungs-, temperatur- und zeitabhängig zu beschreiben. Untersuchungen haben gezeigt, dass bei reiner Zeitstandbeanspruchung der Kriechanteil den wichtigsten Anteil an der Gesamtdehnung

darstellt. Dies führt zur Schlussfolgerung, dass im Folgenden nicht mehr auf den elastischen und mechanisch plastischen Dehnungsanteil ε_i , sondern nur noch auf den Kriechdehnungsanteil ε_{cr} eingegangen wird /68/. Aus der Ableitung der Kriechdehnung nach der Zeit und unter Zugrundelegung der Dehnungsverfestigungsregel erhält man folgende Gleichung /63/:

$$\dot{\varepsilon}_{cr} = A_1' \sigma^{n_1} \varepsilon_{cr}^{m_1} + A_2' \sigma^{n_2} \varepsilon_{cr}^{m_2} + A_3' \sigma^{n_3} \varepsilon_{cr}^{m_3} . \quad (3.15)$$

Durch die Terme A_i' kann das temperaturabhängige Verhalten mit Hilfe eines Arrheniusansatzes beschrieben werden.

$$A_i' = A_i e^{-\frac{K_i}{T}} \quad (3.16)$$

Beschreibung und Analyse der Kriechschädigungsentwicklung unter dem Einfluss mehrachsiger Beanspruchung, stellen einen wichtigen Punkt in der Auslegung und dem sicheren Betrieb von Komponenten dar. Die mehrachsige Beanspruchung ist bei Hochtemperaturkomponenten sowohl bezüglich des Schädigungsbildes an der Oberfläche als auch hinsichtlich ihres Tiefenverlaufes über den Querschnitt charakteristisch. Hierbei muss speziell der Zusammenhang zwischen dem durch die Mehrachsigkeit reduzierten Verformungsvermögen und dem Beginn sowie der weiteren zeitlichen Entwicklung der Kriechschädigung berücksichtigt werden /69/.

Wie frühere Untersuchungen gezeigt haben, ist bei realen Bauteilen, welche unter mehrachsiger Beanspruchung stehen, eine Festlegung einer einzigen, die Zeitstandbeanspruchung charakterisierende Vergleichsspannung, nicht eindeutig /70/. Zur Bestimmung der Kennwerte geht bei mehrachsiger Beanspruchung ein maßgeblicher Einfluss aus der von Mises Vergleichsspannung, der maximalen Hauptspannung und auch der hydrostatischen Spannung hervor. Das Versagen lässt sich somit nicht auf eine einzelne Spannungskomponente zurückführen. Es muss von einer Kombination dieser Spannungsgrößen als versagensbestimmender Faktor ausgegangen werden /71/.

In /72/ konnte bestätigend gezeigt werden, dass die Vergleichsspannung nach von Mises zumeist gut zur Beschreibung des Kriechverhaltens geeignet ist, sofern keine oder vernachlässigbare Kriechschädigung auftritt. Aufgrund des Einflusses mehrachsiger Spannungszustände auf das Schädigungsverhalten, ist für die Bestimmung des Versagens eine kombinierte Vergleichsspannungshypothese vorteilhaft, in der die maximale Hauptspannung σ_1 mehr Gewichtung besitzt. In /73/ trat für Beanspruchungssituationen $\sigma_1 > \sigma_{MISES}$ ein frühzeitiges, für Belastungen mit $\sigma_1 < \sigma_{MISES}$ ein späteres Versagen auf. Dass die Zulässigkeit einer Festigkeitshypothese zur Beschreibung des Versagensverhaltens eine Abhängigkeit von der Art der Beanspruchung besitzt, wurde auch in /74/, /75/ festgestellt. Der Einfluss der Mehrachsigkeit auf ein früheres Versagen

wurde in /64/ durch den Vergleich von einachsiger und mehrachsiger beanspruchter Zeitstandproben bzw. Hohlzylinderproben unter kombiniertem Innendruck und Axialkraft untersucht und die Auswirkungen auf die Schädigungsentwicklung quantifiziert, siehe Bild 3.9. Es ist zu erkennen, dass Proben trotz geringerer Spannung zu früheren Zeiten versagen, wenn die Mehrachsigkeit ihrer Beanspruchung höher ist, d. h. der Mehrachsichtigkeitsquotient q einen geringeren Wert aufweist.

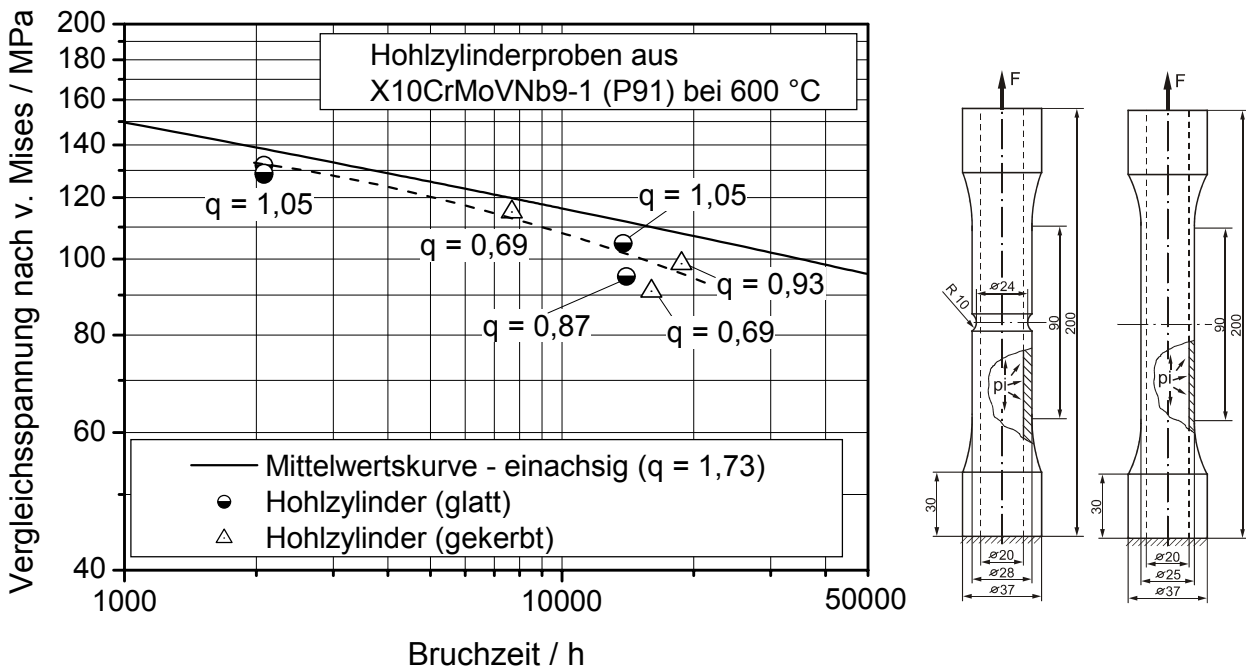


Bild 3.9: Einfluss der Mehrachsigkeit des Spannungszustandes auf die Zeitstandfestigkeit am Beispiel des Rohrleitungswerkstoffes X10CrMoVNb9-1

Zur Beschreibung des Einflusses der Mehrachsigkeit des Spannungszustandes auf das Zeitstandverhalten, wird eine weitere Modifikation des Kriechgesetzes entsprechend den Gleichungen (3.17) und (3.18) vorgenommen /76/. Für das frühere Versagen bei Zeitstandsbeanspruchung, wofür die Mehrachsigkeit verantwortlich ist, wird der Mehrachsichtigkeitsquotient q in einen Schädigungsparameter D implementiert. Dadurch ist gewährleistet, dass für eine höhere Mehrachsichtigkeit des Spannungszustandes, d. h. einen geringeren Mehrachsichtigkeitsquotienten q , ein beschleunigtes Kriechen errechnet wird, was zu einem früheren berechneten Versagen führt.

Darüber hinaus kann der derzeit phänomenologisch angepasste Schädigungsparameter D mit Effekten aus der Mikrostruktur (z. B. Kriechporenschädigung, siehe Bild 3.10) gekoppelt werden. Die Implementierung des Schädigungsparameters D in Abhängigkeit von Mikrostrukturänderungen sowie der Schädigungsentwicklung in Form von Kriechporen aufgrund der Zeitstandsbeanspruchung ist Inhalt von derzeit laufenden Forschungsarbeiten /64/, /77/, so dass die numerische Berechnung von zeitstandsbeanspruchten Bauteilen in Abhängigkeit der Schädigungsentwicklung möglich wird.

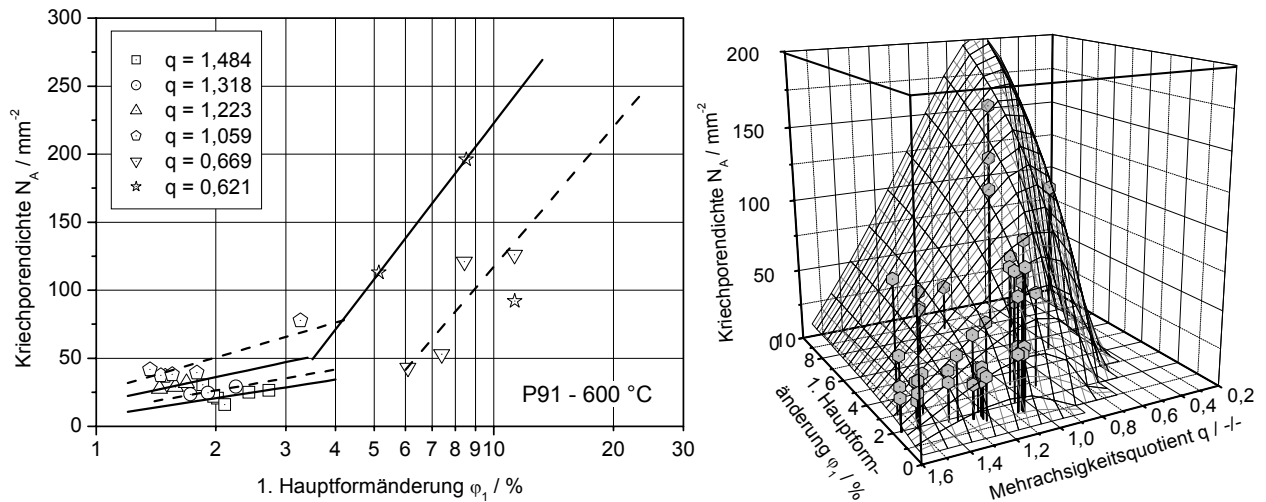


Bild 3.10: Kriechporendichte in Abhängigkeit der 1. Hauptformänderung und des Mehrachsigsquotienten q für X10CrMoWVNb9-1 bei 600 °C /64/

$$\dot{\epsilon}_{cr} = A_1 \cdot \left(\frac{\sigma_v}{1-D} \right)^{n_1} \cdot \epsilon_{cr}^{m_1} + A_2 \cdot \left(\frac{\sigma_v}{1-D} \right)^{n_2} \cdot \epsilon_{cr}^{m_2} \quad (3.17)$$

$$\dot{D} = A_D \cdot \left[\left(\frac{\sqrt{3}}{q} \right)^\alpha \cdot \sigma_v \right]^{n_D} \cdot \dot{\epsilon}_{cr}^{m_D} \quad (3.18)$$

Das Konzept der normierten Ersatzbruchdehnung stellt einen weiteren phänomenologischen Ansatz dar, um das durch die Mehrachsichtigkeit beeinflusste frühere Versagen bei Zeitstandbeanspruchung beschreiben zu können /68/, /79/, siehe Bild 3.11.

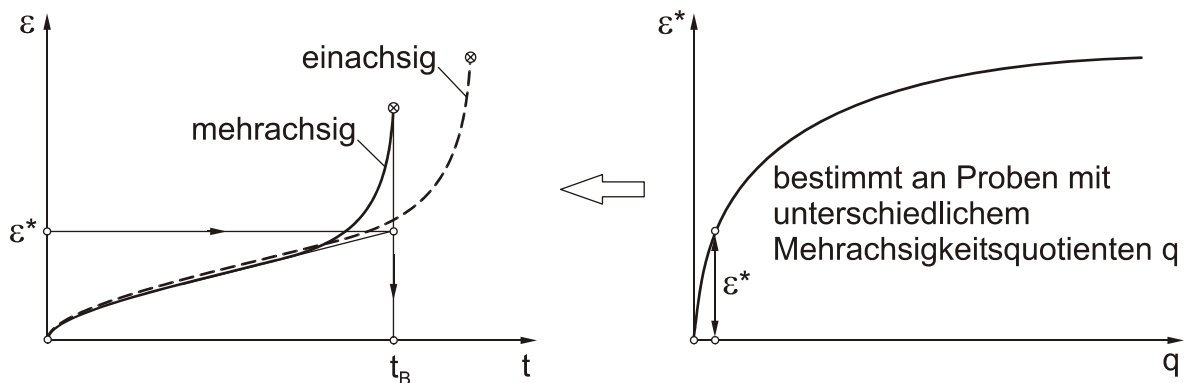


Bild 3.11: Bestimmung des Versagenszeitpunktes mehrachsigt beanspruchter Zeitstandproben mit Hilfe der normierten Ersatzbruchdehnung

Dabei wird die Ersatzbruchdehnung ϵ^* in Abhängigkeit des im Bauteil an der höchstbeanspruchten Stelle vorherrschenden Mehrachsigsquotienten q bestimmt. Durch lineare Extrapolation des stationären Bereichs der mehrachsigt Kriechkurve bis zum Erreichen der Ersatzbruchdehnung erhält man den früheren Bruchzeitpunkt t_B .

3.1.4 Konzept der Meisterkurve

Neben der Beschreibung des Kriechverhaltens durch die zuvor genannten Gleichungen sind für die Auswertung von Zeitstandversuchen und für eine vereinfachte Auslegung von Bauteilen auch Gleichungen von Interesse, welche Zeitdehngrenzen oder die Zeitstandfestigkeit spannungs-, temperatur- und zeitabhängig beschreiben. Dabei werden die isothermen Zeitdehn- und Zeitbruchtemperaturschaubilder unter Verwendung von Schädigungsparametern $P(t, \vartheta)$ auf andere Temperaturen übertragen. Einige wichtige Schädigungsparameter werden in /66/ und /80/ vorgestellt. Der am häufigsten eingesetzte Parameter ist der Parameter nach Larson-Miller:

$$P_{LM} = (\vartheta + 273) \cdot (C + \log t) \cdot 10^{-3}, \quad \vartheta \text{ in } ^\circ\text{C}. \quad (3.19)$$

Dieser Schädigungsparameter verknüpft die Einflüsse der Temperatur und der Beanspruchungsdauer so, dass die Zeitdehnenwerte bzw. die Zeitstandfestigkeitswerte, die bei unterschiedlicher Temperatur ermittelt wurden, in ein gemeinsames Streuband fallen, siehe Bild 3.12. Durch Auftragung der logarithmierten Beanspruchungsdauer $\log t$ über dem Reziprokwert der Temperatur $1/T$ kann für alle Prüfspannungen ein gemeinsamer Schnittpunkt gefunden werden, der durch die werkstoffabhängige Konstante C beschrieben wird. Um die Abhängigkeit der Prüfspannungen von dem Larson-Miller-Parameter für unterschiedliche Temperaturen mathematisch beschreiben zu können, wird häufig auf das Konzept der Meisterkurve /66/ zurückgegriffen.

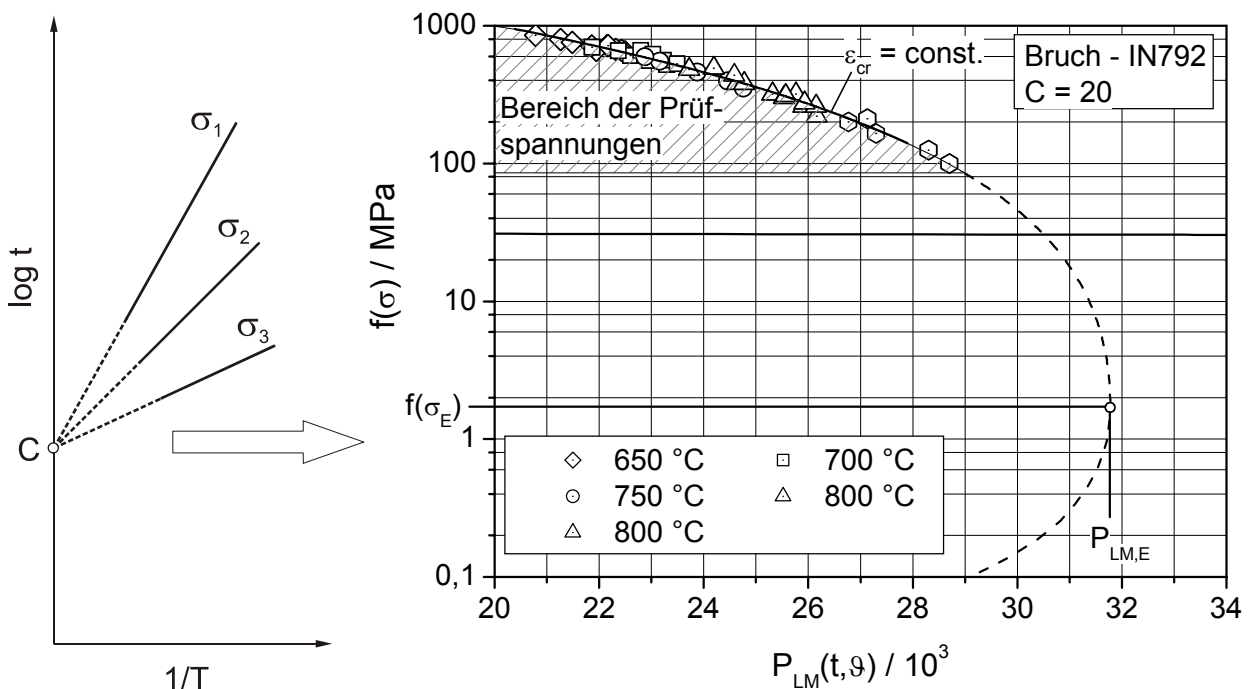


Bild 3.12: Bestimmung des Larson-Miller Parameters C sowie die Meisterkurve bei quadratischem Ansatz am Beispiel der Zeitstandbruchpunkte von IN792

Eine häufig angewandte Modellfunktion für Meisterkurven $P_{LM}(\sigma)$ ist der quadratische Polynomansatz, welcher unter Verwendung des Schädigungsparameters von Larson-Miller durch die Funktion

$$P_{LM} = B_1 + B_2 \cdot f(\sigma) + B_3 \cdot f^2(\sigma) \quad (3.20)$$

gegeben ist. Dabei wird die Potenzfunktion $f(\sigma) = \sigma^m$ verwendet. Die Ausdrücke

$$B_2 = \frac{2 \cdot (P_{LM,E} - B_1)}{f(\sigma_E)} \quad \text{bzw.} \quad B_3 = \frac{(P_{LM,E} - B_1)}{(f(\sigma_E))^2} \quad \text{nach /66/} \quad (3.21)$$

liefern den Zusammenhang zum Scheitelpunkt der Parabel $P_{LM,E}$, $f(\sigma_E)$. Die benötigten Konstanten B_1 , B_2 und B_3 werden durch Regressionsrechnungen anhand der Messergebnisse numerisch ermittelt. Durch geeignetes Umformen kann die Spannung σ in Abhängigkeit des Schädigungsparameters P_{LM} ausgedrückt werden.

$$\sigma = \left(\frac{-B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4 \cdot B_3 \cdot (B_1 - P_{LM})}}{2 \cdot B_3} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (3.22)$$

Der Vorteil der Meisterkurven besteht insbesondere darin, dass dadurch für beliebige Temperaturen, bei denen keine Zeitstanddaten vorliegen, die Zeitdehn- bzw. Zeitstandfestigkeitskennwerte anhand der Gleichung (3.22) interpoliert werden können.

3.1.5 Kriechermüdungsbeanspruchung

In der Praxis tritt oft der Fall auf, dass sich eine statische und eine schwingende Beanspruchung bei erhöhter Temperatur überlagern. Dies kann der Fall sein, wenn sich Leistungsbetrieb bei konstanter Beanspruchung mit An- und Abfahrvorgängen abwechselt. Somit können in einem Bauteil interagierende Kriech- und Ermüdungsvorgänge stattfinden. In diesem Fall spricht man von Kriechermüdung. Dabei kann eine der Schädigungsarten dominant sein, so dass die andere nicht entscheidend zum Tragen kommt. In der Regel überlagern sich jedoch durch die Kriechermüdung die entsprechenden Schädigungen, so dass eine verminderte Lebensdauer die Folge ist.

Ist die Ermüdungsschädigung dominant gegenüber der Kriechschädigung, äußert sich dies in transkristallinem Risswachstum. Dieser Typ tritt bevorzugt bei kleinen Dehnungsamplituden auf.

Ein weiterer Typ ist die gemischte Kriech- und Ermüdungsschädigung, bei der nach einer ersten Phase, ausschließlichen transkristallin verlaufenden Risswachstums, eine Wechselwirkung zwischen der Porenbildung des Kriechens und dem Wachstum eines

Ermüdungsrisse stattfindet. Hierbei ist die Rissausbreitungsgeschwindigkeit sehr hoch, was zu schnellem Versagen führt. Die Probe schert schließlich unter 45° zur maximalen Hauptspannungsrichtung ab.

Beim dritten Typ dominiert die Kriechschädigung, da die Porenbildung zu schnell ist, um Ermüdung zu ermöglichen. Das Versagen wird wesentlich durch die Entstehung von Poren an den inneren Korngrenzen bestimmt.

Bei der Auswirkung der Überlagerung spielt im Allgemeinen neben dem Werkstoff noch die Höhe und Abfolge der Beanspruchung eine entscheidende Rolle dafür, welche Schädigung maßgebend ist.

Zur rechnerischen Vorhersage des Versagens unter Kriechermüdungsbeanspruchung existieren mehrere Hypothesen, vgl. z. B. /80/. Ein häufig eingesetzter Berechnungsansatz basiert auf einer Akkumulation der einzelnen Schädigungsanteile aus der zyklischen Schädigung D_σ (Palmgren-Miner-Regel) und der ZeitstandsSchädigung D_g (Robinson-Regel).

$$D_\sigma = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (3.23)$$

$$D_g = \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{t_{B,j}} \quad (3.24)$$

Da eine einfache Addition der beiden Schädigungsanteile häufig zu einer nicht konservativen Abschätzung der Lebensdauer bei Kriechermüdungsbeanspruchung führt, wird im ASME-Code /81/ eine Modifizierung vorgeschlagen. Im (D_σ, D_g) -Diagramm ist die Grenzkurve ertragbarer Schädigung keine Diagonale, wie es für $D = D_g + D_\sigma = 1$ der Fall wäre, sondern eine nichtlineare Funktion. Ein Beispiel dafür ist anhand des ferritischen Stahls 2-1/4 Cr-1 Mo und der austenitischen Stähle AISI Type 304 bzw. AISI Type 316 zur Verdeutlichung in Bild 3.13 dargestellt.

Rechnerisch werden diese Grenzkurven mit den Gleichungen (3.25) und (3.26) durch Regressionsrechnung anhand von Versuchsergebnissen aus Kriechermüdungsversuchen beschrieben, wobei der Parameter C_1 den jeweiligen Gültigkeitsbereich vorgibt.

$$D_g = 1 - \frac{1 - C_1}{C_1} \cdot D_\sigma \quad \text{für } D_\sigma \leq C_1 \quad (3.25)$$

$$D_g = \frac{C_1}{C_1 - 1} \cdot (D_\sigma - 1) \quad \text{für } D_\sigma > C_1 \quad (3.26)$$

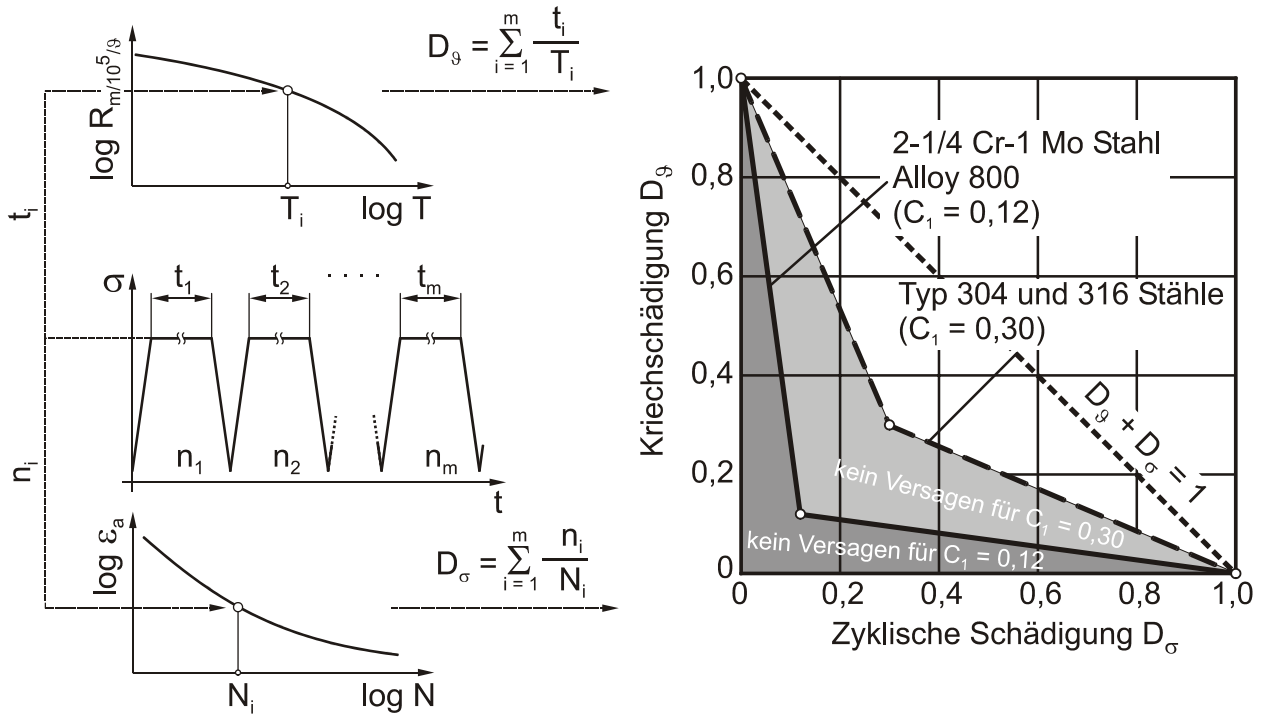


Bild 3.13: Grenzkurven nach ASME für Kriechermüdungsbeanspruchung

3.1.6 Fretting-Fatigue

Bauteile, die einer Fretting-Fatigue-Bearbeitung unterliegen, versagen bei gleicher Beanspruchung früher als vergleichbare Bauteile ohne Reibungseinfluss [82]. Dabei ist zwischen den drei Bereichen Stick (keine Relativbewegung), Partial Slip (Mixed Stick-Slip oder Fretting-Bereich) und Gross Slip (Verschleiß) zu unterscheiden. Üblicherweise tritt Fretting-Fatigue nur dann auf, wenn die Relativbewegung zwischen zwei Körpern so gering ist (üblicherweise 5-20 µm), dass eventuell auftretende Verschleißpartikel zwischen den beiden Kontaktflächen eingeschlossen bleiben, vgl. Bild 3.14.

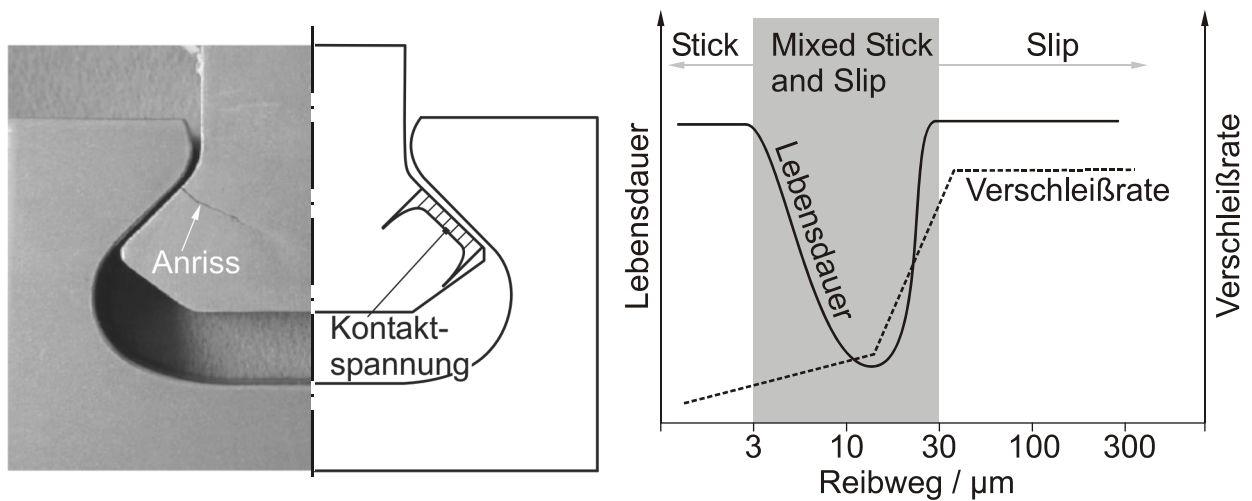


Bild 3.14: Beispiel für Fretting-Fatigue bei Schaufel-Welle-Verbindungen sowie schematischer Zusammenhang von Reibweg und Lebensdauer, nach [83], [85/

Bei größeren Reibwegen tritt ein Reibverschleiß auf, der sich im Erscheinungsbild und der Lebensdauer von Fretting-Fatigue-Beanspruchungen unterscheidet, vgl. /83/ und /84/. Für den Eintritt des Versagens durch Fretting-Fatigue ist neben einem vergleichsweise kleinen Relativweg auch eine kombinierte hohe Druckspannung erforderlich, die zwischen den sich im Kontakt befindenden Körpern wirkt.

Die Auswahl der notwendigen Parameter für die Berechnung der Lebensdauer von Bauteilen unter Fretting-Fatigue-Beanspruchung ist daher abhängig vom angewendeten Berechnungskonzept. In diesem für die Turbinenkonstruktion wichtigen Entwicklungsgebiet liegen derzeit zahlreiche Vorschläge für Berechnungskonzepte vor, z. B. /86-/ /89/. Für die Anwendung auf Schaufel-Welle-Verbindungen wird häufig ein Ansatz nach Fouvry et al. /89/ empfohlen und mit dem Kriterium nach Dang Van /90-/ /91/ kombiniert. Allerdings lassen die bisherigen Berechnungsansätze lediglich eine qualitative Aussage darüber zu, ob und wo mit einem Versagen durch Fretting-Fatigue zu rechnen ist. Eine genaue quantitative Vorhersage der zu erwartenden Lastwechsel bis zum Anriss kann jedoch noch nicht getroffen werden.

3.2 Werkstoffmodelle

Grundsätzlich kann bei der Beschreibung des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens zwischen physikalisch begründeten Modellen und phänomenologischen/mathematischen Theorien unterschieden werden. Während physikalische Methoden auf der Mikrostruktur basieren (z. B. plastisches Fließen, beschrieben infolge von Versetzungsbewegungen im Kristallgitter), wird bei phänomenologischen Theorien der Werkstoff als Kontinuum betrachtet. Konstitutive Beziehungen zwischen Dehnungen und Spannungen werden dem makroskopischen Werkstoffverhalten meist einachsiger Versuche angepasst. Allerdings können diese phänomenologischen Werkstoffmodelle auch dahingehend erweitert werden, dass innere Variablen, wie etwa die plastische Dehnrate in Bezug zur Mikrostruktur (z. B. Subkorngröße, Versetzungs- oder Porendichte) des Werkstoffs formuliert werden. Beispielhaft sei hier die Beschreibung auftretender plastischer Schädigung als Versagensverhalten von Komponenten auf der Basis von Hohlrumbauelementen um Ausscheidungen mit Hilfe von Werkstoffmodellen genannt /92/.

Mit der Verbesserung der Rechnerkapazität und -geschwindigkeit haben in den vergangenen Jahren aufwändige Berechnungsverfahren, wie z. B. die Finite Elemente Methode (FEM) stark an Bedeutung zugenommen. Damit verbunden ist eine immer genauere Beschreibung des Werkstoffverhaltens, das in die FE-Modelle implementiert werden kann, um einen Ermüdungsfestigkeitsnachweis auf Basis des örtlichen Konzeptes weiter zu verbessern. Ursprünglich wurde bei den Werkstoffmodellen der klassi-

schen Plastizitätstheorie die Aufspaltung der Verzerrungen in einen zeitabhängigen Kriechanteil- sowie einen zeitunabhängigen plastischen Anteil vorgenommen.

Experimentelle Untersuchungen bei höheren Temperaturen zeigen, dass diese Separation in zwei unabhängige Anteile, speziell bei Stählen ab 300 °C, werkstoffmechanisch nicht mehr gerechtfertigt ist. Deshalb wurden eine Reihe sogenannter viskoplastischer Werkstoffmodelle entwickelt. Diese gehen von der Tatsache aus, dass die bei Belastung auftretenden inelastischen Deformationen (z. B. plastische Dehnungen, Kriechdehnungen, Spannungsrelaxation, Alterungseffekte) als Wirkung derselben physikalischen Ursache auftreten. Daher spricht man in diesem Zusammenhang auch von „unified models“, wie z. B. bei den Modellen von Robinson /93/, Walker /94/ oder Armstrong und Frederick /95/ mit der Erweiterung durch Chaboche /96/. In den vergangenen Jahren wurden diese Ansätze rasant weiterentwickelt, was an der nahezu unübersehbaren Anzahl der Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet abgelesen werden kann, z. B. /97/-/103/. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein viskoplastisches Werkstoffmodell auf Basis von Chaboche und Nouailhas, ergänzt durch Ansätze von Ohno und Wang, eingesetzt, welches im Folgenden als CNOW-Modell bezeichnet und näher beschrieben wird.

3.2.1 CNOW-Modell

Bei der Beschreibung von elastisch-plastischem Werkstoffverhalten wird die Gesamtdehnung in einen elastischen und einen plastischen Dehnungsanteil aufgeteilt, der wiederum zeitabhängige und zeitunabhängige Anteile enthält. Während der elastische Dehnungsanteil über das Hooke'sche Gesetz linear von den Spannungen abhängt, hängt der plastische Dehnungsanteil neben den Spannungen auch vom Lastpfad ab. Dies erfordert die Berechnung einzelner Dehnungsinkremente, die durch Integration über den gesamten Lastpfad den plastischen Dehnungsanteil ergeben. Zur Beschreibung des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens werden folgende elementare Gesetze und Bedingungen benötigt:

- Fließbedingung: Definition, unter welchen Spannungscombinationen ein Werkstoff zu fließen beginnt,
- Fließregel: Beschreibung der Richtung der plastischen Verzerrungsinkremente (Fließrichtung),
- Verfestigungsgesetz: Beschreibung der Erhöhung des Formänderungswiderstandes in Abhängigkeit von der plastischen Verzerrung,
- Formänderungsgesetz: Zusammenhang zwischen der Gesamtdehnrates und den Spannungsincrementen.

Das in vielen Forschungsarbeiten /14/, /93/-/103/ erarbeitete und mit Erfolg eingesetzte modifizierte Chaboche/Nouailhas-Modell basiert auf diesen vier wesentlichen Punkten. Es wurde ursprünglich für verfestigende austenitische Werkstoffe konzipiert, was einen direkten Einfluss auf die Möglichkeiten der Beschreibung des Werkstoffverhaltens darstellt. So kann dieses Werkstoffgesetz für Werkstoffe verwendet werden, die bei zyklischer Beanspruchung nach anfänglicher Spannungsänderung ein konstantes Niveau bis zum Anriss erreichen, wie z. B. die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Nickelbasis-Legierungen der Gasturbine IN718 und IN792. Sie zeichnen sich durch eine zyklische Ver- oder Entfestigung aus, die nach wenigen Zyklen abgeschlossen ist, siehe Bild 3.15-Typ I. Für eine Beschreibung dieses Werkstoffverhaltens ist das in /14/ eingesetzte Materialmodell mit einer Dehnrage und ohne Schädigungsformulierung ausreichend.

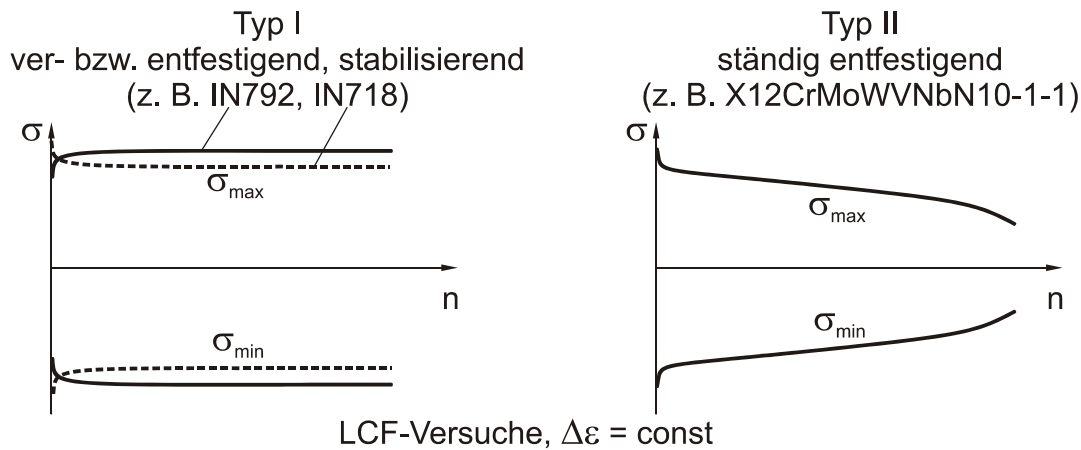


Bild 3.15: Vergleich der unterschiedlichen Anforderungen zweier Werkstofftypen an das eingesetzte Werkstoffmodell

Anhand der Fließbedingung entscheidet sich, ob plastisches Fließen einsetzt oder nicht. Ausgehend von der Vorstellung, dass der hydrostatische Spannungsanteil keine plastische Verformung hervorruft, sondern ausschließlich der deviatorische Anteil des Spannungstensors für das Fließen verantwortlich ist, ergibt sich nach von Mises /104/, /105/ für linearelastisch-idealplastisches Werkstoffverhalten eine Fließbedingung, welche sich aus der zweiten Invarianten des Spannungsdeviators errechnet.

$$f = J_2(\bar{\sigma}) - k = 0, \text{ mit} \tag{3.27}$$

$$J_2(\bar{\sigma}) = \sqrt{\frac{3}{2} \bar{\sigma}' : \bar{\sigma}'} = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma_{ij}' \sigma_{ij}'} = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma_{ij} \sigma_{ij} - \frac{1}{2} \sigma_{ii}^2} = \sqrt{\sigma_{ii}^2 - 3 \left(\frac{1}{2} (\sigma_{ii}^2 - \sigma_{ij} \sigma_{ij}) \right)}$$

Dadurch stellt die Fließfläche einen Zylinder mit dem elastischen Bereich als Radius $k^* = \sqrt{2/3} \cdot k$ um die hydrostatische Achse dar. Diese Rotationsachse schließt mit allen drei Hauptspannungsrichtungen denselben Winkel $\alpha = 54,74^\circ$ ein, siehe

Bild 3.16. Ist der Abstand von der hydrostatischen Achse kleiner als die elastische Konstante k^* , so liegt elastisches Werkstoffverhalten vor. Alle plastischen Spannungszustände liegen auf der Berandung der Fließfläche. An unbelasteten freien Oberflächen, z. B. im Kerbgrund von Kerbstellen, tritt ein 2-achsiger Spannungszustand $\sigma_3 = 0$ auf. Für diesen Fall ist zusätzlich in Bild 3.16 die Fließgrenzkurve im (σ_1, σ_2) -Koordinatensystem angegeben, die eine Ellipse darstellt, welche an den Punkten $k = R_e$ bzw. $-k = -\sigma_{dF} = -R_e$ die Koordinatenachse der 1. und 2. Hauptspannung schneidet. Zusätzlich ist dazu im Vergleich die Fließgrenzkurve für den ebenen Spannungszustand nach der Schubspannungshypothese (Tresca-Hypothese /106/) eingezeichnet, die sich als Sechseck ausbildet. Dabei liegen die sechs Eckpunkte auf der Fließgrenzkurve nach von Mises.

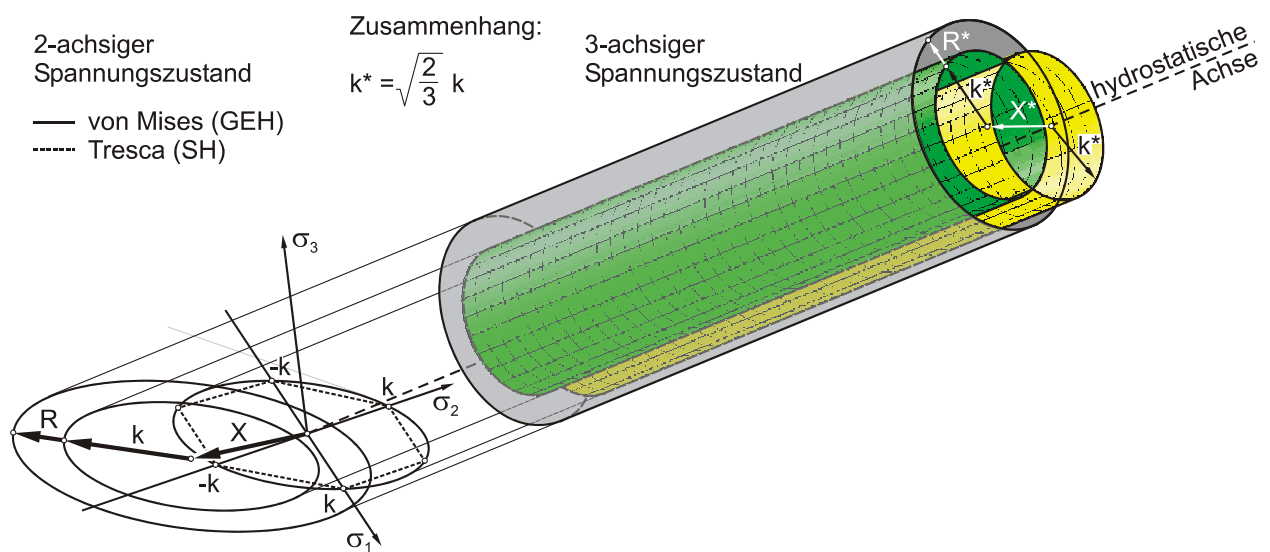


Bild 3.16: Darstellung der Fließgrenzfläche und deren Veränderung durch die kinematische Variable X und die isotrope Variable R

Um das reale Verhalten metallischer Werkstoffe abbilden zu können, muss die linear-elastisch-idealplastische Modellvorstellung nach von Mises so erweitert werden, dass Verfestigungsvorgänge beschrieben werden können. Durch das im Folgenden beschriebene Chaboche/Nouailhas-Modell lassen sich sowohl kinematische Werkstoffverfestigungsvorgänge \bar{X} sowie isotrope Ver- bzw. Entfestigungsvorgänge R berücksichtigen. Da bei höheren Temperaturen zusätzlich Kriechvorgänge beschreibbar sein sollten, wird in modernen Werkstoffmodellen auch ein viskoser Spannungsanteil σ_{vis} mit in die Fließbedingung integriert. Die Fließbedingung wird dadurch erweitert zu

$$f = J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}) - R - k - \sigma_{vis} = 0, \text{ mit } J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}) = \sqrt{\frac{3}{2}(\bar{\sigma}' - \bar{X}') : (\bar{\sigma}' - \bar{X}')}. \quad (3.28)$$

Die kinematische Variable $\overline{\overline{X}}$, die auch als Backstress bezeichnet wird, stellt eine tensorielle Variable dar und beschreibt alle richtungsabhängigen Vorgänge, wie z. B. den Bauschinger-Effekt /107/. Entsprechend bedeutet dies im Spannungsraum eine zur hydrostatischen Achse senkrechte, translatorische Verschiebung der Fließfläche, um X^* , bzw. in der 2-achsigen Spannungsebene um X . Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Ansatz ist in Gleichung (3.29) dargestellt. Die kinematische Verfestigungsvariable $\overline{\overline{X}}$ ist aus sechs gleichlautenden Einzeltermen aufgebaut, die addiert eine dehnratenabhängige Beschreibung der Werkstoffverfestigung ermöglicht. Die einzelnen Terme $\overline{\overline{X}}_i$ sind neben der klassischen Beschreibung nach Chaboche um zwei Terme nach Ohno und Wang /108/-/110/ erweitert worden, die eine Verbesserung der Beschreibung des zyklischen Verformungsverhaltens ermöglichen. Dadurch wird u. a. die Abbildung von Ratcheting-Effekten ermöglicht. Ein Beispiel hierfür ist die stetige Zunahme der Mitteldehnung bei spannungskontrollierten, rein wechselnden Versuchen. Da es sich bei diesem Effekt um einen Dehnungszuwachs je Beanspruchungszyklus handelt, wird klar, dass dieser Anteil der kinematischen Verfestigungsvariablen die akkumulierte plastische Dehnung p enthält.

$$\overline{\overline{X}} = \sum_{i=1}^6 \overline{\overline{X}}_i, \text{ mit } \overline{\overline{X}}_i = \underbrace{\frac{2}{3} c_i a_i \dot{\epsilon}_{in}}_{\text{Chaboche}} - c_i \left(\frac{|\overline{\overline{X}}_i|}{a_i} \right)^{m_i} \overline{\overline{X}}_i \dot{p} - \beta_i \underbrace{\left(\frac{3}{2} \overline{\overline{X}}_i : \overline{\overline{X}}_i \right)^2}_{\text{Ohno/Wang}} \overline{\overline{X}}_i \quad (3.29)$$

Die skalare Verfestigungsvariable R verändert die Fließgrenzfläche allseitig gleich und hat daher eine isotrope Verfestigung zur Folge. In Bild 3.16 bewirkt dies eine Vergrößerung des Radius des Fließzylinders von k^* um R^* bzw. eine Änderung von k um R bei ebenem Spannungszustand. Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Ansatz besteht aus zwei Termen /103/, wobei ein Teil zur Beschreibung zyklischer Ent- bzw. Verfestigungsvorgänge herangezogen wird. Dieser erste Term hängt daher von der akkumulierten plastischen Dehnung p ab. Der Wert Q gibt an, um welchen Betrag sich die Festigkeit vom Erstbelastungszyklus bis zum stabilisierten Zyklus (z. B. bei halber Anrisslastwechselzahl) ändert. Der Parameter b stellt hingegen ein Maß für die Geschwindigkeit dar, mit der dieser stabilisierte Zyklus erreicht wird.

$$\dot{R} = \underbrace{b(Q-R)\dot{p}}_{\text{zyklische Festigkeitsänderung}} + \gamma \underbrace{|Q_r - R|^{m-1}(Q_r - R)}_{\text{Memory-Effekte}} \quad (3.30)$$

Basierend auf der Bedingung, dass der jeweils betrachtete Spannungspunkt sowohl zu Beginn als auch für jeden beliebigen Zeitpunkt des plastischen Fließens genau auf dem Rand der Fließfläche verbleibt, muss der zeitliche Zuwachs der Verfestigungsfunktion f Null sein ($\dot{f} = 0$). Aufgrund der Formulierung des Werkstoffmodells ist durchaus auch

die Beschreibung von Entfestigungsvorgängen durch die isotrope Variable möglich. Um sicherzustellen, dass $\dot{f} = 0$ weiterhin erfüllt ist, muss bei einer Modellierung zyklischer Entfestigungsvorgänge mittels der isotropen Variablen, deren Anteil an der Fließfläche durch die kinematische Variable kompensiert werden.

Im zyklischen Mehrstufenversuch bzw. Multi Step Test ist es, in Abhängigkeit des Werkstoffverhaltens, möglich, dass ein Werkstoff bei konstanter Dehnungsschwingbreite ver- bzw. entfestigt und sich dadurch die Ober- und Unterspannung asymptotisch einem stabilen Wert nähert. Bei einer weiteren Erhöhung der Dehnungsschwingbreite wird dieses Erreichen eines stabilen Spannungswertes wiederholt. Zur Beschreibung dieser Phänomene (Strain-Memory-Effekte), bei der die Information der Dehnung, die bisher erreicht wurde, mit berücksichtigt werden muss, dient der zweite Term der Evolutionsgleichung (3.30).

Dazu wird die Dehnungsgedächtnisfläche eingesetzt, welche analog der Fließbedingung im Spannungsraum eine Fließfläche im Raum der plastischen Dehnungen darstellt. Mathematisch gesehen entspricht die Variable Q_r einer Funktion des Radius der Dehnungsgedächtnisfläche, deren Betrag von der maximalen Dehnungsschwingbreite abhängt. Dieser Betrag ändert sich nur, wenn die Dehnungsgrenze überschritten wird, was beispielsweise bei der Erhöhung der Dehnungsschwingbreite im zyklischen Mehrstufenversuch der Fall ist. Im Rahmen dieser Arbeit wurde keine stufenweise Belastungsänderung durchgeführt. Auf die Möglichkeit der Beschreibung der Memory-Effekte wurde daher durch die Parameterwahl $\gamma = 0$ verzichtet.

Die durch die Fließregel festgelegte Richtung der inelastischen Verzerrungsinkremente wird in dem vorgestellten Modell nach der Prandtl-Reuß-Normalenregel /111/, /112/ berechnet. Diese besagt, dass der Vektor der inelastischen Verzerrungsinkremente im aktuellen Spannungspunkt senkrecht zur Fließfläche steht. Eine grafische Darstellung ist entsprechend Bild 3.17 in der Deviatorebene möglich.

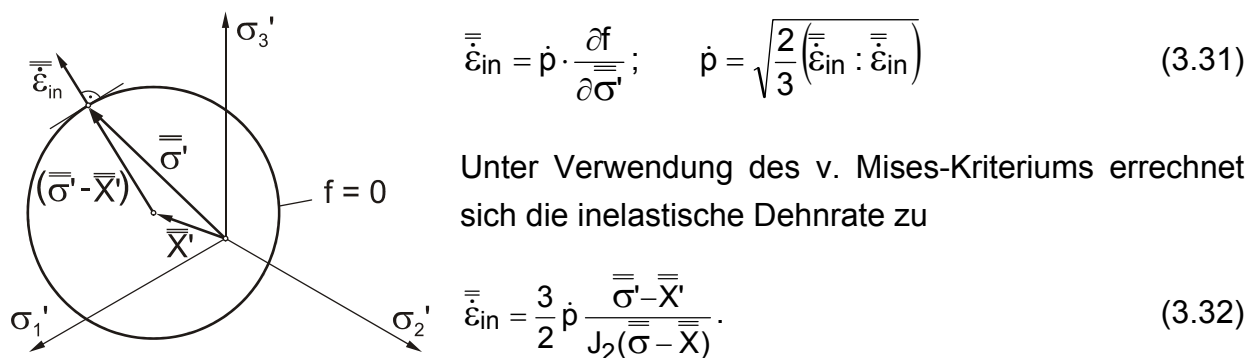


Bild 3.17: Erläuterung der assoziierten Fließregel in der Deviatorebene des Hauptspannungsraums

Die Richtung der inelastischen Dehnungsinkremente kann berechnet werden, indem die Differenz aus Spannungsdeviator $\overline{\sigma}'$ und Deviator der kinematischen Variablen \overline{X}' durch das von Mises-Kriterium $J_2(\overline{\sigma} - \overline{X})$ geteilt wird.

Tritt im Vergleich zum bisherigen Werkstoffverhalten der Nickelbasis-Legierungen IN792 und IN718 eine ständige Änderung der Extremalspannungen in einem dehnungskontrollierten LCF-Versuch auf (vgl. X12CrMoWVNbN10-1-1 Bild 3.15-Typ II), so ist die Beschreibung des sich ständig weiter ent- oder verfestigenden Verhaltens nur mittels komplexerer Modelle möglich. Daher wurden in /113/ die folgenden Modellverfeinerungen vorgenommen, welche speziell für die Anforderung bei mehrachsiger Kriechermüdungsbeanspruchung eingeführt wurden:

- Die Verwendung von zwei inelastischen Dehnraten, eine für vorwiegend hohe ($\overline{\dot{\epsilon}}_{in1}$) und eine für vorwiegend niedrige Beanspruchungen ($\overline{\dot{\epsilon}}_{in2}$),

Es können dadurch unterschiedliche werkstoffmechanische Phänomene berücksichtigt werden, die beanspruchungsabhängig sind. Hierzu zählen z. B. Versetzungsgleiten und -kriechen, was bevorzugt bei hohen Beanspruchungen auftritt, und Diffusionskriechen bei eher niedrigen Beanspruchungen. Diese Bereiche können anhand der Ergebnisse von Versuchen unterschiedlicher Beanspruchungshöhe abgegrenzt und die beiden Dehnraten entsprechend angepasst werden.

- die Verwendung von kinematischen Verfestigungsvariablen nach Ohno/Wang /108/-/110/ zur besseren Abbildung des zyklischen Verformungsverhaltens,
- die Einführung von Schädigungsparametern, die neben der Zustandsbeschreibung des Werkstoffs auch eine Beschreibung des tertiären Kriechens ermöglichen,
- die nichtlineare Überlagerung von Schädigungsanteilen jeweils aus Kriechen und Ermüdung zur Beschreibung des beschleunigten Versagensverhaltens von Bauteilen unter Kriechermüdungsbeanspruchung, das sich z. B. für zyklische Belastung mit Haltezeit ergibt.

Die mathematische Formulierung des im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Werkstoffmodells ist in Tabelle 3.2 dargestellt. Die Anpassung der einzelnen Parameter und die damit verbundene Zuordnung von Variablen an werkstoffmechanische Phänomene wird in Kapitel 3.2.2 beschrieben. Dies stellt einen hohen Anspruch an den Umfang und die Qualität der zugrunde liegenden Basischarakterisierungsversuche, d. h. für die Anpassung der zahlreichen Werkstoffparameter werden Zugversuche bei unterschiedlichen Dehnraten, LCF-Versuche und Kriechversuche benötigt.

Bedeutung	Berechnungsformel
viskoplastisches Potenzial	$\Omega_p = \sum_{i=1}^2 \frac{K_i}{(n_i + 1)} \exp\left(\left\langle \frac{\sigma_{vis,i}}{K_i} \right\rangle^{n_i+1}\right)$
Fließgrenzflächen	$f_1 = J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_1) - R - k - \sigma_{vis1} = 0; \quad f_2 = J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_2) - \sigma_{vis2} = 0$ <p>mit</p> $J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_1) = \sqrt{\frac{3}{2}(\bar{\sigma}' - \bar{X}_1') : (\bar{\sigma}' - \bar{X}_1')}$ $J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_2) = \sqrt{\frac{3}{2}(\bar{\sigma}' - \bar{X}_2') : (\bar{\sigma}' - \bar{X}_2')}$
inelastische Dehnrate für vorwiegend hohe Beanspruchung	$\bar{\dot{\epsilon}}_{in1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{1 - D_f} \cdot \left\langle \frac{\sigma_{vis1}}{K_1 \cdot (1 - D_f)} \right\rangle^{n_1} \cdot \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}_1'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_1)} = \frac{3}{2} \dot{p}_1 \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}_1'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_1)}$
inelastische Dehnrate für vorwiegend niedrige Beanspruchung	$\bar{\dot{\epsilon}}_{in2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{1 - D_c} \cdot \left\langle \frac{\sigma_{vis2}}{K_2 \cdot (1 - D_c)} \right\rangle^{n_2} \cdot \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}_2'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_2)} = \frac{3}{2} \dot{p}_2 \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}_2'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}_2)}$
akkumulierte plastische Dehnungen	$\dot{p}_k = \sqrt{\frac{2}{3} \bar{\dot{\epsilon}}_{ink} : \bar{\dot{\epsilon}}_{ink}} \quad \dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \sum_{k=1}^2 \bar{\dot{\epsilon}}_{ink} : \sum_{k=1}^2 \bar{\dot{\epsilon}}_{ink}} \quad k = 1, 2$
kinematische Variable für vorwiegend hohe Beanspruchung (Ohno/Wang)	$\bar{X}_{1i} = \frac{2}{3} c_{1i} a_{1i} \bar{\dot{\epsilon}}_{in1} (1 - D_f) - c_{1i} \left(\frac{\bar{X}_{1i}}{a_{1i}} \right)^{m_{1i}} \bar{X}_{1i} \dot{p}_1 - \beta_{1i} \left(\frac{3}{2} \bar{X}_{1i} : \bar{X}_{1i} \right)^{\frac{r_{1i}-1}{2}} \bar{X}_{1i}$ <p>mit</p> $\bar{X}_1 = \sum_{i=1}^6 \bar{X}_{1i}$
kinematische Variable für vorwiegend niedrige Beanspruchung (Ohno/Wang)	$\bar{X}_{2i} = \frac{2}{3} c_{2i} a_{2i} \bar{\dot{\epsilon}}_{in2} (1 - D_c) - c_{2i} \left(\frac{\bar{X}_{2i}}{a_{2i}} \right)^{m_{2i}} \bar{X}_{2i} \dot{p}_2 - \beta_{2i} \left(\frac{3}{2} \bar{X}_{2i} : \bar{X}_{2i} \right)^{\frac{r_{2i}-1}{2}} \bar{X}_{2i}$ <p>mit</p> $\bar{X}_2 = \sum_{i=1}^3 \bar{X}_{2i}$
isotrope Variable	$\dot{R} = b (Q - R) \dot{p}_1 (1 - D_f) + \gamma Q_r - R ^{m-1} (Q_r - R)$

Tabelle 3.2: Erweitertes Stoffgesetz nach Chaboche/Nouailhas/Ohno/Wang /113/

Da bei den Untersuchungstemperaturen von 600 °C und 630 °C neben der ständigen Entfestigung bei Schwingbeanspruchung für den Werkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 auch das Zeitstandverhalten eine große Rolle spielt, wurden zur Beschreibung des tertiären Kriechens und der Ermüdungsschädigung zwei Schädigungsparameter eingeführt:

$$\text{Kriechen: } D_c = 1 - \exp(-\rho_c) \quad \text{mit} \quad \dot{\rho}_c = C_1(\sigma) \cdot p_2^{C_2}, \quad (3.33)$$

$$\text{Ermüdung: } D_f = F_1 \cdot p_1 + F_2 \cdot p_1^{F_3}. \quad (3.34)$$

Die von der Vergleichsspannung nach von Mises σ_v abhängige Formulierung der Variablen C_1 ist in Tabelle 3.3 zusammengefasst. Die Bestimmung der einzelnen Parameter A_1 bis A_7 erfolgt anhand phänomenologischer Anpassung an Zeitstanddaten unterschiedlicher Beanspruchungshöhe.

$C_1 = \text{MAX}\{f_a; f_b; f_c\}$	$f_a = A_1 \cdot \sigma_v^2 - A_3 \cdot \sigma_v + A_4$ $f_b = A_5 \cdot \sigma_v - A_6$ $f_c = A_7$
-------------------------------------	--

Tabelle 3.3: Formulierung des Kriechschädigungsparameters

Mit einer zunächst linearen Überlagerung der Schädigungsanteile aus Kriechen und Ermüdung konnte das Verformungsverhalten bis zum Beginn des tertiären Kriechens gut beschrieben werden. Das tertiäre Kriechen selbst wird bei Kriechermüdungsbeanspruchung durch eine lineare Akkumulation der Schädigungsanteile nicht richtig erfasst. Durch eine stärkere Berücksichtigung des Einflusses der Ermüdungsschädigung auf das nachfolgende Kriechen, kann auch zusätzlich das tertiäre Kriechen bei Kriechermüdungsversuchen gut beschrieben werden /113/. Dieser Berechnungsansatz zur Vermeidung der Überschätzung der ertragbaren Werkstoffschädigung basiert auf den in /114/, /115/ beschriebenen Ansätzen.

$$D_C^* = D_C + A \cdot (D_f - B) \tag{3.35}$$

3.2.2 Parameteranpassung

Ein wesentliches Problem stellt die Bestimmung der großen Zahl von Modellparameter dar. Dies erfolgt daher zunächst über eine sukzessive Anpassung von Parametergruppen, die jeweils bestimmten Werkstoffeigenschaften, wie etwa kinematische Verfestigung, zyklische Entfestigung oder Zeitstandverhalten, zugeordnet werden können. Abschließend werden Verifikationsrechnungen durchgeführt, um bei einer eventuellen Interaktion der unterschiedlichen Parameter eine gesamtheitliche Optimierung durchführen zu können.

Anpassung der kinematischen Variablen

Die Materialparameter zur Beschreibung der kinematischen Verfestigung lassen sich aus der statischen Fließkurve bzw. aus der ersten Hystereseschleife eines LCF-Versuchs bestimmen. Zuerst wird hierzu die Spannung k ermittelt, die den linearelastischen Bereich der Fließkurve charakterisiert, siehe Bild 3.18. Unter Voraussetzung der Annahme, dass die kinematische Verfestigung bedeutend schneller wirkt als die isotrope Verfestigung /102/, lässt sich die letztgenannte für den ersten

Zyklus vernachlässigen. Damit ergibt sich die kinematische Variable X_{Exp} aus dem Experiment für den einachsigen Spannungszustand direkt zu

$$X_{Exp} = \sigma - k. \quad (3.36)$$

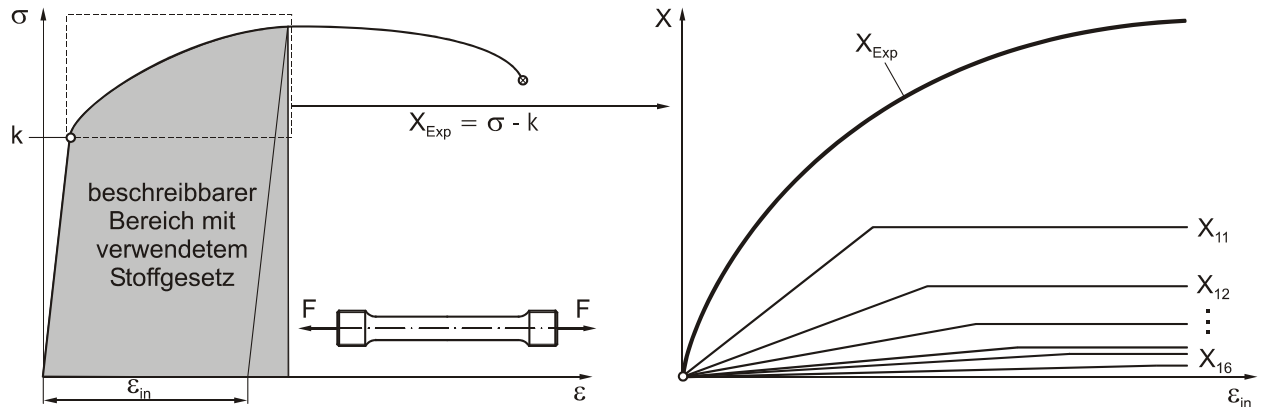


Bild 3.18: Bestimmung des kinematischen Anteils aus dem Zugversuch X_{Exp} und mathematische Beschreibung mit Hilfe von sechs Anteilen X_{1i}

Die kinematische Variable X_1 für vorwiegend hohe Beanspruchungen wird durch sechs Anteile gebildet:

$$X_1 = \sum_{i=1}^6 X_{1i} \quad ; \quad \dot{X}_{1i} = c_{1i} a_{1i} \dot{\epsilon}_{in1} - c_{1i} \left(\frac{|X_{1i}|}{a_{1i}} \right)^{m_1} X_{1i} \dot{p}_1. \quad (3.37)$$

Durch Vergleich von Experiment und Modell werden die Parameter a_{1i} , c_{1i} und m_1 mittels nichtlinearer Regressionsrechnungen bestimmt, siehe **Bild 3.19**.

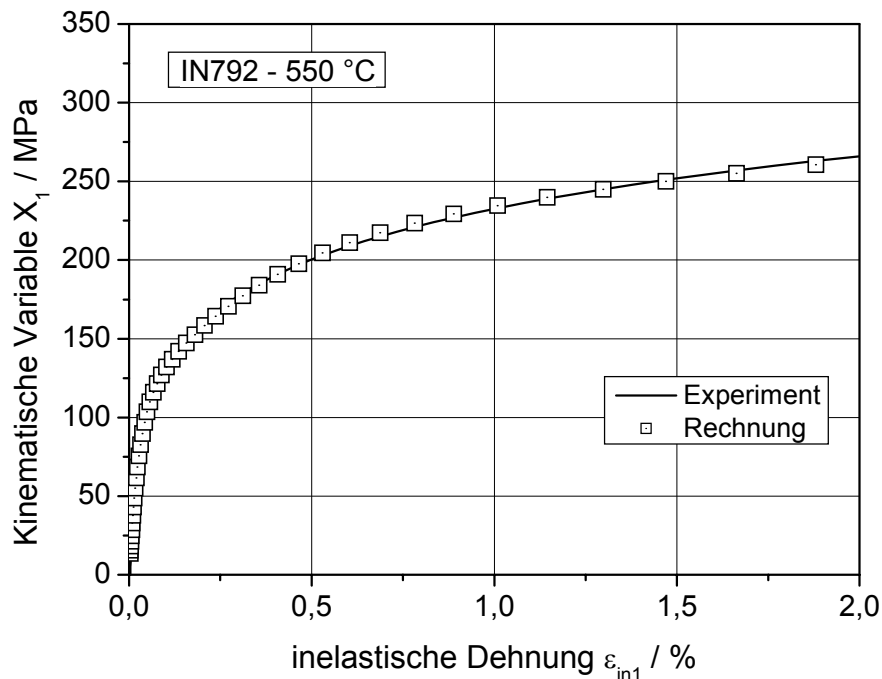


Bild 3.19: Anpassung der kinematischen Variablen X_1 an experimentellen Daten

Anpassung der isotropen Variablen

Die isotrope Variable R beschreibt die zyklische Ver- bzw. Entfestigung des Werkstoffs vom ersten Zyklus bis zum Erreichen des stabilen Zustands. Als stabiler Zustand ist der Spannungswert definiert, der bei dehnungskontrollierten Versuchen nach anfänglichem Maximalspannungsanstieg bzw. -abfall asymptotisch erreicht wird. In der Regel wird dabei der Maximalwert der Spannung bei der halben Anrisslastwechselzahl $\sigma_{\max, \text{stab}}$ verwendet. Üblicherweise wird eine isotrope Variable R verwendet, die sich aus den beiden Werkstoffparametern Q und b ergibt. Q stellt die Differenz zwischen der Maximalspannung bei Erstbelastung $\sigma_{\max, 0}$ und dem stabilen Zyklus $\sigma_{\max, \text{stab}}$ dar und der Parameter b ist ein Maß für die Geschwindigkeit, mit der die zyklische Ver- bzw. Entfestigung abläuft. Zur Vereinfachung wird für Q häufig ein konstanter Wert angenommen, der den für die Praxis relevanten Dehnungsbereich hinreichend genau beschreibt. Es wäre allerdings ebenfalls denkbar, Q in Abhängigkeit von der Dehnung ε zu definieren.

Durch Integration der Formulierung der isotropen Variablen R aus Tabelle 3.2 erhält man den verwendeten Ansatz (3.39) zur Bestimmung der Materialkonstanten b , der in Bild 3.20 zusammen mit einer schematischen Erläuterung anhand eines Oberspannungsverlaufs bei zyklischer Beanspruchung angegeben ist. Zur Berechnung der akkumulierten plastischen Dehnung p wird häufig folgende Näherungsformel verwendet:

$$p = 2 N \cdot \Delta \varepsilon_{\text{pl}} \quad (3.38)$$

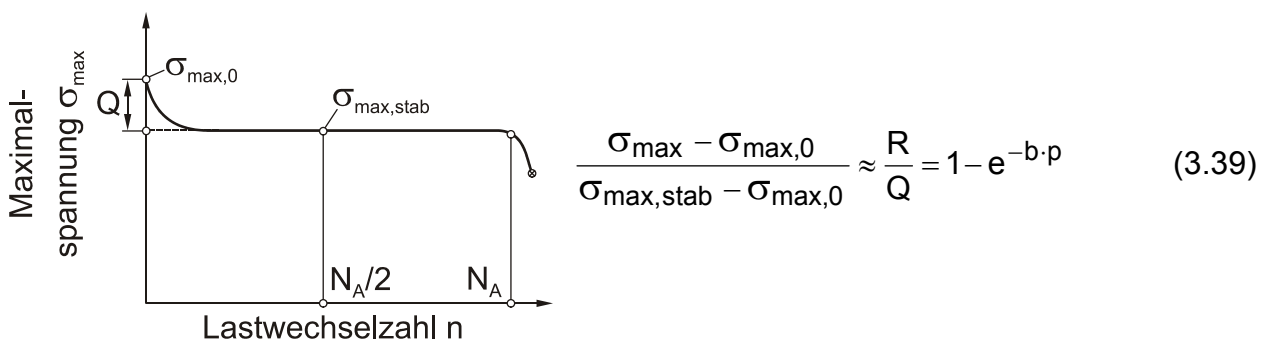


Bild 3.20: Definition von Q zur Bestimmung der isotropen Verfestigungsparameter

Die Größe $\Delta \varepsilon_{\text{pl}}$ ändert sich in der Regel zwar im Laufe der Zeit, sie kann jedoch näherungsweise als konstant betrachtet werden. Als Ergebnis der Optimierung ergeben sich die Werte der Materialparameter b und Q mittels Regressionsrechnung mit allen aus den Versuchen bestimmten Werten, siehe Bild 3.21.

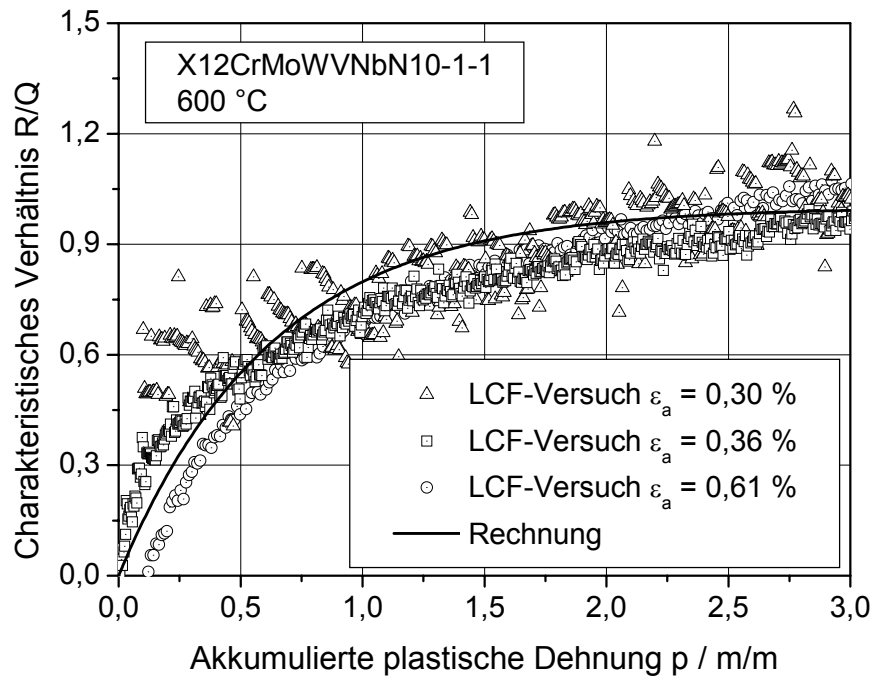


Bild 3.21: Anpassung des Parameters b durch Optimierung an den aus den LCF-Versuchen ermittelten charakteristischen Verhältnissen R/Q

Anpassung der viskoplastischen Variablen

Die Anpassung der Viskospannung σ_{vis1} zur Beschreibung des Dehnrateneinflusses ist in Bild 3.22 am Beispiel zweier Zugversuche mit unterschiedlicher Dehnrates des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 600 °C dargestellt, wobei die Gesamtspannung $\sigma = k + X + R + \sigma_{vis}$ über der Dehnung aufgetragen ist.

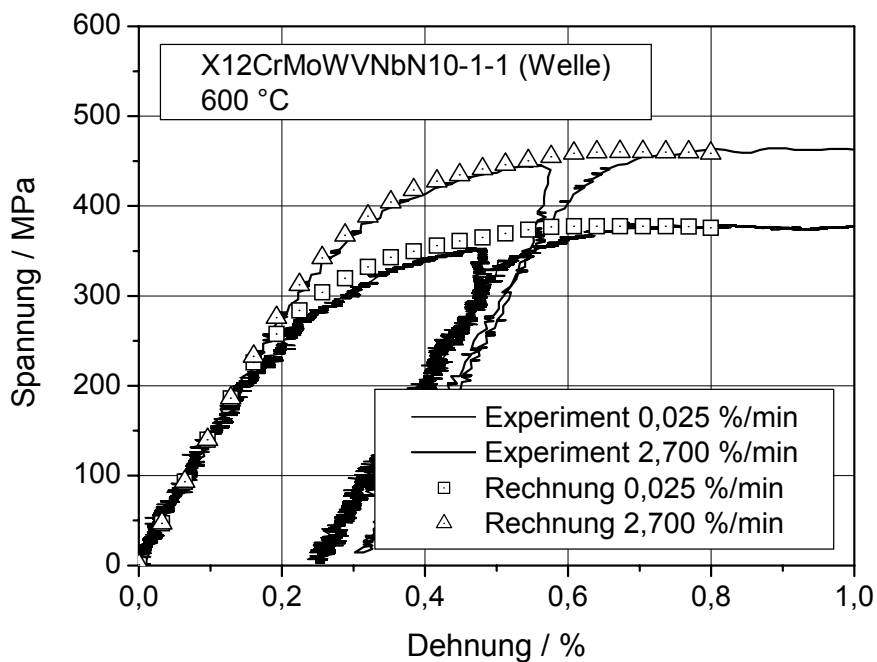


Bild 3.22: Anpassung der Dehnratenabhängigkeit

Durch den Vergleich von experimentellen und berechneten Fließkurven werden die Parameter K_1 und n_1 optimiert, welche zur Beschreibung des dehnratenabhängigen Werkstoffverhaltens bei hoher Beanspruchung gut geeignet sind.

Die Anpassung der zweiten viskoplastischen Variablen σ_{vis2} mit den Parametern n_2 und K_2 erfolgt mit Hilfe des Sekundärbereichs von Zeitstandversuchen mit niedrigem Beanspruchungsniveau. Die zweite kinematische Verfestigungsvariable X_2 wird zur Beschreibung des primären Kriechbereichs herangezogen und damit die entsprechenden Parameter angepasst. Abschließend wird noch der Kriechschädigungsparameter D_c mit den beiden Variablen C_1 und C_2 angepasst. Wie in Bild 3.23 beispielhaft für X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 630 °C gezeigt, lässt sich dadurch der gesamte Kriechdehnungsverlauf bis zum Bruch beschreiben.

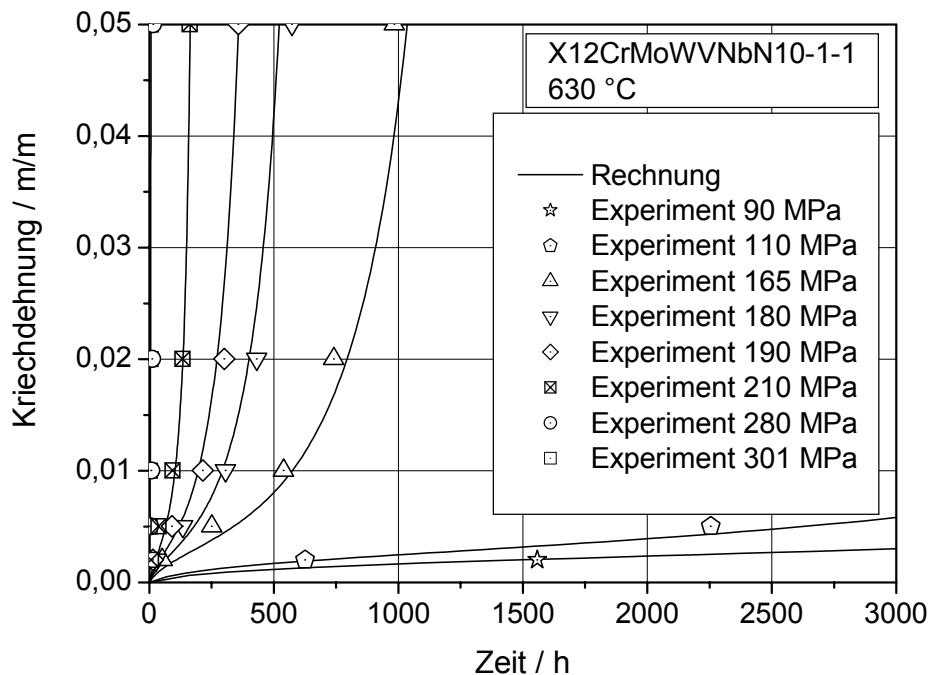


Bild 3.23: Bestimmung der Parameter zur Beschreibung des Zeitstandverhaltens

Ermüdungsschädigungsparameter

Die Anpassung des Ermüdungsschädigungsparameters D_f zur Beschreibung der ständigen zyklischen Entfestigung hängt von der Entwicklung der akkumulierten plastischen Dehnung von der Erstbelastung bis zum Anriss während eines LCF-Versuchs ab. Eine wiederholte Nachrechnung aller Zyklen zur Anpassung ist daher unumgänglich. Zur Nachrechnung von einachsig beanspruchten, dehnungskontrollierten LCF-Versuchen und Zeitstandversuchen wurde ein in /14/ entwickeltes Programm (Chaboche 1.0) auf die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Gleichungen des CNOW-Modells erweitert. Die Anwendung des Programms ist in Anhang 15 erläutert.

Zusätzlich wurde entsprechend Bild 3.24 die Möglichkeit der automatisierten Anpassung des stetigen Entfestigungsverhaltens zwischen Punkt a und Punkt b in das Berechnungsprogramm Chaboche 2.0 integriert. Die zyklische Entfestigung wird in diesem Bereich als linear angenommen und die Anpassung erfolgt, indem die drei Parameter F_1 , F_2 und F_3 solange gezielt variiert werden, bis im Vergleich zur experimentellen Ermüdungskurve ein Optimum gefunden wird.

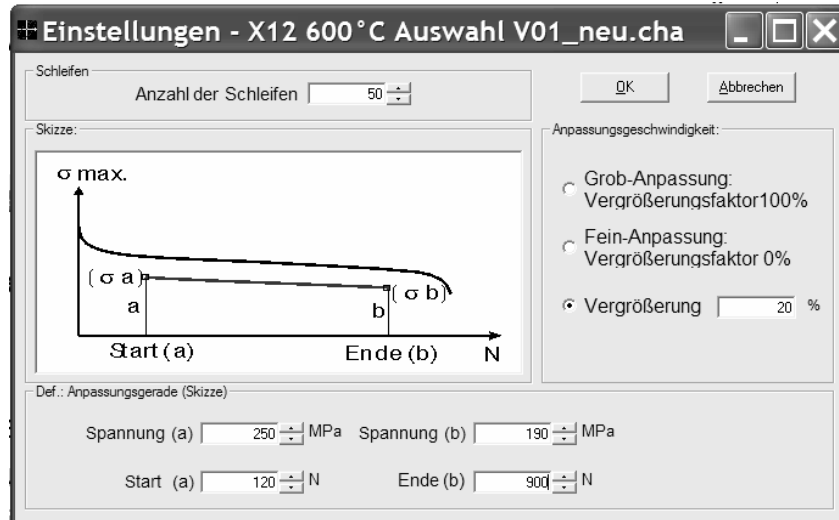


Bild 3.24: Anpassungsroutine für den linearen Bereich der zyklischen Entfestigung

Als Beispiel für die Güte einer Anpassung über den gesamten Verlauf der Extremspannungen während eines dehnungskontrollierten LCF-Versuchs an X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 630 °C ist in Bild 3.25 ein Vergleich von Experiment und Anpassungsrechnung dargestellt.

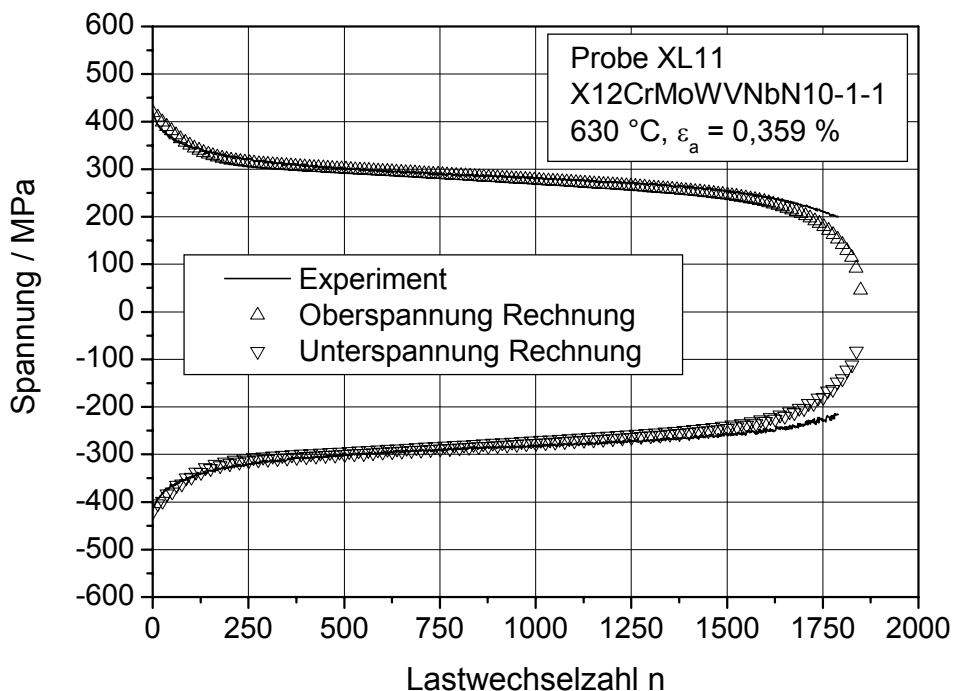


Bild 3.25: Anpassung des Schädigungsparameters D_f anhand eines LCF-Versuchs

4 Charakterisierung der Werkstoffe

Im Rahmen der Arbeit wurden, entsprechend Bild 1.2, aufwändige Versuche zur Basischarakterisierung sowohl bei Raumtemperatur als auch bei den für die Modellkörperversuche relevanten Temperaturen durchgeführt. Diese Temperaturen orientieren sich an den im Betrieb an der Schaufel-Welle- bzw. Schaufel-Scheibe-Verbindung auftretenden Randbedingungen. Entsprechend den Betriebsbedingungen von Turbinen mit Anfahrt, stationärem Betrieb und Abfahrt, werden die rein zyklischen LCF-Versuche durch LCF-Versuche mit Haltezeit sowohl bei den Basischarakterisierungsversuchen als auch bei den Modellkörperversuchen ergänzt.

4.1 Gasturbinen-Werkstoffe

Aufgrund der nach der Brennkammer auftretenden hohen Betriebstemperaturen werden bei Gasturbinen meist Nickelbasis-Legierungen eingesetzt. Dabei können die Schaufeln als Feingusslegierung, gerichtet erstarrt oder als Einkristall-Legierung hergestellt werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden Originalbauteile einer stationären Gasturbine mit geschmiedeter Scheibe und Feinguss-schaufeln mit einer thermischen Schutzschicht verwendet, um einen geeigneten Modellkörper für die Untersuchung der Schaufel-Scheibe-Verbindung herzustellen.

4.1.1 Der Scheibenwerkstoff IN718

Die Scheibe ist aus der Schmiedelegierung IN718 (NiCr19NbMo, WS-Nr. 2.4668) gefertigt und wurde für die Fertigung der Scheibenmodellkörper verwendet. Auf die im Rahmen einer umfangreichen Basischarakterisierung in /14/ gewonnenen Ergebnisse wurde in dieser Arbeit zurückgegriffen. Um eine Übertragung dieser Basischarakterisierungsversuche auf die aktuelle Anwendung zu gewährleisten, wurden anhand aus der Gasturbinenscheibe entnommener Proben Zug- und LCF-Versuche durchgeführt.

Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung, entsprechend dem Abnahmeprüfzeugnis /116/ für die Gasturbinenscheibe, ist in Tabelle 4.1 gegeben. Zusätzlich ist die Härte sowie die nach DIN EN ISO 643 /117/ bestimmte scheinbare Korngröße angegeben.

Element	Gew.-%	Element	Gew.-%	Element	Gew.-%	Element	Gew.-%
C	0,022	Cr	17,870	Al	0,520	Mg	0,0024
Mn	0,060	Ni	54,280	N	0,0086	B	0,004
Si	0,070	Mo	2,970	Ti	0,990	Ca	0,0003
P	0,005	Cu	0,030	Nb	5,400	Fe	17,31
S	< 0,0005	Co	0,090	Ta	< 0,010		
Härte HBW2,5/187,5		430		Korngröße G		7,5	

Tabelle 4.1: Chemische Zusammensetzung sowie Härte und Korngröße des Scheibenwerkstoffs IN718

Zugversuche

An Proben, die aus dem Zentrum der geschmiedeten Scheibe entnommen wurden, wurden Zugversuche nach DIN EN 10002 /118/ und /119/ bei Raumtemperatur sowie 550 °C durchgeführt. Die verwendete Probengeometrie B8 x 40 ist in Anhang 2 dargestellt. Die Mittelwerte der an jeweils zwei Proben bestimmten mechanischen Kennwerte sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Temperatur	E / GPa	R _{p0,2} / MPa	R _{p1} / MPa	R _m / MPa	A ₅ / %
RT	204,5	1066,0	1199,0	1378,0	11,5
550 °C	176,7	953,9	1072,6	1134,4	13,7

Tabelle 4.2: Mechanische Kennwerte für IN718 bei unterschiedlicher Temperatur

LCF-Verhalten

Zur Validierung der bereits in /14/ erarbeiteten Anrisskennlinien, wurden ergänzende, rein wechselnde, dehnungskontrollierte Versuche nach DIN EN 3988 /120/ am entfestigenden Scheibenwerkstoff IN718 mit der Probengeometrie gemäß Anhang 3 durchgeführt. Die Versuchsdaten der einzelnen Proben sind in Anhang 4 zusammengefasst. Das dabei auftretende Anriss- und Risswachstumsverhalten ist in Bild 4.1 anhand lichtoptischer Gefügaufnahmen dargestellt.

Typisch für zyklisches Risswachstum ist die Ausbreitung des Risses senkrecht zur maximalen Hauptspannung. Bei Zug/Druck-Wechselbeanspruchung wirkt die erste Hauptspannung σ_1 in axialer Richtung der Probe.

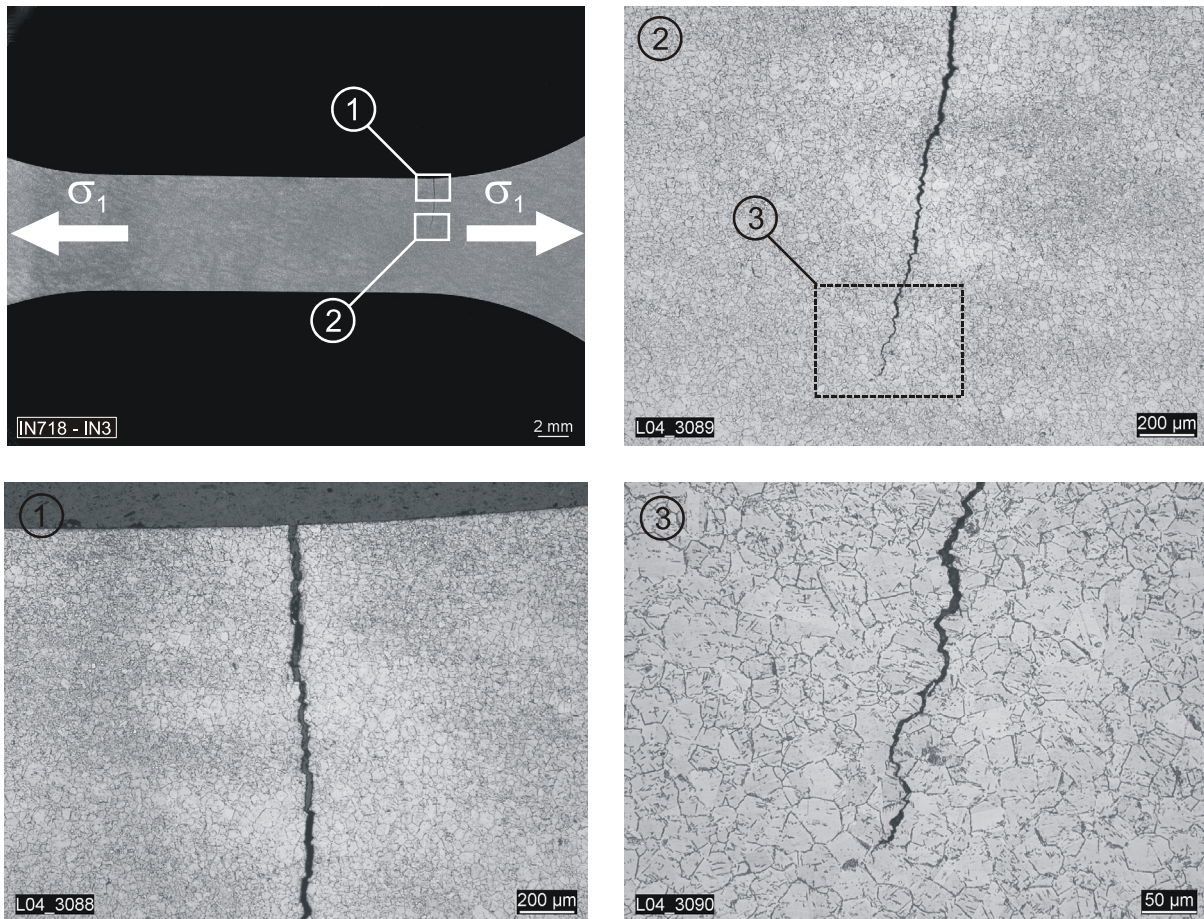


Bild 4.1: Anriss der Probe IN718-3 beim LCF-Versuch

In **Bild 4.2** sind die für den zu untersuchenden Scheibenwerkstoff gewonnenen LCF-Ergebnisse in die bereits in /14/ erarbeiteten Anrisskennlinien eingetragen.

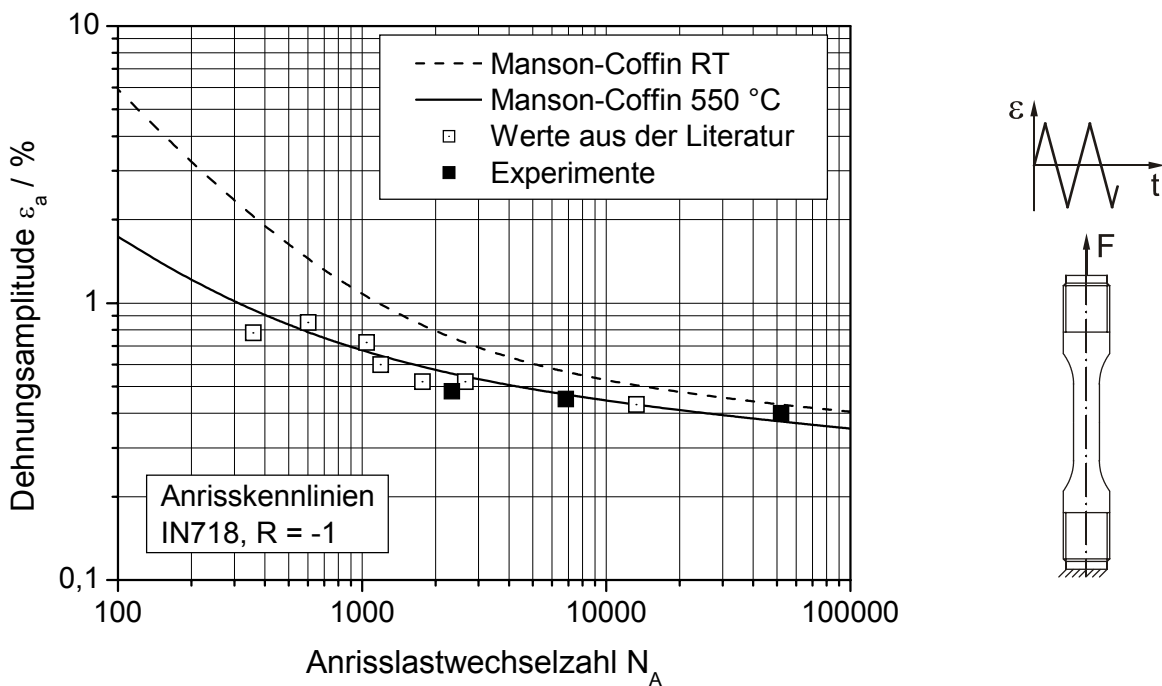


Bild 4.2: Anrisskennlinie für IN718 bei RT sowie 550 °C, Literaturwerte aus /14/

Es ist ersichtlich, dass die bereits bestimmten Anrisskennlinien für die weitere Bewertung von Modellkörper-LCF-Versuchen, auch im Rahmen dieser Arbeit, herangezogen werden können. Die verwendeten Parameter für die Manson-Coffin-Gleichung sind in Tabelle 4.3 zusammengestellt.

Temperatur	E / MPa	σ_f' / MPa	b	ε_f'	c
RT	203000	2076,9	-0,077	11,115	-1,011
550 °C	171000	1677,4	-0,089	1,542	-0,905

Tabelle 4.3: Parameter der Manson-Coffin-Gleichung für IN718 /14/

Gemäß der Fließkurvengleichung nach Ramberg-Osgood, wird durch die einzelnen Extrempunkte der stabilisierten Zyklen eine optimale Mittelwertskurve gelegt, die im weiteren Verlauf für Berechnungen zu Grunde gelegt werden kann, siehe Bild 4.3.

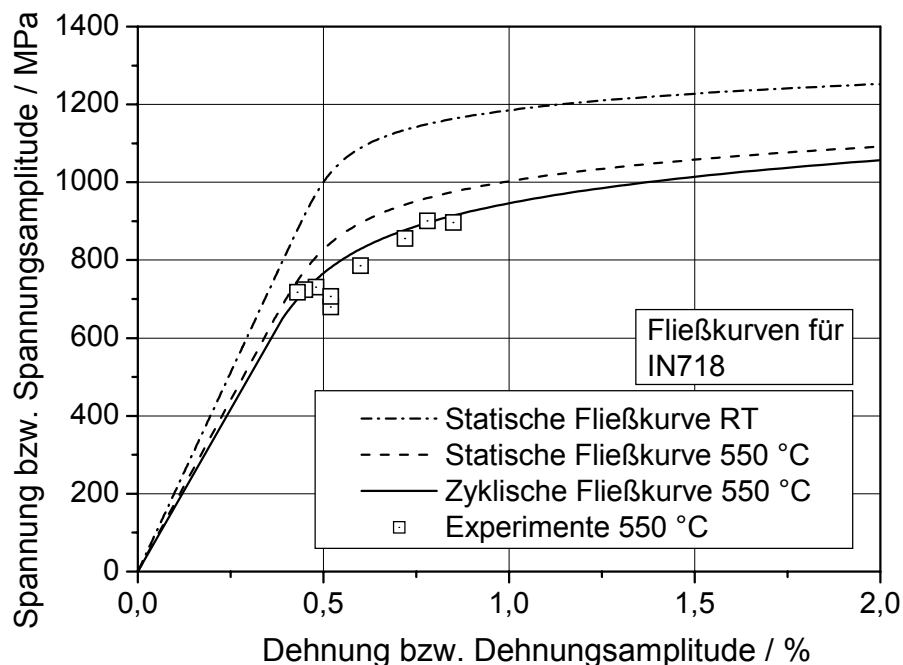


Bild 4.3: Zyklische Fließkurve bei 550 °C im Vergleich zur statischen Fließkurve des Werkstoffs IN718 bei Raumtemperatur und 550 °C

Durch den Vergleich der statischen und zyklischen Fließkurve, die aus dem Vorgängerprojekt übernommen wurde, erkennt man, dass es sich um einen entfestigenden Werkstoff handelt, da die Spannung der zyklischen Fließkurve im Vergleich zur statischen Fließkurve für gleiche Dehnungen niedriger liegt. Die Parameter der Ramberg-Osgood-Gleichung sind für die statische und zyklische Fließkurve in Tabelle 4.4 zusammengefasst.

Temperatur	RT	550 °C	550 °C
Beanspruchung	statisch	statisch	zyklisch
E / MPa	204500	176600	171000
n'	0,047	0,073	0,098
K' / MPa	1528,5	1495,2	1607,7

Tabelle 4.4: Ramberg-Osgood-Parameter für IN718

Zur Bewertung der Anrisslastwechselzahl bei zyklischer Beanspruchung mit Mittelspannung wird die Schädigungsparameterkennlinie nach Smith, Watson und Topper verwendet, siehe Bild 4.4. Diese wird entsprechend der in Kap. 3.1.2 beschriebenen Vorgehensweise aus der Anrisskennlinie für rein wechselnde Versuche errechnet.

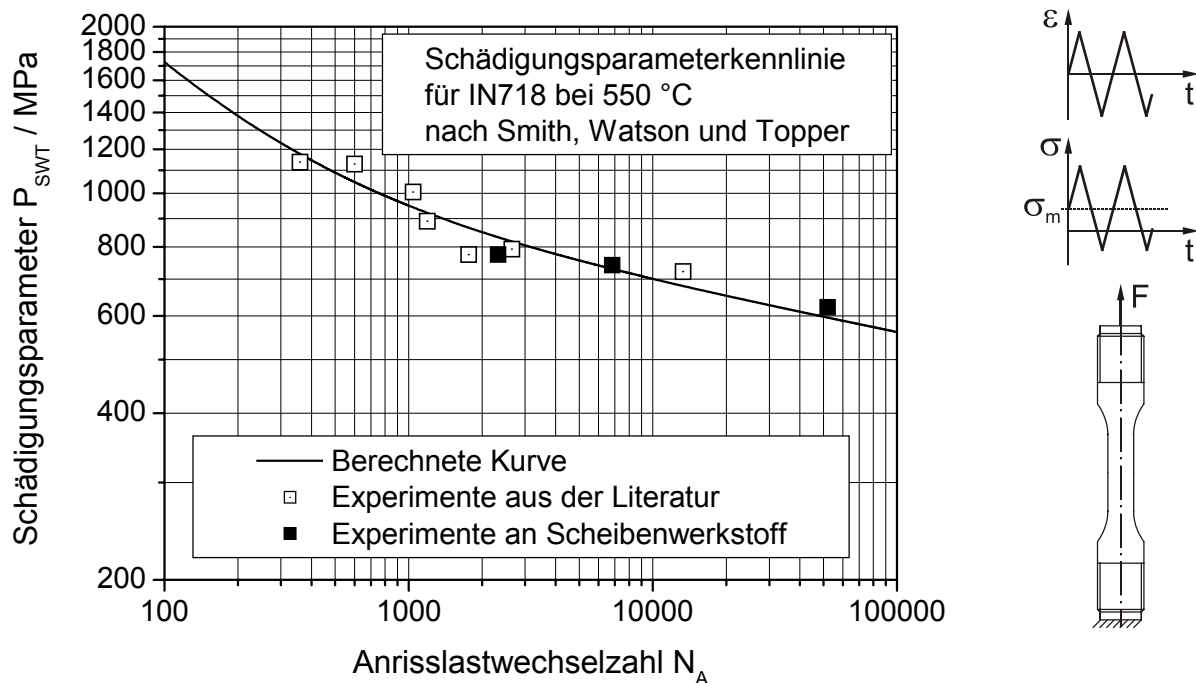


Bild 4.4: Schädigungsparameterkennlinie für IN718 bei 550 °C nach Smith, Watson und Topper, /14/ modifiziert

Zeitstandverhalten

In /14/ wurde das Zeitstandverhalten der Schmiedelegierung IN718 bereits umfassend dokumentiert. Dazu wurden Meisterkurven gebildet und daraus die in Bild 4.5 dargestellten Zeitstandfestigkeitskurven abgeleitet.

Da diese Zeitstandfestigkeiten für die Bewertung der Kriechermüdigungsbeanspruchung im Rahmen dieser Arbeit benötigt werden, sind diese hier noch einmal dargestellt. Auffallend ist, dass für die relevante Temperatur an Schaufel-Scheibe-Verbindungen von 550 °C die Zeitstandfestigkeitswerte bei hohen Spannungen liegen.

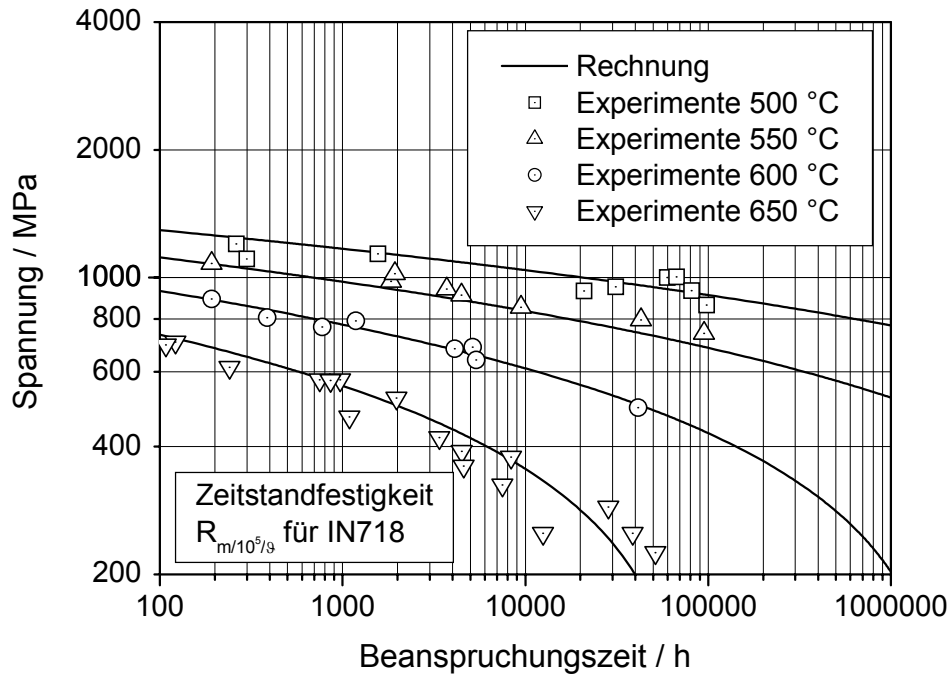


Bild 4.5: Zeitbruchkurven des Werkstoffs IN718 /14/ modifiziert

4.1.2 Der Schaufelwerkstoff IN792

Die Schaufeln, aus denen der Schaufelmodellkörper hergestellt wird, sind aus der Feingusslegierung auf Nickelbasis IN792 gefertigt. Das dendritische Gefüge ist in Bild 4.6 zu erkennen, wobei Korngrößen auftreten, die mehrere Millimeter Länge erreichen, vgl. Tabelle 4.5. Während für die Erzielung hoher statischer Festigkeitskennwerte eine kleine Korngröße vorteilhaft ist, wird zur Optimierung von Hochtemperaturwerkstoffen eine möglichst große mittlere Korngröße angestrebt, um eine hohe Zeitstandfestigkeit zu erreichen.

Die Vergrößerungen zeigen die für die hohe Kriechresistenz verantwortliche γ' -Phase innerhalb der Körner sowie die Korngrenzen, die durch dort bevorzugt ausgeschiedene Karbide deutlicher sichtbar sind.

Die Präzisionsgussteile werden nach dem Gießprozess heiß isostatisch gepresst (gehippt), lösungsgeglüht und ausscheidungsgehärtet und die gesamte Schaufel inklusive des tannenbaumförmigen Fußes mit einer Chrom-Aluminium-Thermoschutzschicht versehen.

Das Hippen erhöht die Schwingfestigkeit von Feingusslegierungen deutlich. So zeichnet sich die gehippte Variante des in Fluggasturbinen häufig eingesetzten Werkstoffs MAR-M247LC durch eine etwa verdoppelte Schwingfestigkeit aus /16/.

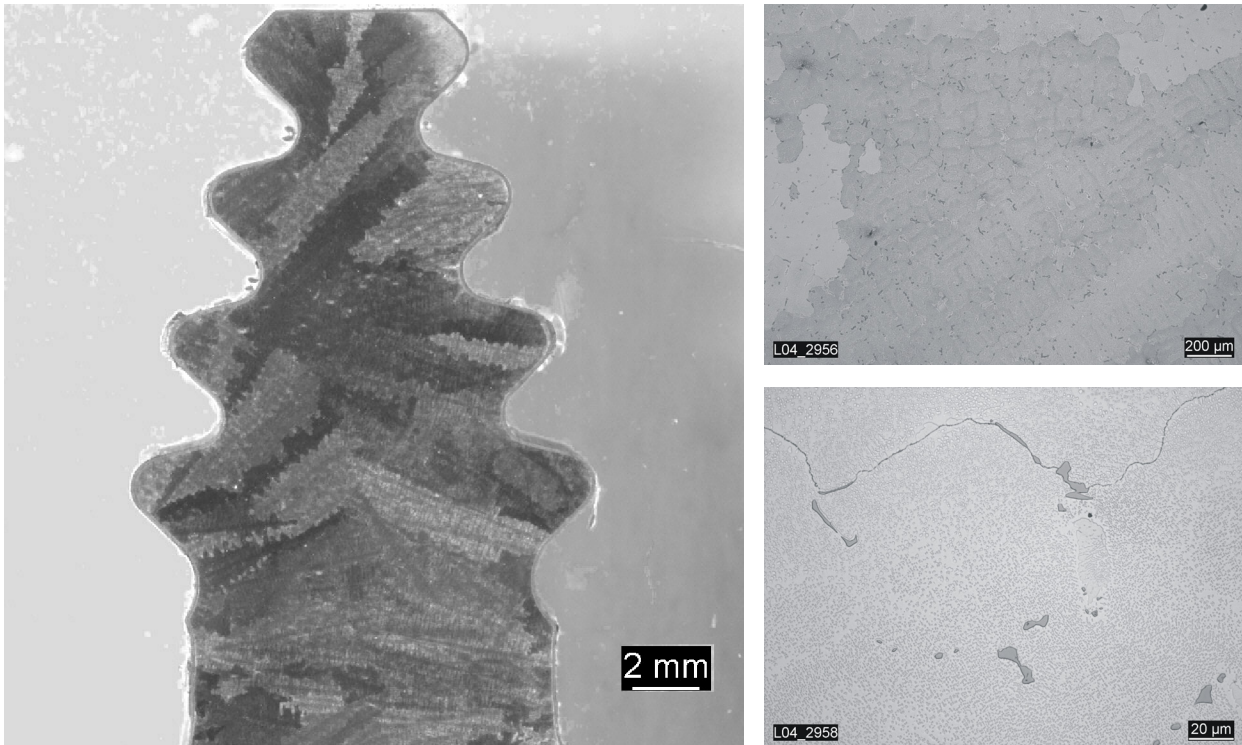


Bild 4.6: Gefügeausbildung im Bereich des Schauffelfußes aus IN792

Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung des Schaufelwerkstoffes IN792 ist, entsprechend den Angaben des Herstellers, in Tabelle 4.5 gegeben [121]. Die Härte ist im Vergleich zum Scheibenwerkstoff IN718 um etwa 7 % geringer.

Element	Gew.-%	Element	Gew.-%	Element	Gew.-%	Element	Gew.-%
Cr	12,54	Al	3,40	B	0,015	Co	9,00
C	0,08	Mn	0,01	Fe	0,12	Zr	0,03
Nb	0,02	Si	0,02	W	4,22	Mo	1,86
Ti	3,94	Al+Ti	7,34	Ta	4,17	Ni	Rest
Härte HBW2,5/187,5		402		Korngröße G		-6	

Tabelle 4.5: Chemische Zusammensetzung sowie Härte und Korngröße des Schaufelwerkstoffes IN792

Zugversuch

Da sich aufgrund der Geometrie aus den Gasturbinenschaufeln keine Rundzugproben entnehmen lassen, wurden Probenstäbe aus derselben Schmelze gegossen, die zu Zugproben weiterverarbeitet wurden. Die bei RT und 550 °C an jeweils zwei Proben ermittelten mechanischen Kennwerte sind in Tabelle 4.6 zusammengestellt. Der Vergleich

in [Bild 4.7](#) der beiden Fließkurven bei Raumtemperatur verdeutlicht, dass der Scheibenwerkstoff über eine höhere statische Festigkeit als der Schaufelwerkstoff verfügt.

Temperatur	E / GPa	R _{p0,2} / MPa	R _{p1} / MPa	R _m / MPa	A ₅ / %
RT	209,0	913,0	968,5	1069,5	6,0
550 °C	185,0	807,3	882,3	1042,3	7,4

Tabelle 4.6: Mechanische Kennwerte für IN792 bei unterschiedlicher Temperatur

Durch den Vergleich der mechanischen Kennwerte des Schaufel- und des Scheibenwerkstoffs folgt, dass die Ersatzstreckgrenze und die Zugfestigkeit der Feingusslegierung IN792 von Raumtemperatur hin zu 550 °C weniger stark abnehmen, als dies für die Werte der Schmiedelegierung IN718 zu erkennen ist, vgl. Tabelle 4.2. Generell gilt allerdings, dass die Schmiedelegierung über ein höheres Festigkeitsniveau und eine höhere Verformbarkeit verfügt.

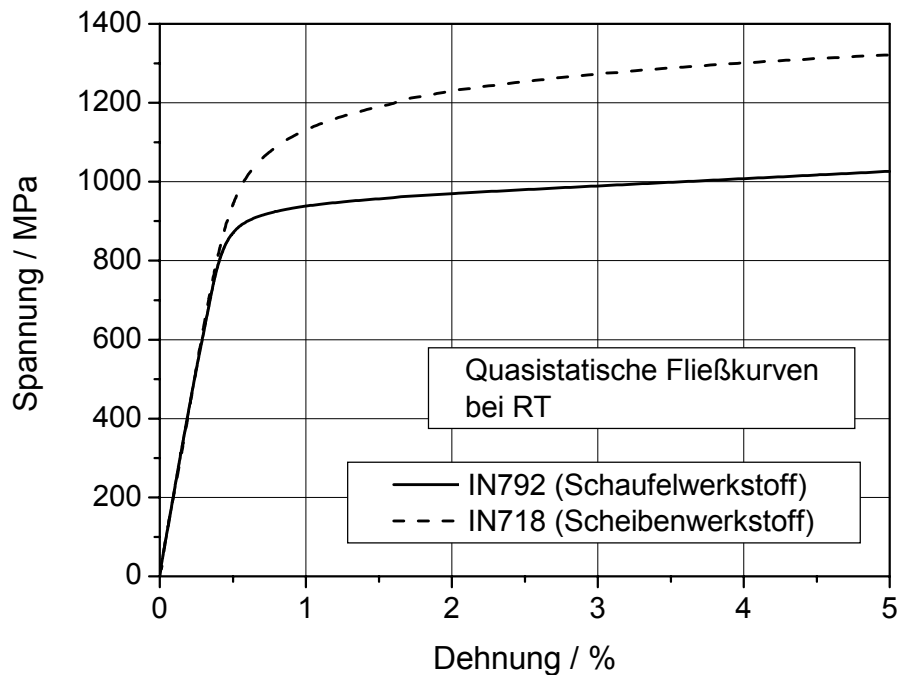


Bild 4.7: Vergleich der Fließkurve des Schaufel- und Scheibenwerkstoffes bei RT

Zur Kraftereinleitung der schwellenden Prüfkraft in den Schaufelmodellkörper während der LCF-Versuche wird ein Aufnahmestück aus IN706 an jeweils zwei Schaufelfüße angeschweißt. Die Kennwerte dieses Werkstoffs sind zusammen mit den mechanischen Kennwerten von IN792 in Abhängigkeit der Temperatur in [Bild 4.8](#) eingetragen. Dabei wird deutlich, dass für den Schaufelwerkstoff IN792 bis etwa 650 °C nahezu kein Abfall der Festigkeitskennwerte festzustellen ist. Insbesondere die Ersatzstreckgrenze R_{p0,2} bleibt auf einem konstanten Niveau weit über die Prüftemperatur der LCF-Modellkörperversuche bei 550 °C hinaus.

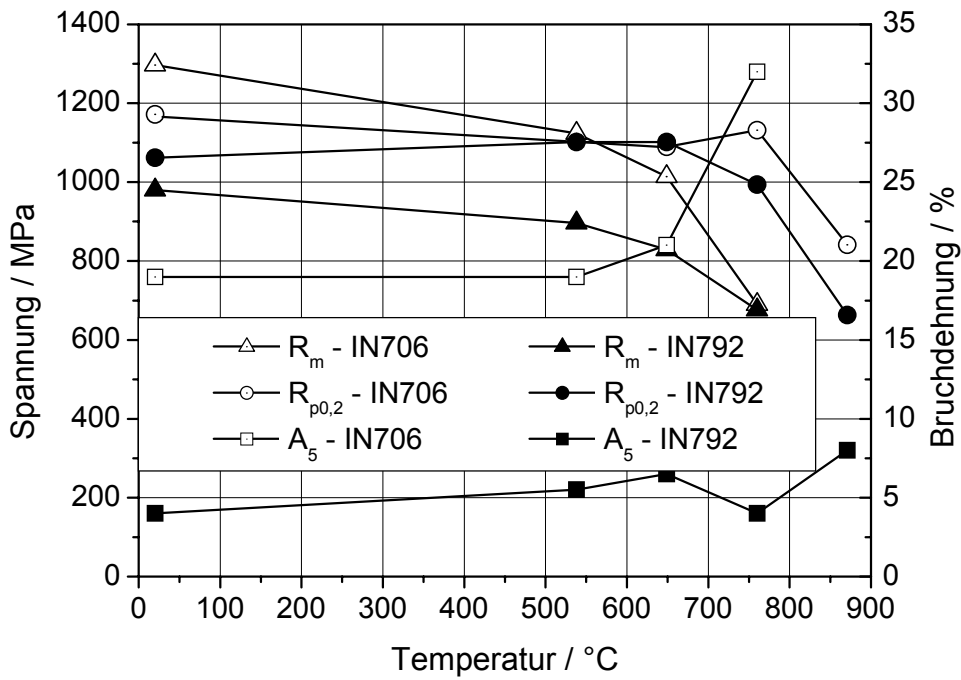


Bild 4.8: Mechanische Eigenschaften für die im Schaufelmodellkörper eingesetzten Werkstoffe in Abhängigkeit der Temperatur /122/

LCF-Verhalten

An den in Anhang 3 dargestellten Probestäben wurden dehnungskontrollierte LCF-Versuche bei Raumtemperatur und relevanter Modellkörper-Prüftemperatur von 550 °C durchgeführt. Die Proben wurden dazu ebenfalls aus derselben Schmelze wie die Schaufeln gegossen, siehe [Bild 4.9](#).

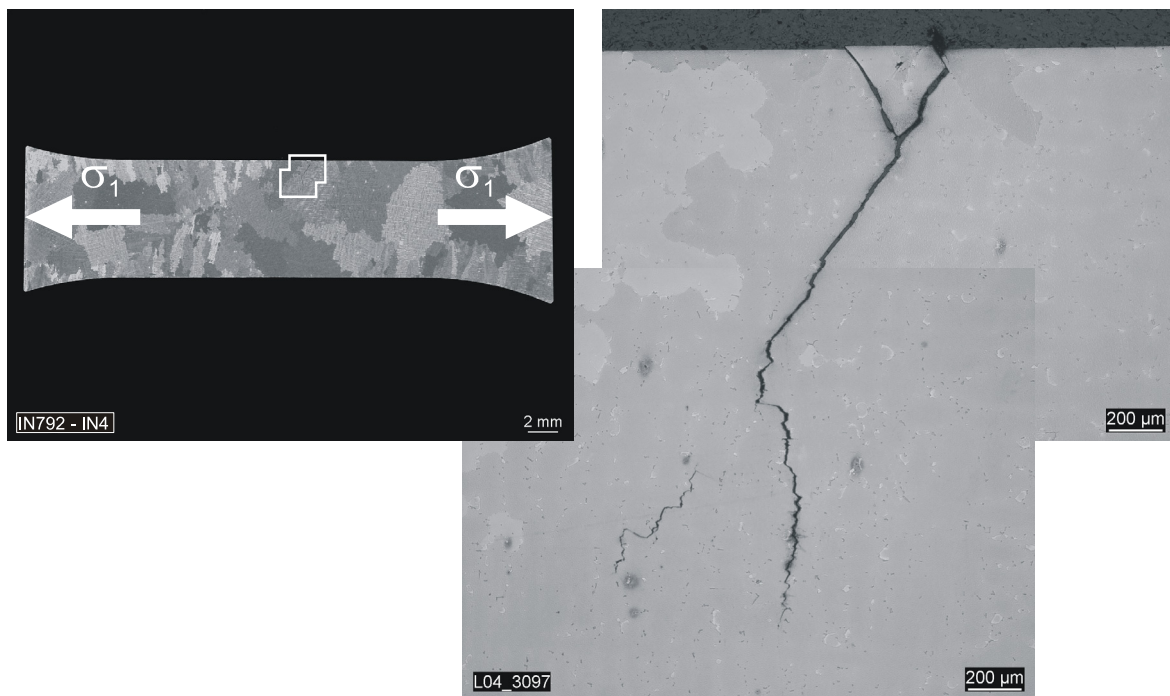


Bild 4.9: Anriss während des LCF-Versuchs an der Feingusslegierung IN792

Im Schliiffbild ist die für Gussteile aus Nickelbasiswerkstoffen typische dendritische Struktur mit Korngrößen von zum Teil $> 2\text{ mm}$ zu erkennen. Die Vergrößerung des Anrisses zeigt den während der Initiierung entstandenen Riss unter etwa 45° zur Belastungsrichtung. Noch vor dem vollständigen Durchlaufen des ersten Korn wechselt die Rissausbreitungsrichtung und verläuft transkristallin senkrecht zur 1. Hauptspannungsrichtung.

Anhand des Verlaufs der Extreimalspannungen während eines dehnungskontrollierten LCF-Versuchs (Bild 4.10) ist zu erkennen, dass es sich bei der Feingusslegierung IN792 um einen verfestigenden Werkstoff handelt. Nach ca. 50 Lastwechseln ist die Verfestigung abgeschlossen und ein stationärer Spannungswert ist erreicht.

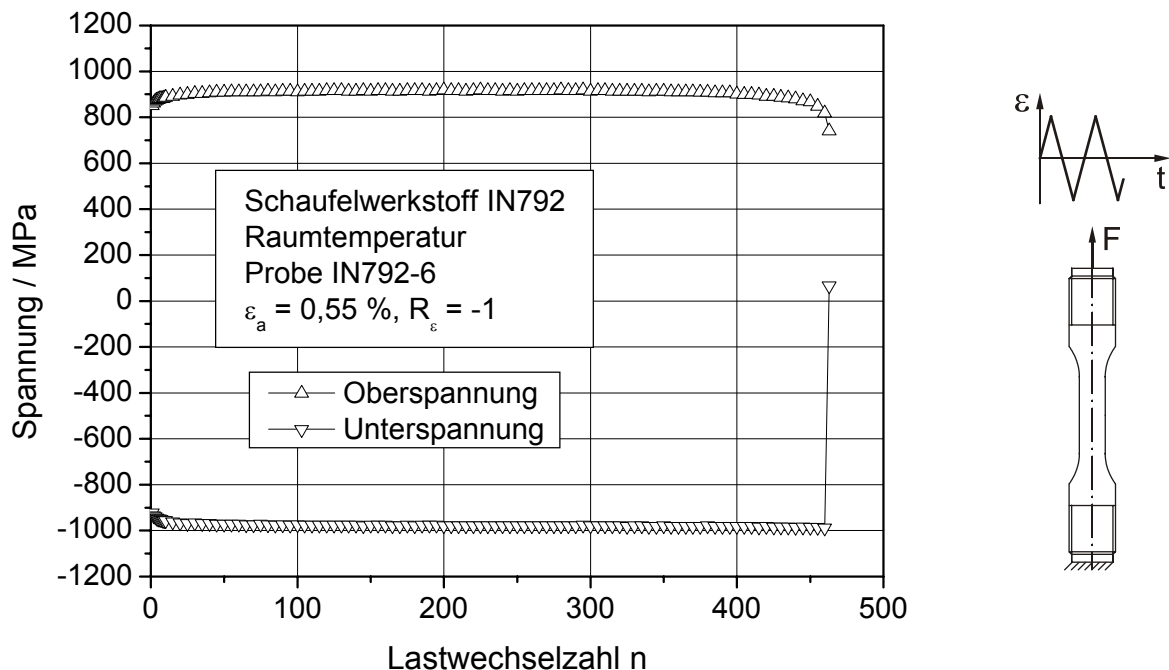


Bild 4.10: Verfestigungsverhalten während eines LCF-Versuches bei RT von IN792

Die durch die LCF-Versuche ermittelten Versuchsergebnisse sind in Anhang 5 zusammengefasst. Die stabilisierten Hysteresen der einzelnen dehnungskontrollierten LCF-Versuche wurden herangezogen, um die Anrisskennlinie bei Raumtemperatur und $550\text{ }^\circ\text{C}$ in Bild 4.11 zu erstellen.

Bei der Betrachtung der beiden Werkstoffe, spiegelt der Vergleich der zyklischen Werkstofffestigkeit das bereits im Zugversuch ermittelte Verhältnis wieder. Die Anrisskennlinie der Feingusslegierung IN792 liegt deutlich unterhalb der Kurve des Scheibenwerkstoffs IN718.

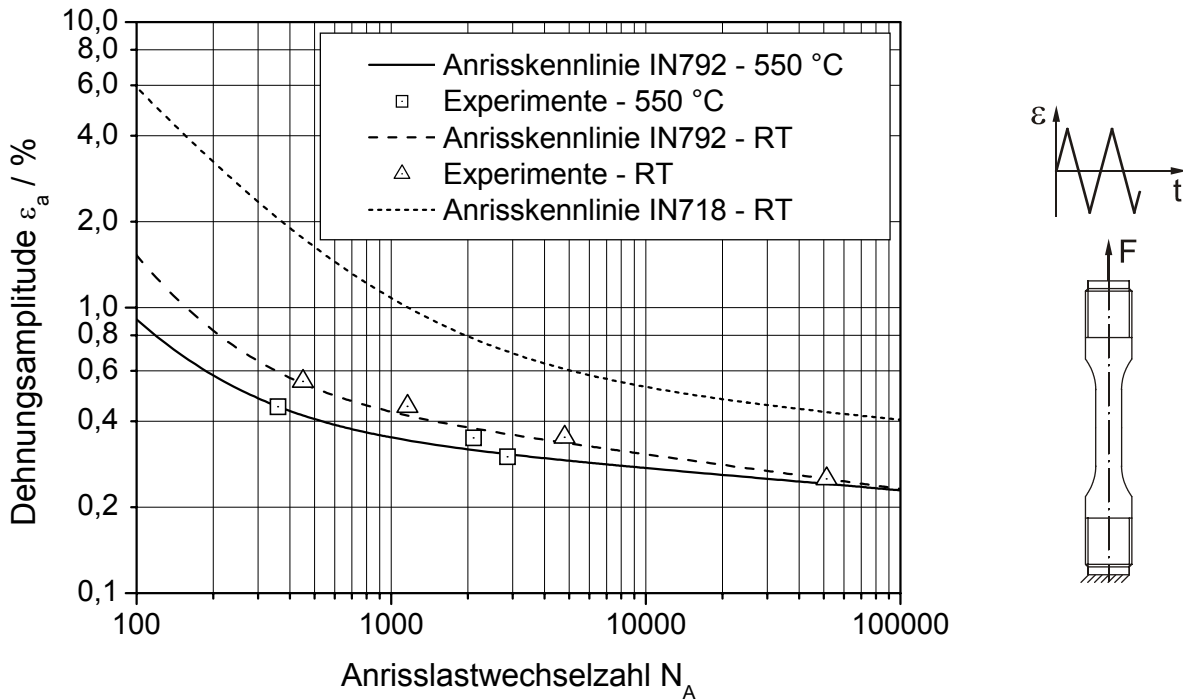


Bild 4.11: Anrisskennlinien für IN792 bei RT und 550 °C in Relation zu IN718

Die für den Schaufelwerkstoff IN792 ermittelten Parameter für die Manson-Coffin-Gleichung sind in Tabelle 4.7 zusammengefasst.

Temperatur	E / MPa	σ_f' / MPa	b	ε_f'	c
RT	209000	2150,4	-0,120	34,000	-1,536
550 °C	185000	1069,9	-0,076	5,043	-1,298

Tabelle 4.7: Parameter der Manson-Coffin-Gleichung für IN792

Die zyklische Fließkurve in Bild 4.12 für IN792 bei 550 °C liegt im Verhältnis zu der statischen Fließkurve bei höheren Spannungswerten, was auf das verfestigende Verhalten der Feingusslegierung zurückzuführen ist.

Die ermittelten Parameter zur Beschreibung der zyklischen Fließkurven mit Hilfe der Gleichung nach Ramberg-Osgood für den Werkstoff IN792 sind in Tabelle 4.8 gegeben.

Temperatur	RT	550 °C	550 °C
Beanspruchung	statisch	statisch	zyklisch
E / MPa	209000	185000	185000
n'	0,0360	0,0541	0,0450
K' / MPa	1128,3	1124,3	1158,0

Tabelle 4.8: Ramberg-Osgood-Parameter für IN792

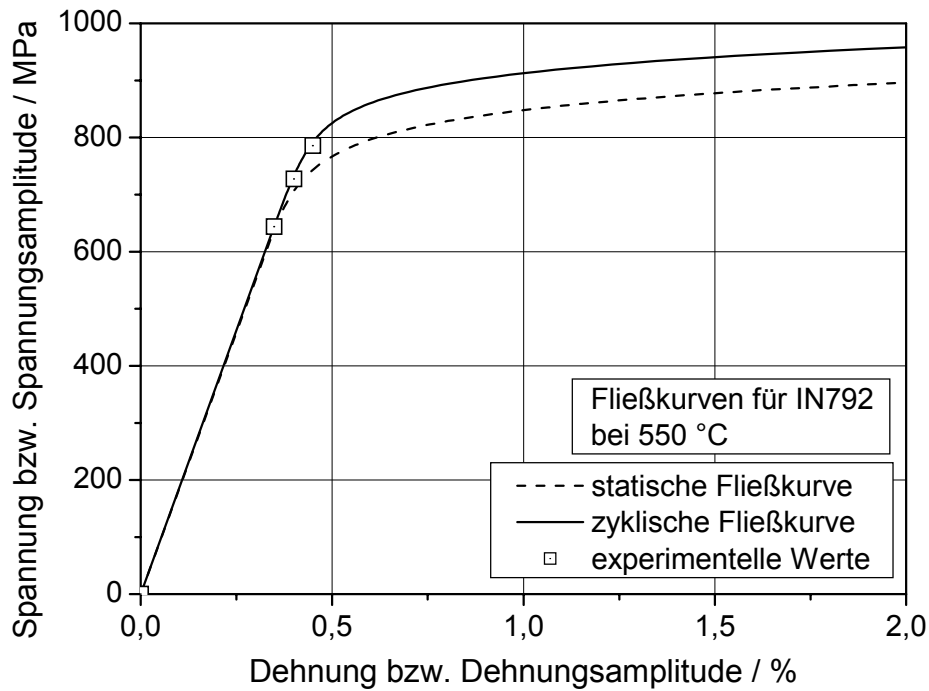


Bild 4.12: Zyklische und statische Fließkurve für IN792 bei 550 °C im Vergleich

Durch Berechnung der Schädigungsparameter-Kennlinie nach Smith, Watson und Topper ist es möglich, die Mittelspannungsabhängigkeit der Anrisskennlinie durch eine einzige Kurve wiederzugeben, siehe Bild 4.13.

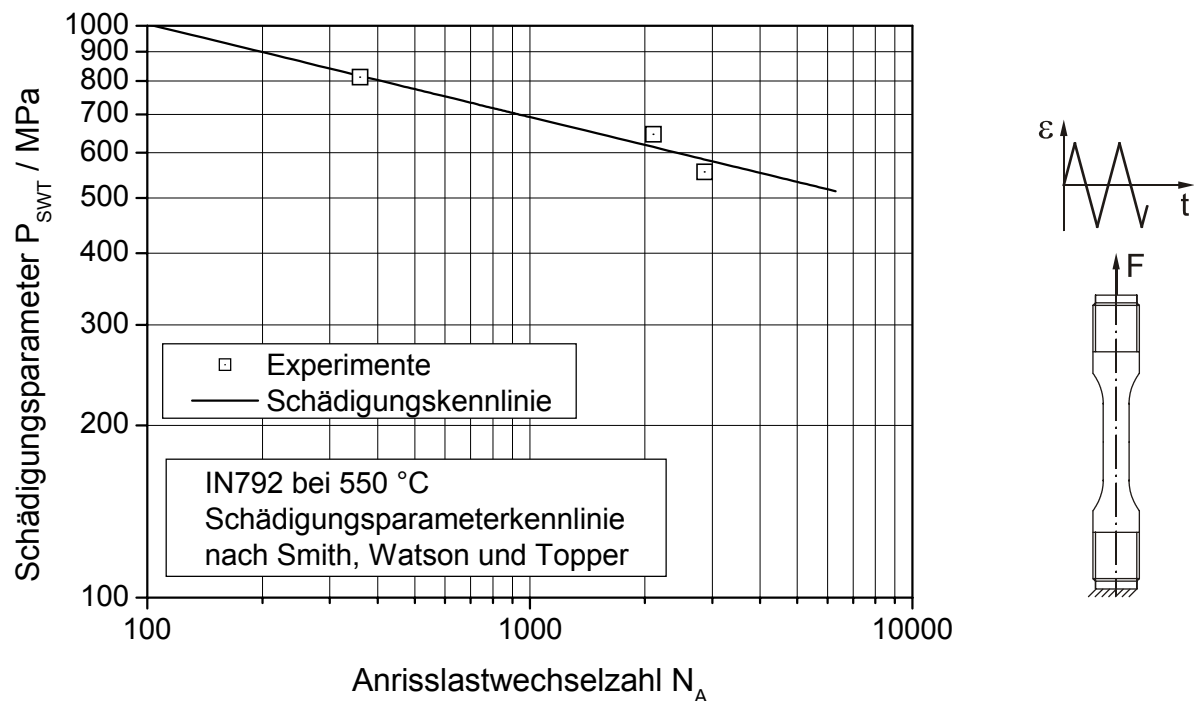


Bild 4.13: Schädigungsparameterkennlinie nach Smith, Watson und Topper für IN792

Zeitstandverhalten

Anhand der Daten der Arbeitsgemeinschaft Warmfester Stähle (AGW) /123/ wurde das Zeitstandverhalten des Schaufelwerkstoffs IN792 beschrieben und mit Hilfe des Konzeptes der Meisterkurven temperaturunabhängig dargestellt, siehe Bild 4.14. Die dazu ermittelten Parameter sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst.

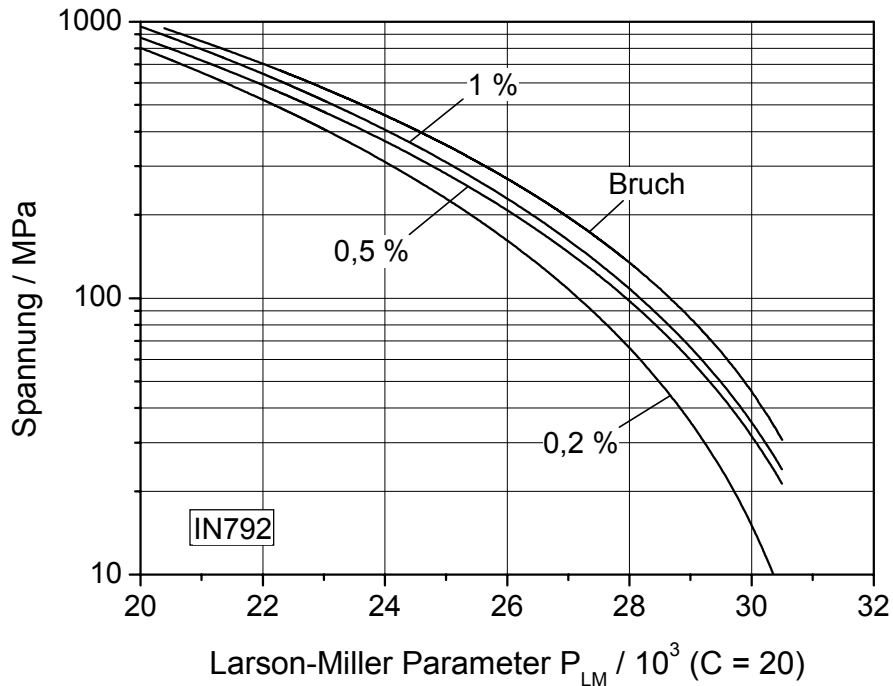


Bild 4.14: Meisterkurven des Werkstoffs IN792 (Parameter für P_{LM} : $C = 20$)

$\epsilon_{pl} / \%$	C	m	B_1	σ_E / MPa	$P_E / 10^3$
0,2	20	0,166	30,414	0,143	31,543
0,5	20	0,166	30,943	0,213	32,326
1,0	20	0,166	31,018	0,223	32,379
Bruch	20	0,166	28,569	1,612	31,779

Tabelle 4.9: Materialparameter der Meisterkurven für IN792

Da für die Schaufelfestigkeit höhere Temperaturen als im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung typisch sind, wurden diese Zeitstandversuche bei Temperaturen im Bereich von 650-900 °C durchgeführt. Aus der Beschreibung der Meisterkurven lassen sich Zeitdehn- und Zeitstandlinien für unterschiedliche Temperaturen erzeugen, vgl. Bild 4.15. Durch rückwärtige Auflösung der einzelnen Zeitdehnlinien ist es möglich für die relevante Temperatur der Modellkörperversuche von 550 °C das Zeitstandverhalten zu beschreiben.

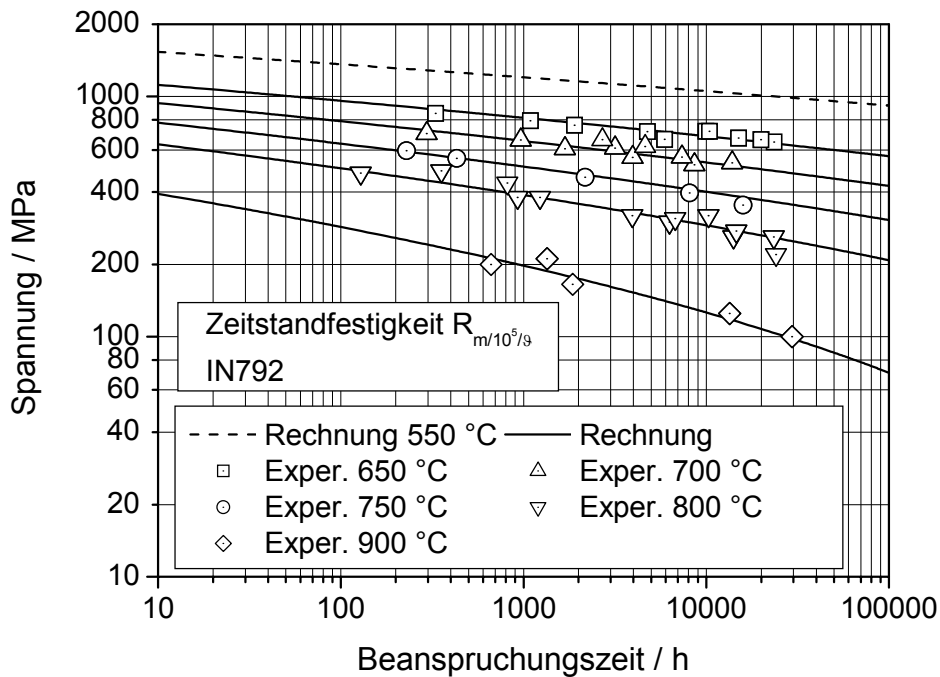


Bild 4.15: Zeitstandfestigkeitskurven des Werkstoffs IN792

Wie aus den Zeitstanddaten zu erkennen ist, verfügt der Werkstoff IN792 über eine hohe Zeitstandfestigkeit bis in hohe Temperaturbereiche. Da dieser Werkstoff für den Einsatz bei Temperaturen über 550 °C optimiert wurde, liegen hier keine Zeitstanddaten vor. Die Zeitstandkurve bei 550 °C wurde daher mit Hilfe der Meisterkurven extrapoliert.

4.2 Dampfturbinen-Werkstoffe

Bei der Dampfturbine wird als Material sowohl für den Wellenmodellkörper als auch für die Schaufelmodellkörper der martensitische Schmiedestahl X12CrMoWVNbN10-1-1 eingesetzt. Dabei unterscheidet sich die Wellenvariante des Werkstoffs vom für die Schaufeln eingesetzten Werkstoff in der Herstellungsart. Während die Wellenmodellkörper sowie die Proben zur Basischarakterisierung aus einer freiformgeschmiedeten Dampfturbinenwelle entnommen wurden, wurde für die Schaufelmodellkörper gewalztes Stangenmaterial verwendet. Da vor dem Hintergrund der Erreichung höherer Wirkungsgrade in Zukunft auch Schaufeln auf Nickelbasis zusammen mit schon vorhandenen Turbinenwellen eingesetzt werden sollen, wird die Basischarakterisierung des Wellenwerkstoffs über Raumtemperatur und 600 °C hinaus auf 630 °C ausgeweitet.

4.2.1 Der Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit untersuchten martensitischen Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 (WS-Nr. 1.4906) handelt es sich um einen Stahl, der speziell für das Schmieden großer Turbinenstücke entwickelt wurde. Die Gefügestruktur ist in

Bild 4.16 dargestellt. Das Gefüge zeigt die für martensitische Stähle typische Lattenstruktur innerhalb der ehemaligen Austenitkorngrenzen. Darüber hinaus sind helle Delta-Ferrit-Anteile zu erkennen, wie sie bei martensitischen Stählen mit höheren Chromgehalten in meist geringen Anteilen auftreten können.

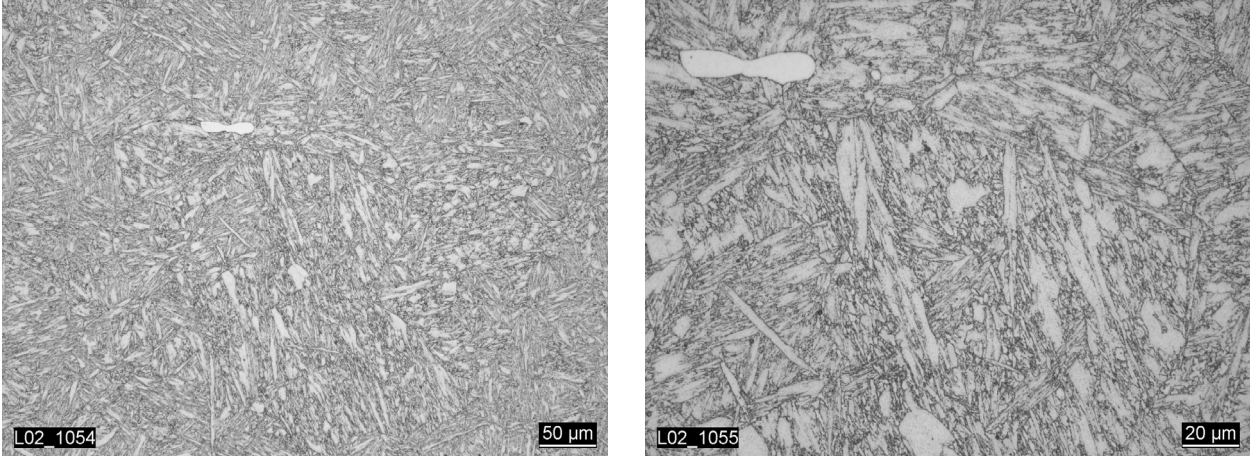


Bild 4.16: Gefügeausbildung des Wellenwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1

Die Proben für die Basischarakterisierung sowie die Wellenmodellkörper werden aus Teilen einer Turbinenwelle entnommen, die bereits im Vorhaben /58/ untersucht wurde, siehe Anhang 6. Da die Wellenmodellkörper aus dem Bereich des Wellenkerns entnommen wurden, ist auch die in Tabelle 4.10 eingetragene geringere Härte zu erklären. Die Korngröße wurde anhand der ehemaligen Austenitkorngrenzen bestimmt, da nach der Wärmebehandlung in Tabelle 4.11 ein martensitisches Gefüge vorliegt.

Chemische Zusammensetzung

Tabelle 4.10 zeigt die chemische Zusammensetzung und die Werte nach Norm /124/.

Element	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
min.	0,100	---	0,400	---	---	10,000	1,000
Welle	0,12	0,10	0,42	0,007	0,001	10,700	1,040
max.	0,140	0,100	0,600	0,015	0,007	11,000	1,200
Element	Ni	V	Nb	N	Al	W	
min.	0,600	0,150	0,040	0,040	---	0,950	
Welle	0,760	0,160	0,050	0,056	0,007	1,040	
max.	0,800	0,250	0,060	0,060	0,012	1,100	
Härte HBW2,5/187,5		244		Korngröße G		4, vereinzelt 7	

Tabelle 4.10: Chemische Zusammensetzung sowie Härte und Korngröße der Wellenvariante von X12CrMoWVNbN10-1-1 (Angaben in Gew.-%)

850 °C, 3h + 1050 °C, 9h + 650 °C, 2h/Luft + 700 °C, 172h/Luft + 100-290 °C, 4,5h + 1050 °C, 7h/Öl + 50-60 °C, 5,25 h + 570 °C, 10,25h/Luft + 220-280 °C, 5,75h + 690 °C, 10h/Luft.

Tabelle 4.11: Wärmebehandlung des Wellenwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 entsprechend des Vorprüfzeugnisses /58/

Dilatometerversuch

Für den Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 wurde ein Dilatometerversuch auf einem Gleeble Prüfsystem durchgeführt, um den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten bestimmen zu können, siehe Anhang 7. In dem Bereich zwischen Raumtemperatur und 600 °C wurde für den Wellenwerkstoff ein linearer Ausdehnungskoeffizient von $\alpha_{th,600} = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bestimmt.

Zugversuch

Die Zugversuche am Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 wurden bei den für die Modellkörper relevanten Versuchstemperaturen RT, 600 °C sowie 630 °C durchgeführt. In Anhang 2 ist die verwendete Probengeometrie der Zugprobe abgebildet. Die für die einzelnen Temperaturen ermittelten Fließkurven sind in Bild 4.17 einander gegenübergestellt. Die starke Abnahme der Festigkeitskennwerte von Raumtemperatur über 600 °C auf 630 °C ist deutlich zu erkennen.

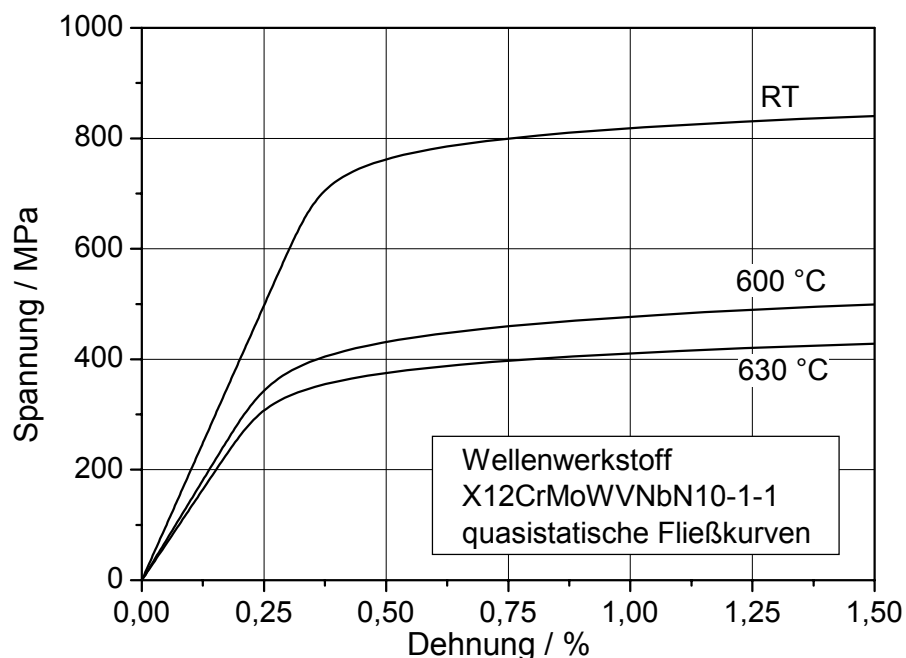


Bild 4.17: Einfluss der Temperatur auf die Fließkurve von X12CrMoWVNbN10-1-1

Zusammenfassend sind in Tabelle 4.12 die mechanischen Kennwerte als Mittelwerte der jeweils drei Zugversuche bei den unterschiedlichen Prüftemperaturen aufgeführt.

Temperatur	E / GPa	R _{p0,2} / MPa	R _{p1} / MPa	R _m / MPa	A ₅ / %
RT	200,5	786,3	832,3	901,0	16,7
600 °C	145,0	452,5	469,2	486,5	23,7
630 °C	131,6	382,5	409,0	430,0	25,5

Tabelle 4.12: Mechanische Kennwerte aus Zugversuchen an X12CrMoWVNbN10-1-1 (Wellenwerkstoff)

LCF-Verhalten

Für die sowohl spannungs- als auch dehnungskontrollierten LCF-Versuche wurden Proben entsprechend der in Anhang 8 gegebenen Geometrie verwendet. In Anhang 9 sind die für den Wellenwerkstoff durchgeführten dehnungskontrollierten Versuche bei unterschiedlichen Temperaturen und Haltezeiten zusammengefasst. Die darüber hinaus zur Erfassung des Mittelspannungseinflusses erzielten Ergebnisse in spannungskontrollierten LCF-Versuchen bei 600 °C sind in Anhang 10 aufgeführt.

Die metallographische Untersuchung des Rissverlaufs zeigt den zunächst unter 45° zur 1. Hauptspannungsrichtung verlaufenden Anriss, der im weiteren Verlauf senkrecht zur maximalen Spannung transkristallin verläuft, siehe Bild 4.18

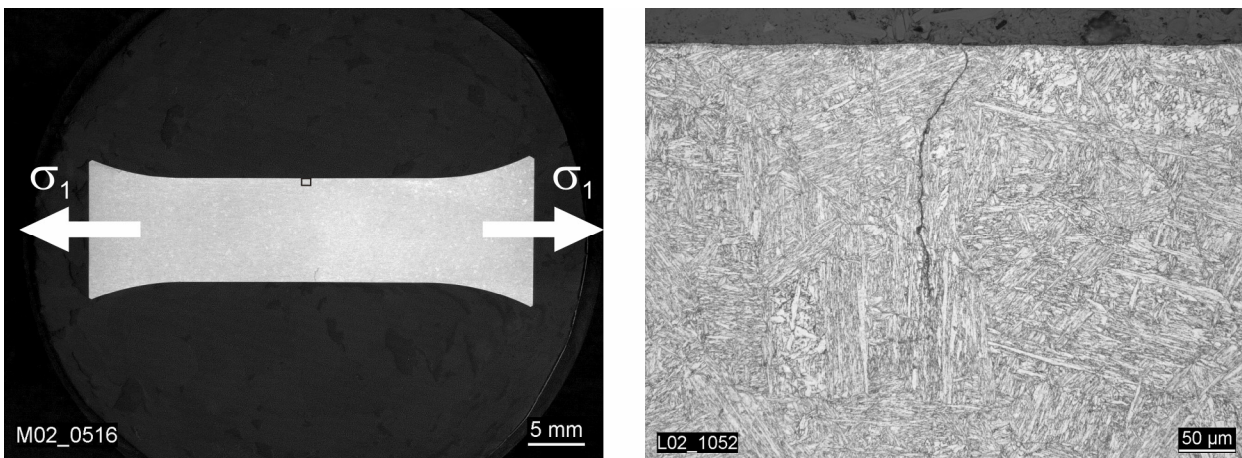


Bild 4.18: Anrissbildung während eines LCF-Versuchs bei X12CrMoWVNbN10-1-1

Durch Auswertung der Hysteresen bei halber Anrisslastwechselzahl lässt sich eine Anrisskennlinie bestimmen, die mittels Manson-Coffin-Gleichung beschrieben wird, siehe Bild 4.19. Zur besseren Absicherung der ermittelten Mittelwertskurve werden neben den in dieser Arbeit durchgeführten Experimente weitere Ergebnisse aus /58/ herangezogen. Die ermittelten Parameter für die Manson-Coffin-Gleichung sind in Tabelle 4.13 zusammengestellt.

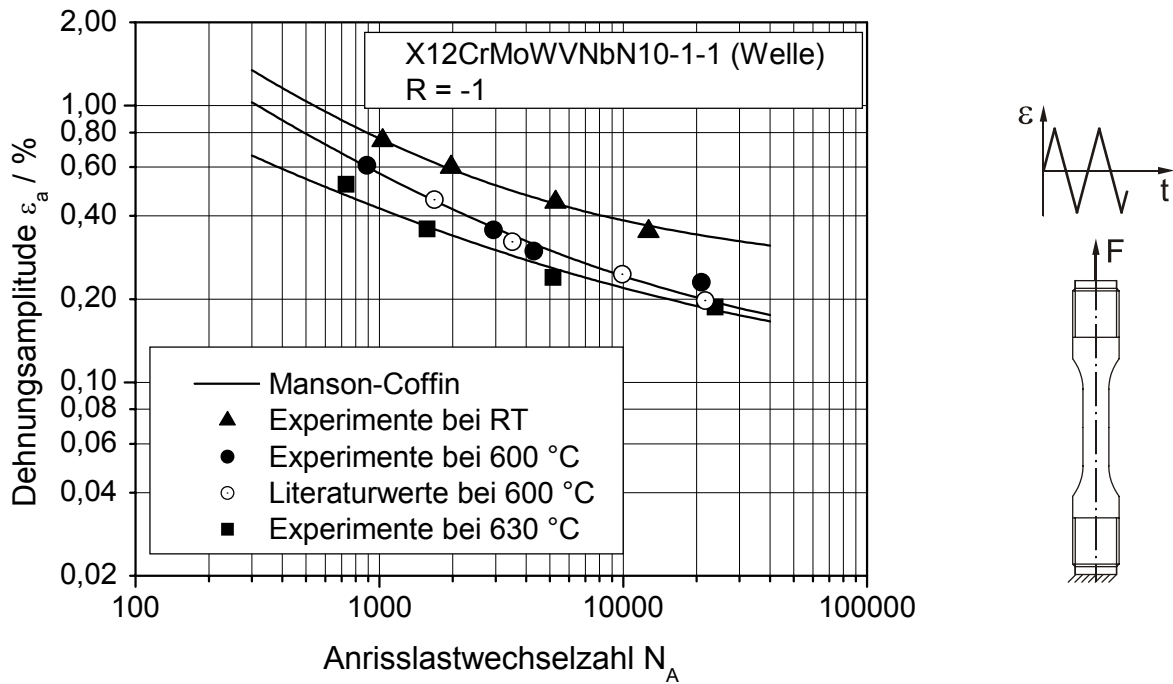


Bild 4.19: Temperaturabhängigkeit des Anrissverhaltens von X12CrMoWVNbN10-1-1

Temperatur	E / MPa	σ_f' / MPa	b	ε_f'	c
RT	192500	1042,6	-0,052	0,895	-0,706
600 °C	145000	498,0	-0,058	0,446	-0,619
630 °C	131600	427,6	-0,053	0,119	-0,494

Tabelle 4.13: Parameter der Manson-Coffin-Gleichung für X12CrMoWVNbN10-1-1

Die zyklische Werkstofffließkurve kann genutzt werden, um näherungsweise den Spannungs-Dehnungs-Zustand im quasistabilen Bereich zu beschreiben. Dabei werden zur Ermittlung der zyklischen Fließkurve die Maximalwerte der Spannung und Dehnung des Zyklus bei halber Anrisslastwechselzahl von vier Single Step Tests sowie alle Punkte eines Incremental Step Tests (vgl. Kapitel 3.1.2) verwendet, siehe Bild 4.20. Die mit Hilfe linearer Regressionsrechnung ermittelten Ramberg-Osgood-Parameter zur Beschreibung der statischen und zyklischen Fließkurve sind in Tabelle 4.14 zusammengefasst.

Werkstoff	X12CrMoWVNbN10-1-1 (Welle)					
	RT		600 °C		630 °C	
Beanspruchung	statisch	zyklisch	statisch	zyklisch	statisch	zyklisch
E / MPa	199000	192500	145000	145000	131600	131600
n'	0,0443	0,0743	0,0843	0,1443	0,0782	0,0428
K' / MPa	1027,4	1058,7	727,3	719,3	606,3	379,4

Tabelle 4.14: Ramberg-Osgood-Parameter für den Wellenwerkstoff der Dampfturbine

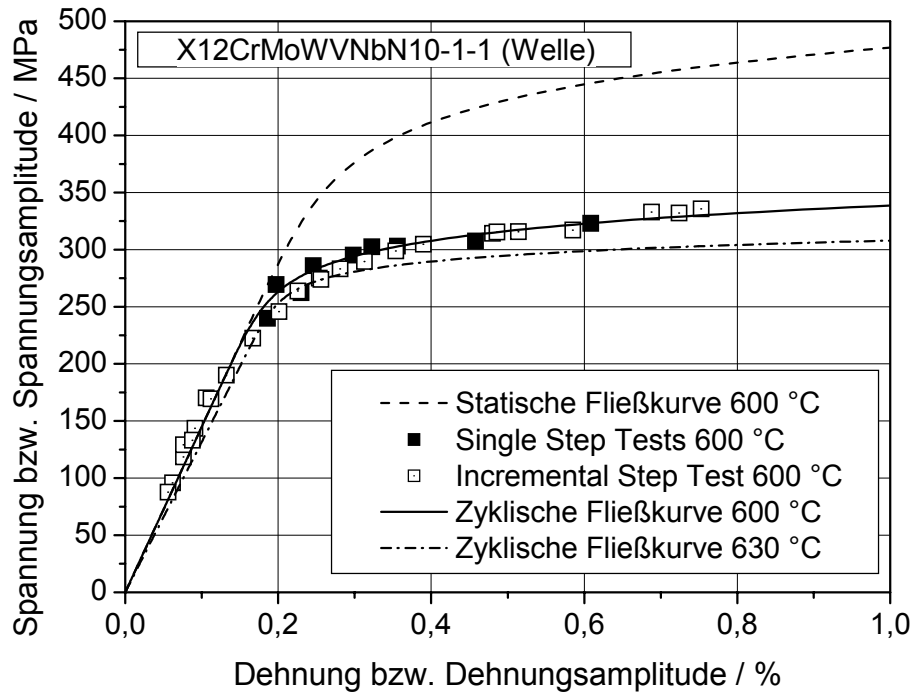


Bild 4.20: Zyklische und quasistatische Fließkurven für X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 600 °C bzw. 630 °C

Bei dem martensitischen Stahl X12CrMoWVNbN10-1-1 handelt es sich um einen zyklisch stark entfestigenden Werkstoff. Dadurch kommt die große Absenkung der zyklischen Fließkurve im Vergleich zur statischen Fließkurve zustande.

Neben dem Einfluss der Mittelspannung wurde der Einfluss der Haltezeit auf die Anrisslastwechselzahl untersucht. Aus der Literatur sind Daten für 600 °C vorhanden, auf die zurückgegriffen wird /58/. Darüber hinaus wurden im Rahmen dieser Arbeit LCF-Versuche mit einer Haltezeit von 5 min auf der Zugbelastungsseite bei 630 °C durchgeführt. Die Verringerung der Anrisslastwechselzahl bei Versuchen mit Haltezeit ist in Bild 4.21 im Vergleich zu LCF-Versuchen ohne Haltezeit eingetragen.

Diese Versuche wurden durchgeführt, um bei Kriechermüdungsbeanspruchung eine nichtlineare Schadensakkumulation im Rahmen des verwendeten Lebensdauerkonzeptes zu ermöglichen.

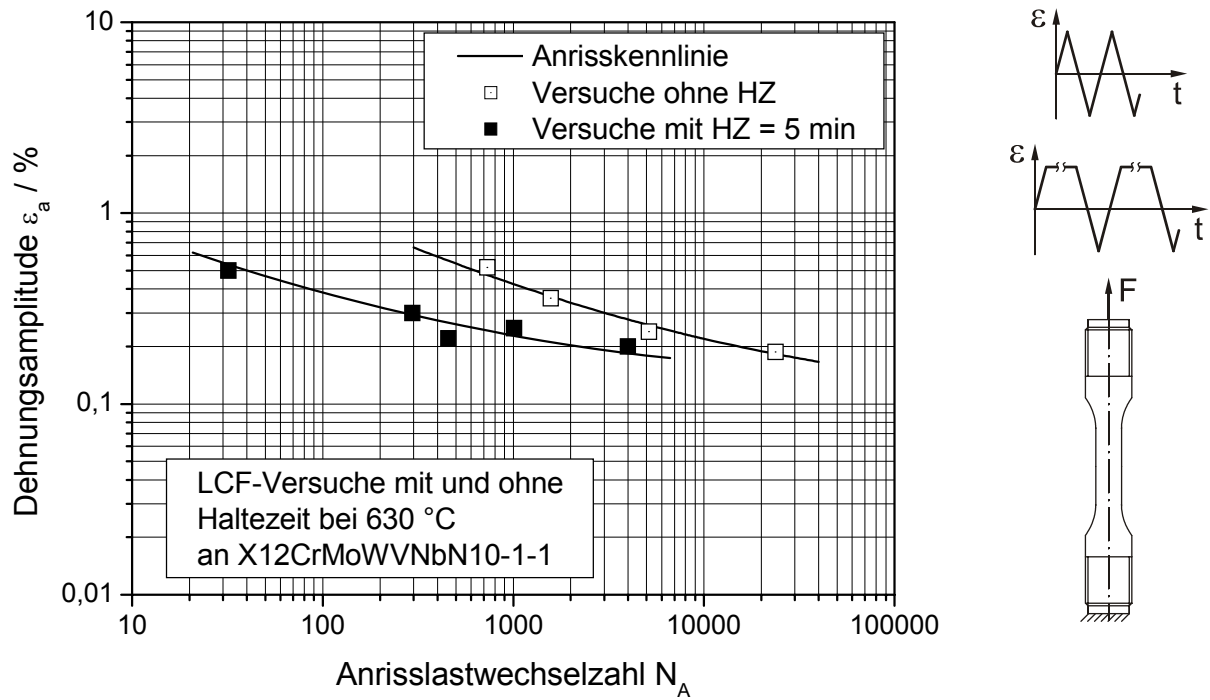


Bild 4.21: Einfluss der Haltezeit auf das Anrissverhalten von X12CrMoWVNbN10-1-1

Zeitstandverhalten

Zur Beschreibung des Zeitstandverhaltens werden Kriechkurven aus Zeitstandversuchen der Arbeitsgemeinschaft Warmfester Stähle (AGW) verwendet /123/, /58/. Unter Zuhilfenahme des Meisterkurven-Konzepts kann eine temperaturunabhängige Beschreibung des Zeitstandverhaltens vorgenommen werden. In Bild 4.22 sind dazu die Meisterkurven beispielhaft für 0,5 % bzw. 5,0 % Zeitdehnung dargestellt.

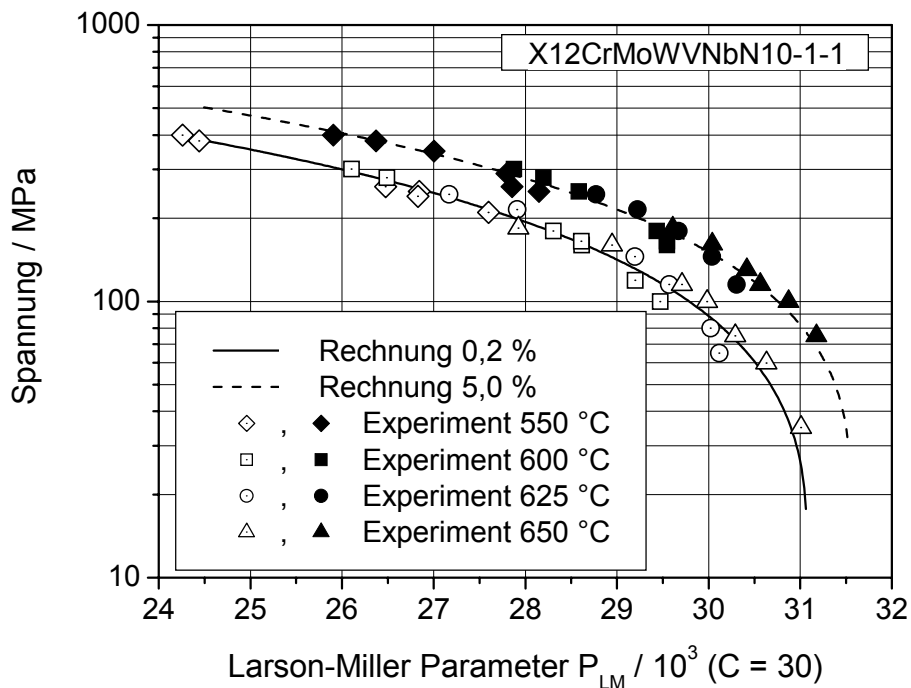


Bild 4.22: Konzept der Meisterkurve am Beispiel von X12CrMoWVNbN10-1-1

Die für X12CrMoWVNbN10-1-1 ermittelten Parameter für die einzelnen Meisterkurven bei den unterschiedlichen Zeitdehnungswerten sind in Tabelle 4.15 zusammengefasst.

$\epsilon_{pl} / \%$	C	m	B_1	σ_E / MPa	$P_E / 10^3$
0,2	30	0,370	29,863	14,732	31,068
0,5	30	0,370	28,710	30,396	31,115
1,0	30	0,370	29,085	30,180	31,300
2,0	30	0,370	29,302	29,419	31,380
5,0	30	0,370	29,898	24,208	31,536
Bruch	30	0,370	30,976	12,617	32,037

Tabelle 4.15: Materialparameter der Meisterkurven für X12CrMoWVNbN10-1-1

Umgekehrt lassen sich somit auch Kriechkurven für Temperaturen, bei denen keine Versuche durchgeführt wurden, bestimmen. Da Dampfturbinen aus dem untersuchten Werkstoff in Zukunft auch bei Temperaturen über 600 °C eingesetzt werden, ist es daher möglich, das Zeitstandverhalten bei jeder beliebigen Temperatur abzuleiten. Am Beispiel der Zeitstandkurven ist die Anpassung durch die Meisterkurven an die Zeitstanddaten für unterschiedliche Temperaturen dargestellt, siehe Bild 4.23. Zusätzlich ist die sich theoretisch ergebende Zeitstandfestigkeitskurve für 630 °C in dasselbe Diagramm eingetragen.

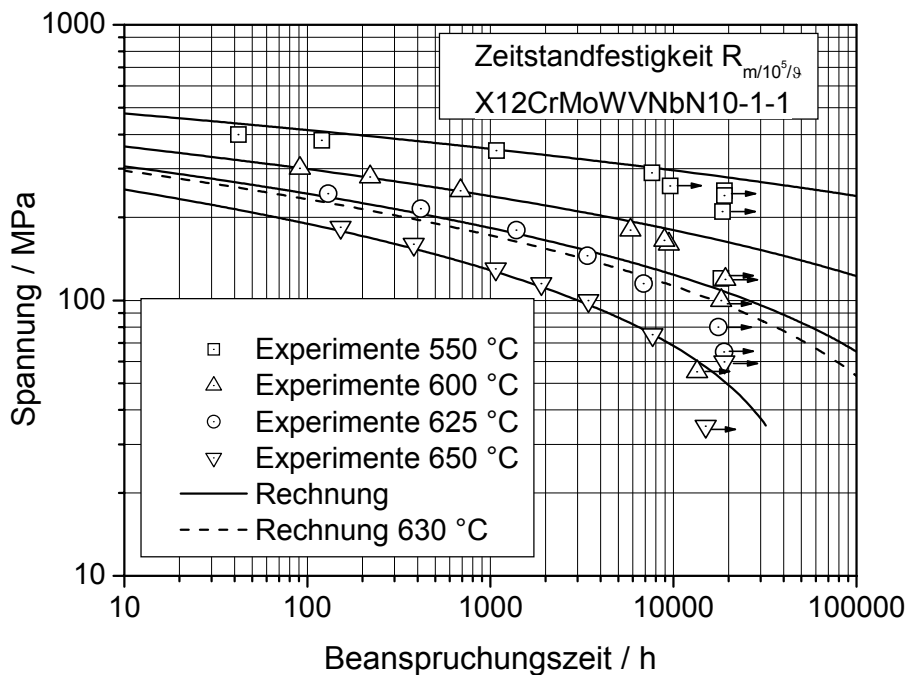


Bild 4.23: Zeitstandfestigkeitskurven des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1

Für die Bewertung von Kriechermüdungsbeanspruchungen werden u. a. Grenzkurven nach ASME /81/ verwendet. Die LCF-Versuche mit Haltezeit aus der Literatur /58/ bei 600 °C sowie die Experimente bei 630 °C aus dieser Arbeit werden verwendet, um für den Werkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 diese Grenzkurven zu verifizieren, siehe [Bild 4.24](#) und Kapitel 3.1.5. Dabei wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit ein Schwellwert von $C_1 = 0,1$ eingesetzt, da hier, insbesondere für 600 °C, eine bessere Übereinstimmung als bei dem im ASME-Code angegebenen Wert von $C_1 = 0,12$ gefunden wurde.

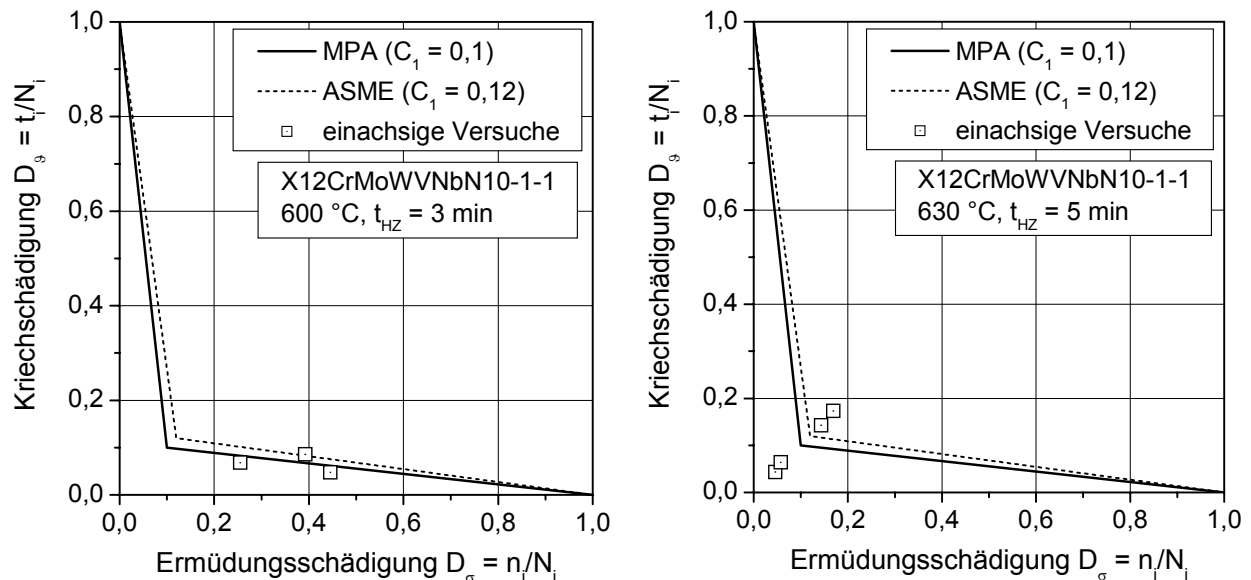


Bild 4.24: Grenzkurven zur nichtlinearen Schadensakkumulation bei Kriechermüdungsbeanspruchung von X12CrMoWVNbN10-1-1

Wie durch den Vergleich der Versuche bei 600 °C und 3 min Haltezeit und den Versuchen bei höherer Temperatur (630 °C) und längerer Haltezeit (5 min) zu erkennen ist, geben diese Diagramme den geringeren Ermüdungsschädigungsanteil bei den 630 °C-Versuchen richtig wieder, während dieser bei 600 °C noch deutlich dominiert.

4.2.2 Der Schaufelwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1

Zur Erstellung der Schaufelmodellkörper wird eine gewalzte Variante des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 eingesetzt. Anhand von Zug- und LCF-Versuchen wird durch den Vergleich mit den Ergebnissen der Wellenvariante sichergestellt, dass neben dem Zeitstandverhalten auch das zyklische Verhalten mit demselben Materialmodell beschrieben werden kann.

Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung des gewalzten martensitischen Schaufelwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 ist in [Tabelle 4.16](#) gegeben.

Element	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
Schaufel	0,12	0,10	0,48	0,005	0,001	10,330	1,050
Element	Ni	V	Nb	N	Al	W	
Schaufel	0,780	0,190	0,054	0,051	0,008	0,970	
Härte HBW2,5/187,5	292		Korngröße G			9	

Tabelle 4.16: Chemische Zusammensetzung sowie Härte und Korngröße des martensitischen Schaufelwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 (Angaben in Gew.-%)

Die am eingesetzten Schaufelwerkstoff durchgeführte Vergütung ist charakterisiert durch

Härten: 1069 °C 2h/Luft,

Anlassen: 570 °C 5h/Luft + 710 °C 5h/Luft + 680 °C 5h/Luft.

Aufgrund der stärkeren Umformung während des Walzens des Stangenmaterials ergibt sich eine deutlich höhere Härte als beim Wellenwerkstoff. Die geringere Korngröße spiegelt den gleichen Einfluss wieder. Diese Tatsache lässt eine höhere statische Festigkeit im Zugversuch erwarten.

Dilatometerversuch

Anhand des Dilatometerversuchs wird in dem Bereich zwischen Raumtemperatur und 600 °C für den Schaufelwerkstoff ein linearer Ausdehnungskoeffizient von $\alpha_{th,600} = 12,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bestimmt, vgl. Anhang 11. Die Wärmeausdehnung des Schaufelwerkstoffs liegt also höher als bei der Wellenvariante.

Zugversuch

Durch den Vergleich der Zugversuche von Schaufel- und Wellenwerkstoff lässt sich für Raumtemperatur ableiten, dass der Schaufelwerkstoff eine um ca. 7 % höhere Festigkeit aufweist, siehe Bild 4.25. Diese höhere statische Festigkeit findet man in gleicher Weise für 600 °C. Sie deckt sich mit den metallographischen Beobachtungen der geringeren Korngröße und höheren Härte des Schaufelwerkstoffs im Vergleich zum Wellenwerkstoff.

Der Grund für die, im Vergleich zum Wellenwerkstoff, geringere Korngröße ist u.a. herstellungsbedingt. Bei der Schaufelvariante handelt es sich um gewalztes Stangenmaterial, während das untersuchte Wellenmaterial nahe des Kerns einer freiformgeschmiedeten Turbinenwelle mit geringerem Umformgrad entnommen wurde.

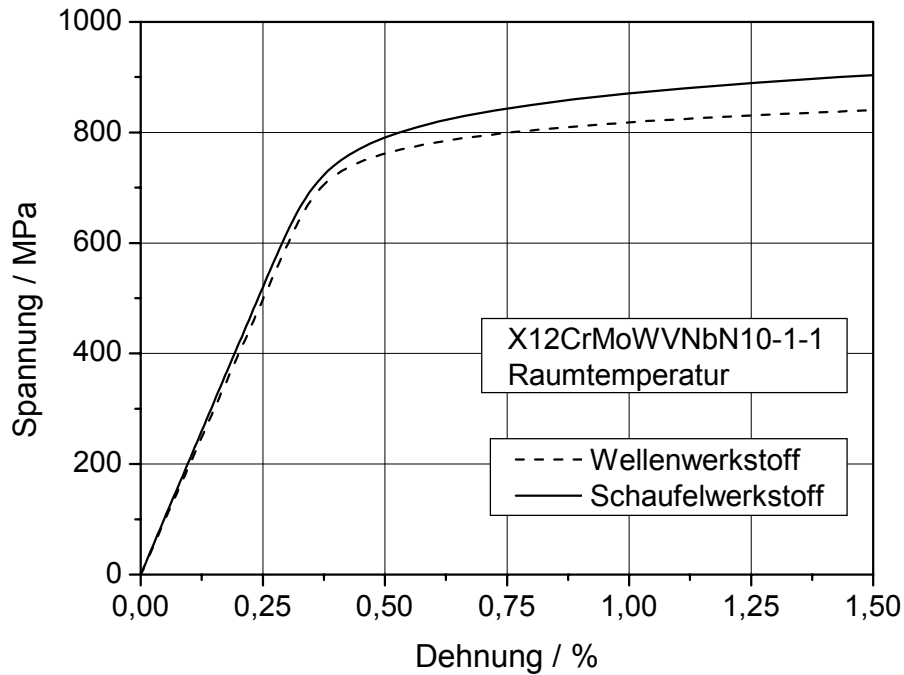


Bild 4.25: Vergleich der quasistatischen Fließkurve von Schaufelwerkstoff und Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 bei Raumtemperatur

Die quasistatische Fließkurve bei Raumtemperatur ist in **Bild 4.26** der Fließkurve bei 600 °C gegenübergestellt. Dabei ist die deutliche Abnahme der Festigkeit und die Verringerung des E-Moduls zu erkennen.

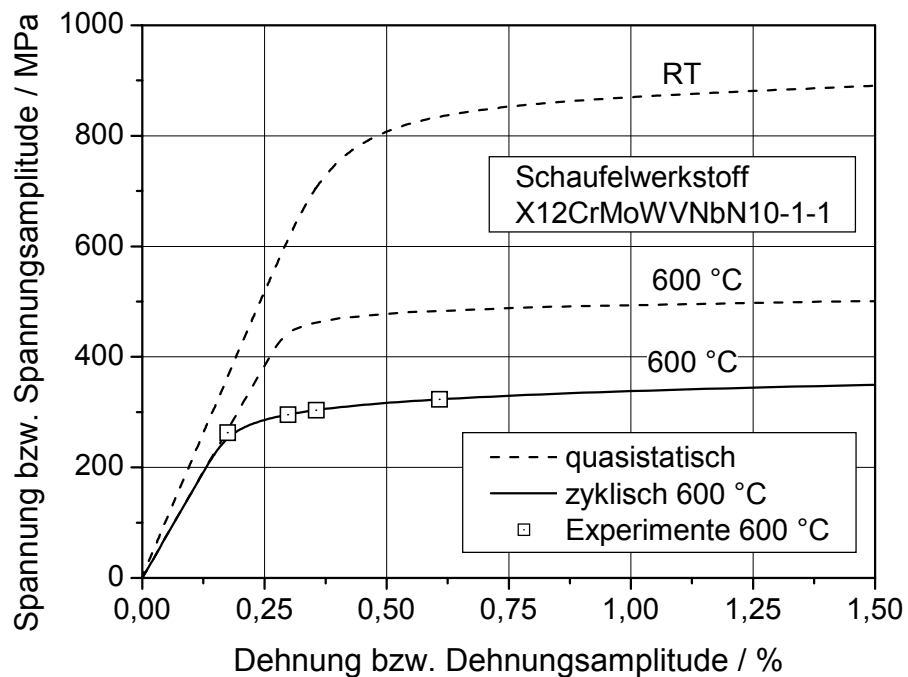


Bild 4.26: Vergleich der quasistatischen und zyklischen Fließkurven des Schaufelwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 bei RT und 600 °C

Darüber hinaus ist die zyklische Fließkurve für 600 °C ebenfalls in das Diagramm eingetragen. Durch die Abnahme der Spannungsamplitude von Beginn der Prüfung bis zum Erreichen des quasistabilen Zyklus ist das starke zyklische Entfestigungsverhalten des Werkstoffs erkennbar.

In Tabelle 4.17 sind die an Zugversuchen bei Raumtemperatur sowie 600 °C ermittelten mechanischen Kennwerte zusammengefasst.

Temperatur	E / GPa	R _{p0,2} / MPa	R _{p1} / MPa	R _m / MPa	A ₅ / %
RT	208,0	837,5	890,0	956,0	17,0
600 °C	153,5	479,5	511,3	539,2	23,0

Tabelle 4.17: Mechanische Kennwerte an X12CrMoWVNbN10-1-1 (Schaufelvariante)

Die sich anhand der nachfolgend diskutierten LCF-Versuche ergebenden Parameter der Ramberg-Osgood-Anpassung für die zyklischen Fließkurven sind, zusammen mit den Parametern für die quasistatischen Zugversuche, in Tabelle 4.18 zusammengefasst.

Werkstoff	X12CrMoWVNbN10-1-1 (Schaufel)			
	RT		600 °C	
Beanspruchung	statisch	zyklisch	statisch	zyklisch
E / MPa	208000	192500	153500	153500
n'	0,0610	0,0743	0,0258	0,0672
K' / MPa	1192,0	1058,7	562,0	468,3

Tabelle 4.18: Ramberg-Osgood-Parameter für den Schaufelwerkstoff der Dampfturbine

LCF-Verhalten

Zur Untersuchung des zyklischen Werkstoffverhaltens wurden ebenfalls dehnungskontrollierte LCF-Versuche an Proben entsprechend der in Anhang 8 gegebenen Geometrie verwendet. Die für den Schaufelwerkstoff erzielten Versuchsergebnisse sind in Anhang 12 tabellarisch aufgeführt.

Die metallographische Untersuchung des Rissverlaufs zeigt den senkrecht zur 1. Hauptspannungsrichtung verlaufenden transkristallinen Anriss, siehe Bild 4.27.

Beim Vergleich der Gefügestruktur des Schaufelwerkstoffs mit der des Wellenwerkstoffs ist zu erkennen, dass bei der Schaufelvariante eine geringere ehemalige Austenitkorngröße vorliegt. Aus diesem Grund erscheint die martensitische Struktur mit etwas kürzeren Latten nicht ganz so ausgeprägt wie beim Wellenwerkstoff.

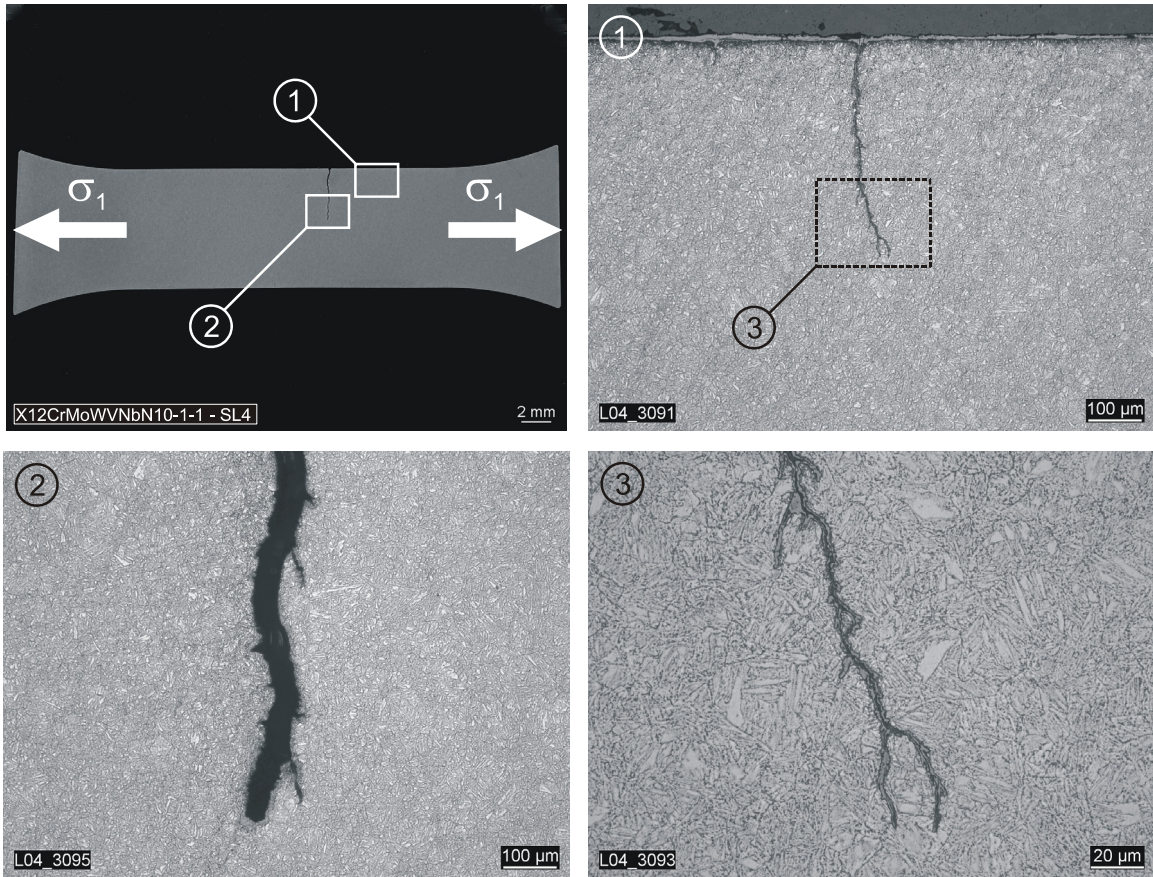


Bild 4.27: Anriss bei LCF-Versuch des Schaufelwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1

Entsprechend der Auftragung beim Zugversuch wird in Bild 4.28 für Raumtemperatur bzw. 600 °C das Anrissverhalten von Schaufel- und Wellenwerkstoff verglichen.

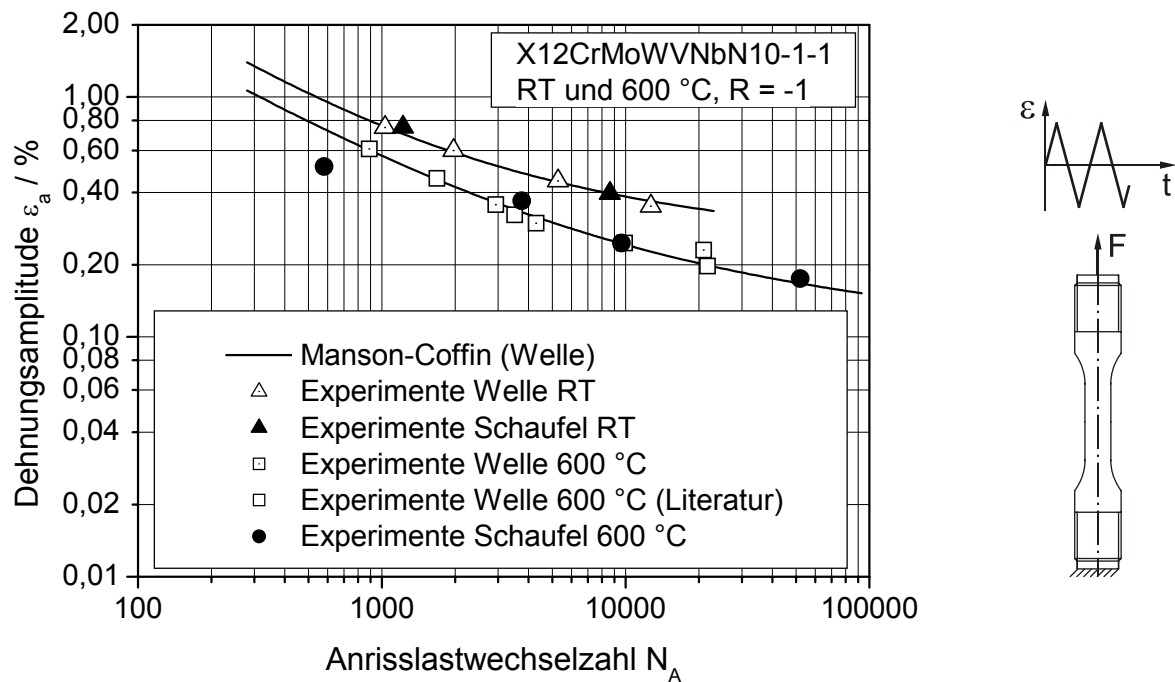


Bild 4.28: Vergleich des Anrissverhaltens von Wellen- und Schaufelvariante des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 bei Raumtemperatur sowie 600 °C

Beschränkt man sich auf den für die Modellkörperversuche zu erwartenden relevanten Dehnungsamplitudenbereich, ist festzustellen, dass für beide Werkstoffe dieselben Anrisskennlinien für weitere Betrachtungen verwendet werden können.

Als weiteres Ergebnis der Basischarakterisierungsversuche wurde sowohl für die rein wechselnden LCF-Versuche als auch für die Versuche mit Mittelspannung der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper ermittelt. Darüber hinaus wurde aus der Anrisskennlinie für rein wechselnd beanspruchte Versuche eine Schädigungskennlinie für RT bzw. 600 °C bestimmt, die in Bild 4.29 den Versuchswerten gegenübergestellt ist.

Dabei wird deutlich, dass mit dem Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper der Einfluss der Mittelspannung gut beschrieben werden kann. Lediglich für hohe Mittelspannungen im schwelend beanspruchten Bereich $R_\sigma = 0,1$, ist für hohe Dehnungen (Spannungen) ein starker Einfluss durch Kriechen vorhanden. Dieser Zeitstandeinfluss kann durch einen Schädigungsparameter, der für reine Ermüdung entwickelt wurde, nicht wiedergegeben werden.

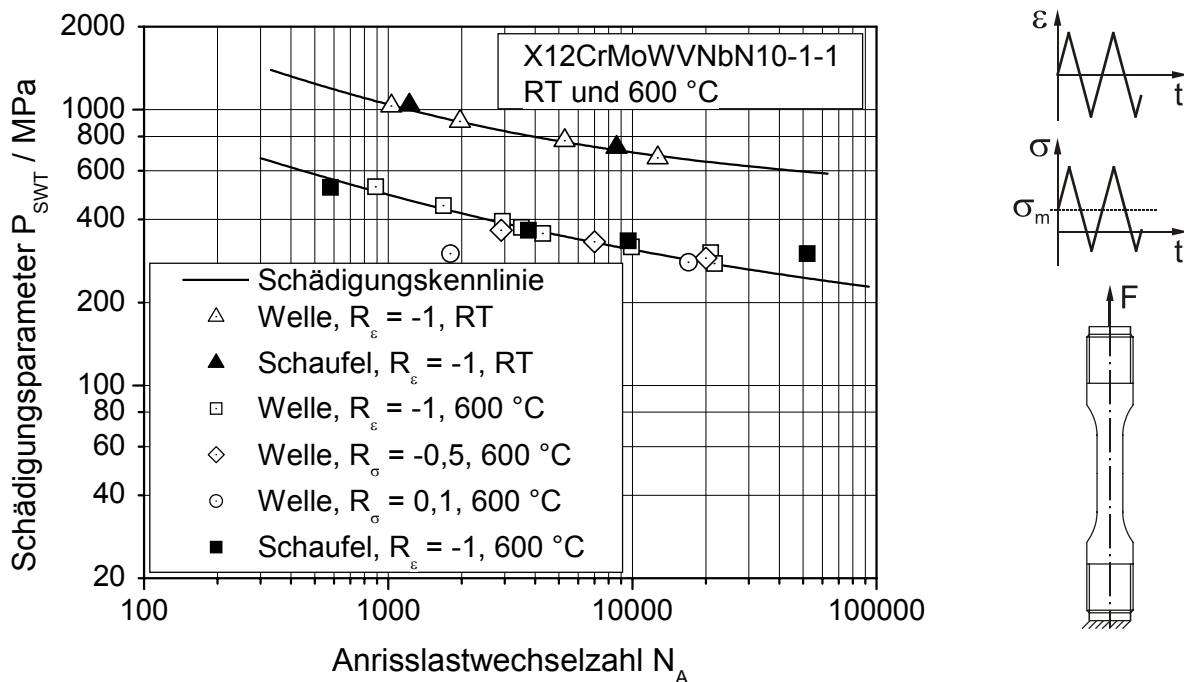


Bild 4.29: Schädigungskennlinien für X12CrMoWVNbN10-1-1 (Welle) im Vergleich zu den experimentellen Werten der Schaufelvariante

Zeitstandverhalten

Für den Schaufelwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 wurden keine Zeitstandversuche durchgeführt. Daher wird das Zeitstandverhalten des Wellenwerkstoffs für beide Werkstoffvarianten herangezogen.

5 Untersuchungen an Gasturbinen-Modellkörpern

Im Rahmen dieser Arbeit wird die 4-stufige tannenbaumförmige Verbindung zwischen mehreren Schaufeln und der Scheibe einer Gasturbine untersucht, siehe Bild 5.1. Das Bestreben war es, die Beanspruchungsbedingungen im Modellkörper so einzustellen, dass sie den Verhältnissen der realen Betriebsbeanspruchung möglichst genau entsprechen.

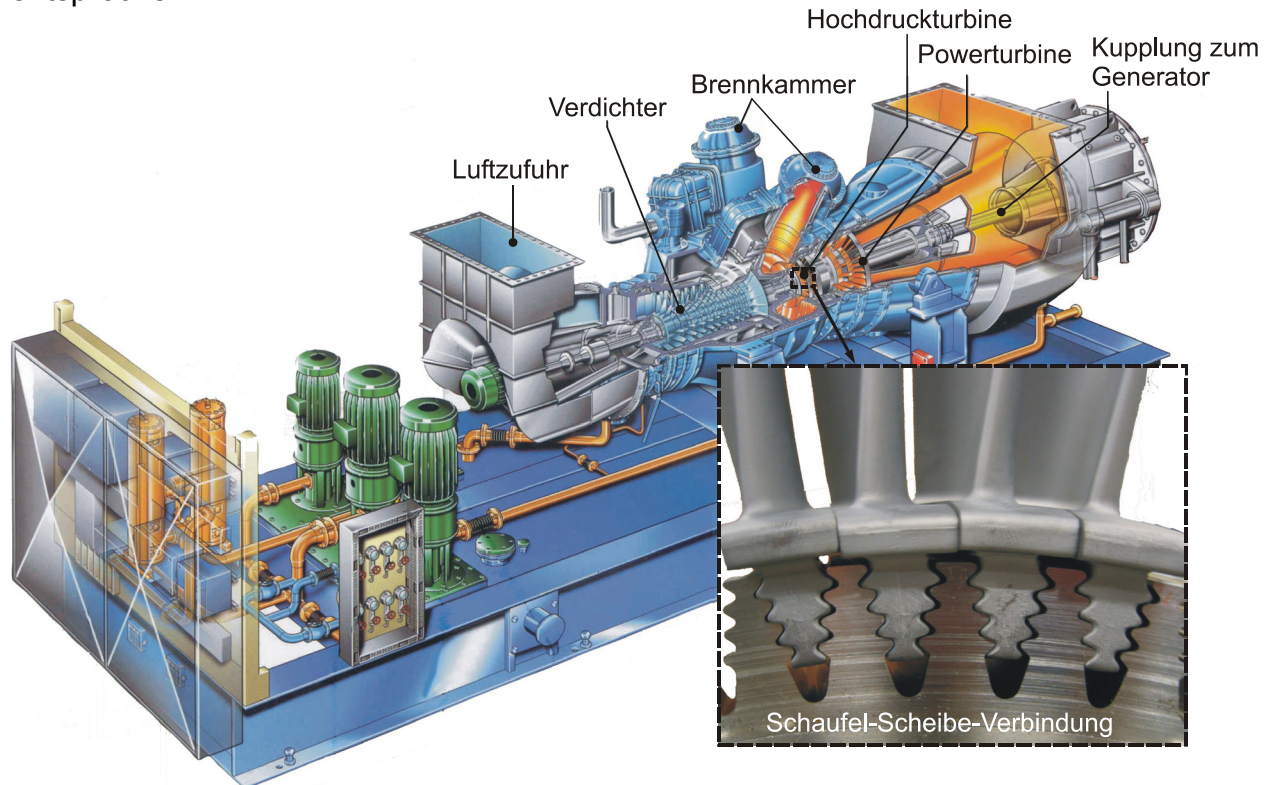


Bild 5.1: Aufbau einer Gasturbine mit Detaildarstellung der Schaufel-Scheibe-Verbindung mit jeweils einer tannenbaumförmigen Nut pro Schaufel
Bildnachweis: MAN Turbomaschinen AG GHH Borsig, modifiziert

5.1 Entwicklung des Gasturbinen-Modellkörpers

Bei der Entwicklung geeigneter Gasturbinen-Modellkörper zur Verifikation des Berechnungskonzeptes galt es drei wesentliche Randbedingungen einzuhalten:

1. Es sollte eine Stufe, bestehend aus einer Scheibe und den entsprechenden Schaufeln, einer Industriegasturbine aus der laufenden Produktion verwendet werden,
2. die gegenseitige Beeinflussung zweier benachbarter Schaufeln sollte berücksichtigt werden,
3. im Gegensatz zu den Arbeiten in /14/ sollte das Versagen, entsprechend der Realität, in den Schaufelfüßen auftreten.

Aus diesem Grund bildeten Finite Elemente Berechnungen einer realen Gasturbine unter Betriebslast sowie an unterschiedlichen Modellkörpervarianten die Grundlage für die Entwicklung der für die Versuche verwendeten Gasturbinen-Modellkörper.

5.1.1 Berechnung der Gasturbine

Netzerstellung

Der erste Schritt bei der Entwicklung des Gasturbinen-Modellkörpers stellt die Berechnung der Gasturbine dar. Dazu wird ein Segment der betrachteten Stufe einer Industriegasturbine mit ebenem Dehnungszustand (EDZ) modelliert, siehe Anhang 13. Durch entsprechende Randbedingungen (Verschiebungsbehinderung in Umfangsrichtung) wird die Wirkung benachbarter Segmente berücksichtigt. Die Berechnung der Fliehkraftspannungen im Inneren der Turbine wird durch das Aufbringen der aus der Drehzahl ermittelten Winkelgeschwindigkeit, in Kombination mit der Werkstoffdichte, direkt in der FE-Berechnung berücksichtigt. Die Fliehkraft aus der Schaufel F_S wird, nach Herstellerangaben, als Einzellast am oberen Rand des Schaufelfußes aufgebracht.

Kontaktmodellierung von Schaufelanbindungen

Die im Folgenden beschriebene Vorgehensweise zur Modellierung des Kontaktes zwischen Schaufel und Scheibe bzw. Schaufel und Welle wurde in allen in dieser Arbeit erstellten Modellen in gleicher Weise umgesetzt.

Zur Definition des Kontaktes im verwendeten Programmpaket ABAQUS werden Randelemente ausgewählt, an denen automatisch die freien Oberflächen für die Master- und Slaveoberfläche ermittelt werden. Wichtig ist hierbei, darauf zu achten, dass getrimmte Kontaktflächen verwendet werden müssen, da numerische Instabilitäten auftreten können, wenn sich einzelne Slaveknoten hinter der Masteroberfläche festsetzen können. Weiter muss darauf geachtet werden, dass an keinem Punkt der Kontaktfläche drei Elemente aneinander stoßen, da ansonsten automatisch keine freie Oberfläche gefunden wird, vgl. Anhang 13. Aufgrund der zu erwartenden geringen Relativbewegung sowie daraus resultierenden geringen Winkeländerung der Kontaktflächen zueinander wurde auf den stabilen Kontaktalgorithmus „SMALL SLIDING“ zurückgegriffen, der darüber hinaus die geringste Rechenzeit benötigt.

Zwischen den Kontaktflächen von Schaufel und Scheibe wurde Reibung berücksichtigt. Dabei wurde zunächst, entsprechend der Ergebnisse in /14/ ein Reibungskoeffizient von $\mu = 0,27$ eingesetzt. Dieser Wert wurde im Verlauf dieser Arbeit durch Vergleich von Berechnung und Versuchsergebnissen der Modellkörper für die vorliegende Werk-

stoffpaarung zu $\mu = 0,20$ bestimmt, vgl. Kap. 5.3.2. Anschließend wurden auch für die Gasturbine berichtigte Berechnungen durchgeführt.

Die Auswertung der Berechnung der Gasturbinenstufe ist beispielhaft an der Verteilung der Vergleichsspannung nach von Mises in Bild 5.2 dargestellt. Zum besseren Verständnis ist dabei die Spannungsverteilung über die gesamte Tiefe von 42 mm als konstanter Wert abgebildet, der sich aus der 2D-Berechnung unter Berücksichtigung des ebenen Dehnungszustandes ergibt.

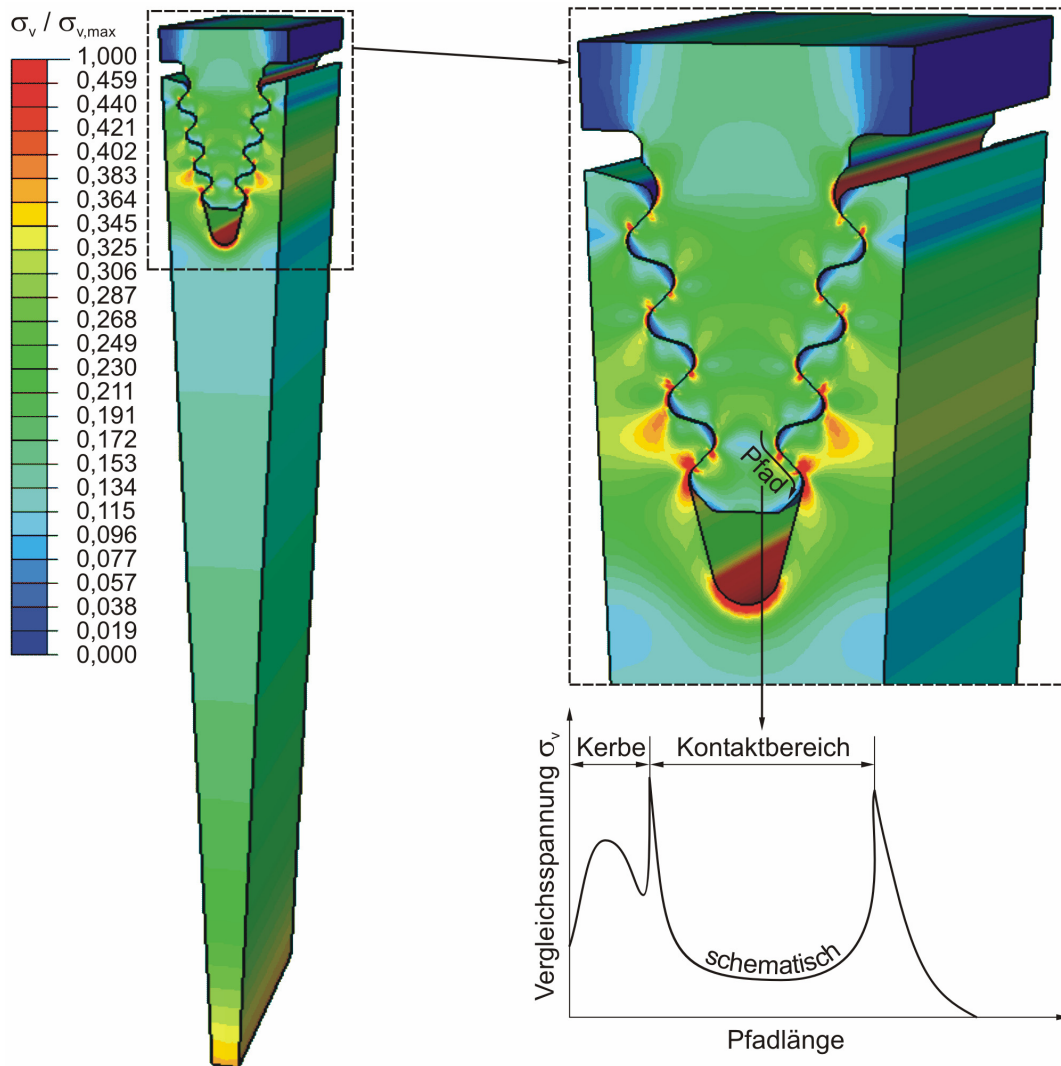


Bild 5.2: Verteilung der Vergleichsspannung in der Gasturbine und schematische Darstellung des Spannungsverlaufs entlang einer Kontaktfläche

Es ist zu erkennen, dass sich eine nahezu gleichmäßige Spannungsverteilung über alle Kerbstellen der Schaufel hinweg einstellt. Allerdings kann ein Maximum der Kerb- sowie Kontaktbeanspruchung im Bereich des in Bild 5.2 schematisch erläuterten Pfadverlaufs festgestellt werden. Die maximale Beanspruchung der Scheibe kann in der untersten Kerbe lokalisiert werden, was in der Aufbiegung durch die Fliehkraft begründet ist.

5.1.2 Modellerstellung für den Gasturbinen-Modellkörper

Ziel der Erstellung des Gasturbinen-Modellkörpers in dieser Arbeit ist es, die höchstbeanspruchten Stellen entsprechend den Verhältnissen in der realen Turbine abzubilden. Wichtig ist in diesem Zusammenhang, den Einfluss von Nachbarschaufeln richtig darzustellen, um eine möglichst gleiche Beanspruchungssituation wie in der Gasturbine einstellen zu können. Daher wurden mehrere Vorschläge für Modellkörper als FE-Modell umgesetzt und zielgerichtet optimiert. Die letztendlich als Gasturbinen-Modellkörper verwendete Version wird im Folgenden näher beschrieben.

Zur Erstellung der Gasturbinen-Modellkörper sollte als Grundlage eine Scheibe aus einer Industriegasturbine mit einer 4-stufigen tannenbaumförmigen Schaufel-Scheibe-Verbindung verwendet werden. Diese Scheibe wurde in mehrere Kreissegmente unterteilt, die als Scheibenmodellkörper eingesetzt wurden, siehe [Anhang 14](#). Zur Erreichung einer konstanten Dicke, die nötig ist, den Einbau mittels eines Bolzens und einer Gabel in der Prüfmaschine zu ermöglichen, wurden die Scheibenstücke anschließend plan erodiert.

Für die Schaufelmodellkörper wurden die entsprechenden Schaufeln aus der Industriegasturbine verwendet, welche beim Hersteller der verwendeten Gasturbinenstufe im gesamten Verbindungsbereich zur Scheibe mit einer Thermoschutzschicht beschichtet sind. Die Schaufelfüße wurden mechanisch von den Schaufelblättern getrennt, so dass die Schaufelfüße weiterverwendet werden können. Dies ist notwendig, da die Schaufelblätter eine zu geringe Dicke aufweisen, um eine geeignete Krafteinleitung realisieren zu können. Daher wurde an der Oberseite von zwei Schaufelfüßen eine ebene Fläche geschliffen und durch Elektronenstrahlschweißen ein Quader aus IN706 zur Einleitung der Schaufelkraft angeschweißt. Über Bohrungen mit jeweils einem Durchmesser von 25 mm wird die Kraft in die Schaufeln eingeleitet bzw. der Scheibenmodellkörper in der Maschine fixiert, siehe [Bild 5.3](#).

Eine Schwierigkeit bei der Fertigung der Gasturbinenmodellkörper stellt die Verbindung zwischen den Schaufelfüßen aus der grobkörnigen Feingusslegierung IN792 und der Schmiedelegierung IN706 mittels Elektronenstrahlschweißens dar. Dieses Fügeverfahren wurde gewählt, da dabei ohne Zusatzwerkstoff die Schaufelfüße durchgehend flächig mit dem Teil zur Krafteinleitung verschweißt werden können. Dabei traten zunächst Risse auf, die durch ein Vorwärmen der zu verschweißenden Teile bei 300 °C und durch Einstellung von geeigneten Schweißparametern verhindert werden konnten. Dazu wurden Probeschweißungen mit unterschiedlichen Schweißparametern durchgeführt, bei denen einzelne Schaufelfüße mit dem Material IN706 verschweißt wurden.

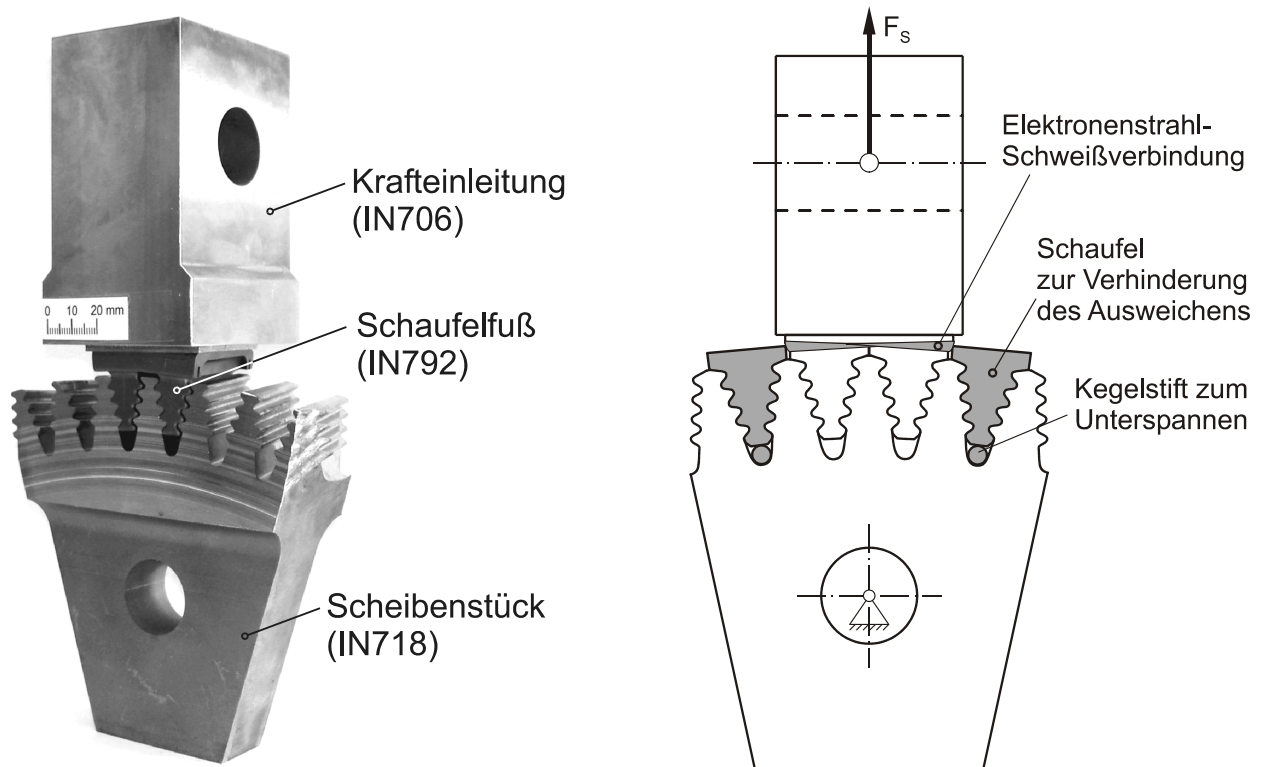


Bild 5.3: Modellkörper für Gasturbine mit vierstufiger Schaufel-Scheibe-Verbindung

Aus **Bild 5.4** geht hervor, dass die Schweißung mit den optimierten Schweißparametern zu einer fehlerfreien Schweißnaht führt, bei der keine Risse mehr gefunden wurden.

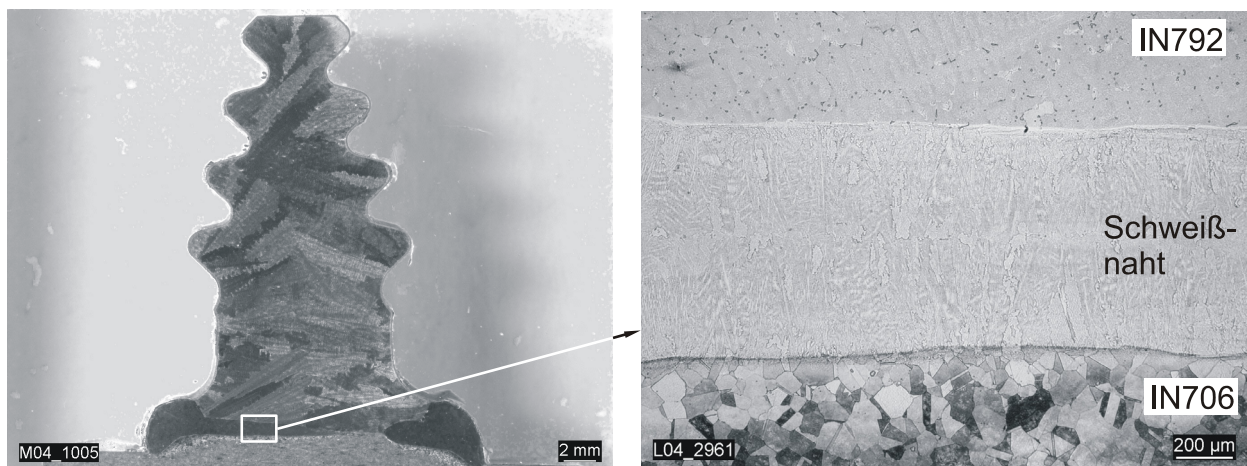
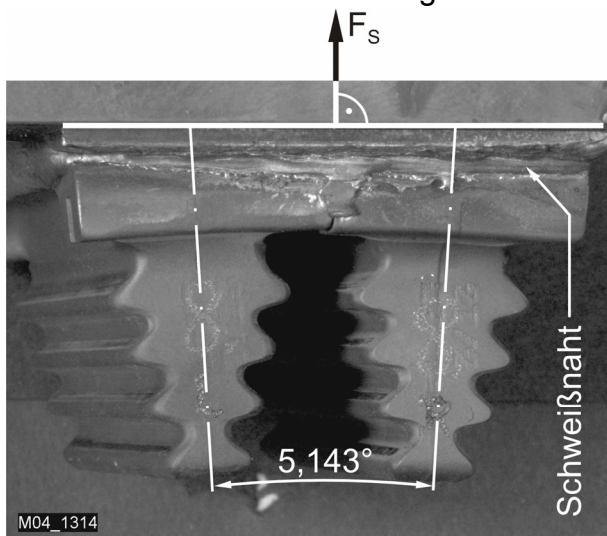


Bild 5.4: Querschliff durch die Schweißnaht der Elektronenstrahl-Probeschweißung zwischen Schaufelfuß aus IN792 und Krafteinleitung aus IN706

Netzgenerierung

Das Finite-Elemente Modell der endgültigen Version des Modellkörpers, das neben den Vergleichsrechnungen zur Gasturbine ebenfalls zu weiteren numerischen Untersuchungen bei zyklischer Beanspruchung herangezogen wurde, ist in **Bild 5.5** zusam-

men mit den durch Elektronenstrahlschweißen gefügten und durch die Schaufelkraft F_S belasteten Schaufelfüßen dargestellt.



Gemeinsame Kraftangriffsrichtung F_S
durch Planschleifen und Schweißen

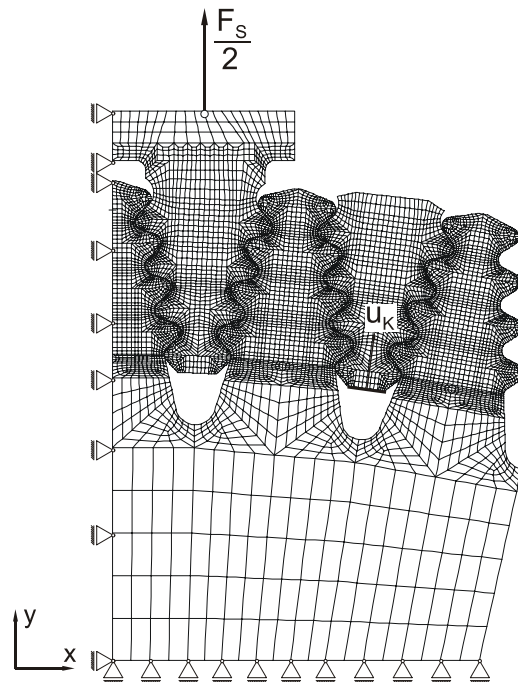


Bild 5.5: Finite Elemente Modell des vierstufigen Modellkörpers und Erläuterung der Realisierung einer gemeinsamen Kraftangriffsrichtung beider belasteter Schaufeln

Aufgrund der Symmetrie von Geometrie und Randbedingungen wird nur eine Hälfte des Modellkörpers modelliert. Die Einspannung der Scheibe wird als behinderte Verschiebung in y-Richtung in ausreichendem Abstand zu den Tannenbaum-Nuten aufgebracht, um einen etwaigen Einfluss der Einspannbedingung auf den Spannungs- und Verformungszustand zu vermeiden. Der obere Rand der linken Schaufel ist entsprechend der Herstellung mit einer Fläche modelliert, die senkrecht zur Zugrichtung der Schaufelkraft F_S eben ist. Zur Verhinderung des Ausweichens des rechten Scheibenbaumes bei Belastung der Schaufel mit der Schaufelkraft wird ein weiterer Schaufelfuß eingesetzt, der im Versuch durch einen Kegelstift statisch unterspannt wird. Dieser ist in den Hohlraum zwischen Scheibe und Schaufel eingebracht. Diese Vorspannung wird in der Rechnung durch eine definierte Verschiebung u_K des unteren Randes dieses zusätzlich eingebrachten Schaufelfußes realisiert.

Die elastisch-plastische Berechnung des Gasturbinen-Modellkörpers mit einer Schaufelkraft von $F_S = 97 \text{ kN}$ zeigt, dass die verwendete Version des Modellkörpers die Beanspruchung der Turbine gut wiedergibt. Beim Vergleich der Verteilung der 1. Hauptspannung in der Turbine (Bild 5.2) und im Modellkörper (Bild 5.6) ist zu erkennen, dass die höchstbeanspruchten Bereiche, wie gefordert, in den Schaufelkerben in derselben Höhe wie in der Gasturbine auftreten.

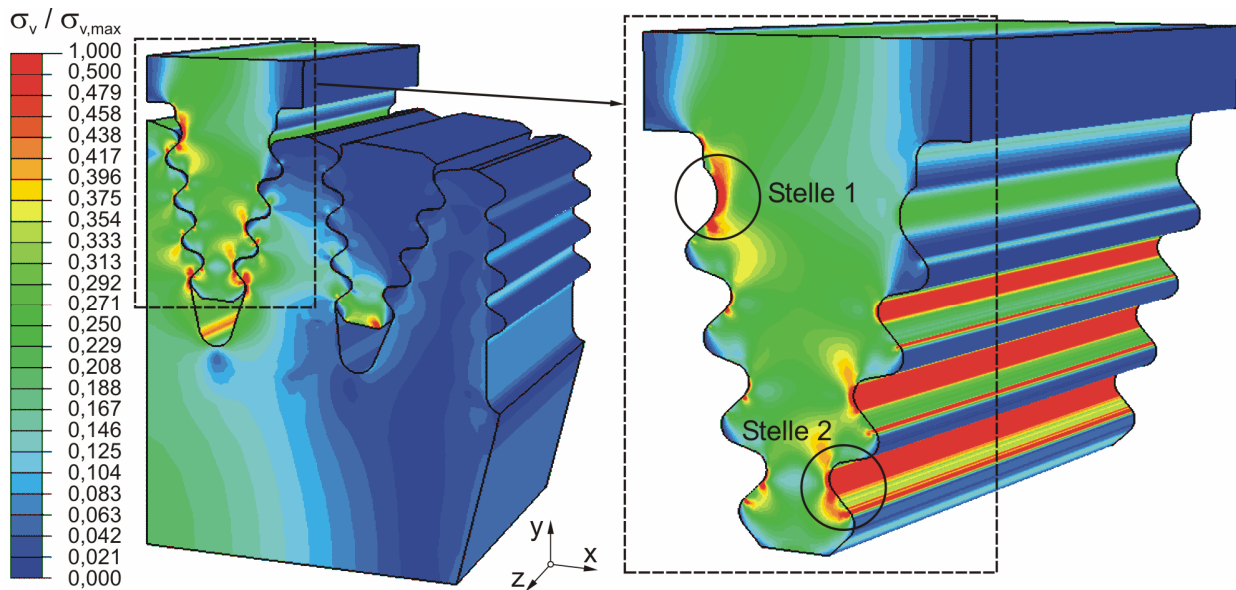


Bild 5.6: Verteilung der Vergleichsspannung im 4-stufigen Modellkörper

Im Unterschied zur Gasturbine, bei der die Fliehkraft in radialer Richtung der Schaufel angreift, kommt es aufgrund der Applikation der Kraft F_S in y-Richtung in die beiden belasteten Schaufeln (im FE-Modell aufgrund der Symmetrie nur eine Schaufel belastet), zu einem geringen Biegeeinfluss. Dies ist durch den Winkel zwischen den beiden belasteten Schaufeln von $5,143^\circ$ begründet. Daher tritt auf der linken oberen Seite der belasteten Schaufel (Stelle 1) sowie an der rechten unteren Schaufelkerbe (Stelle 2) eine erhöhte Spannung auf. Durch den Vergleich mit den Schliiffbildern, z. B. Bild 5.4, ist zu erkennen, dass die gegossenen Schaufeln häufig eine deutliche mildere Kerbe an Stelle 1 besitzen, wodurch die Stelle 2 als höchstbeanspruchter Bereich identifiziert werden kann. Da der durch die Kraffteinleitung bedingte Biegeeinfluss während der LCF-Versuche mittels FE-Berechnung richtig wiedergegeben wird, ist die Verifikation des Berechnungskonzeptes durch die Nachrechnung der Versuche gesichert. Der Scheibenmodellkörper ist aufgrund der symmetrischen Beanspruchung am mittleren Scheibenbaum, welcher zwischen den beiden belasteten Schaufeln liegt, maximal beansprucht. Diese Beanspruchung entspricht in ihrem Verlauf in den wesentlichen Punkten dem Verlauf in der realen Turbinenscheibe.

Zur detaillierteren Untersuchung ist in [Bild 5.7](#) der Vergleich der Spannung in y-Richtung zwischen Gasturbine und Gasturbinen-Modellkörper entlang des ebenfalls abgebildeten Schaufelpfades aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Kontaktspannungen sowie die Kerbspannungen gut wiedergegeben werden. Jedoch ist, bedingt durch die Belastung beider Modellkörperschaufeln in derselben Richtung, im Modellkörper eine asymmetrische Beanspruchung zu erkennen. Allerdings entspricht die mittlere Beanspruchung den Verhältnissen in der realen Turbine.

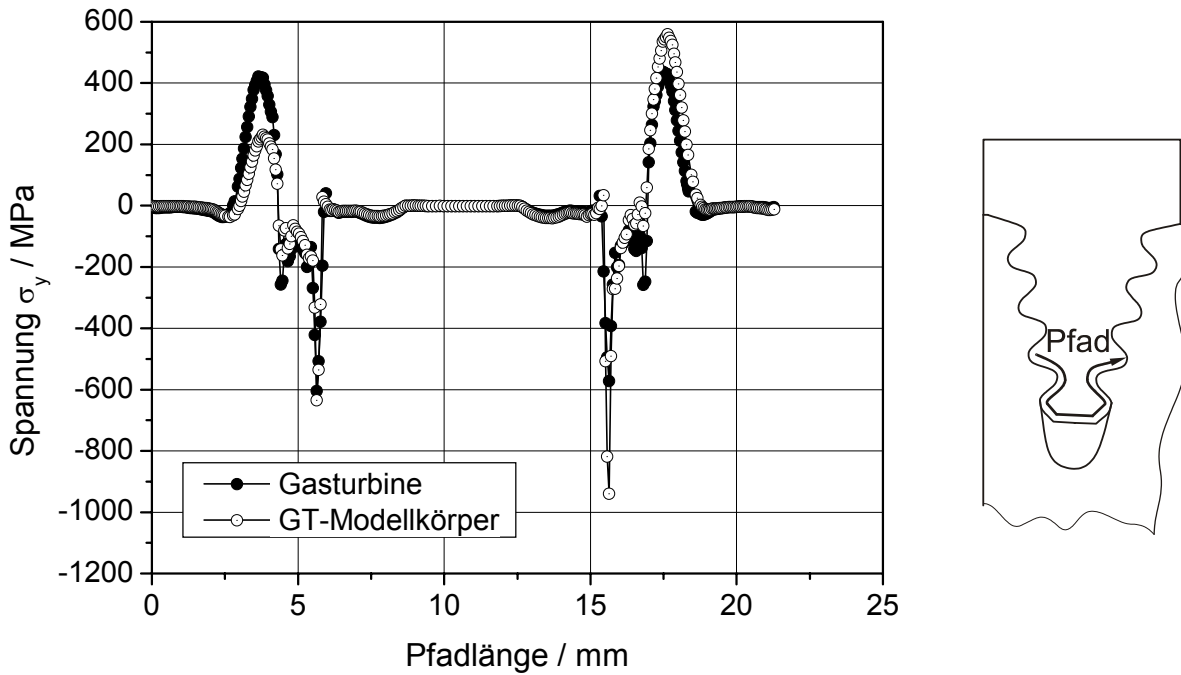


Bild 5.7: Vergleich des Verlaufs der Spannung in y-Richtung über dem Schaufelpfad

5.1.3 Versuchseinrichtung für Gasturbinen-Modellkörper

Zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens werden LCF-Versuche mit und ohne Haltezeit an den Gasturbinen-Modellkörpern durchgeführt. Dazu werden die Modellkörper über zwei Gabeln mit jeweils einem Bolzen beweglich eingebaut, siehe [Bild 5.8](#).

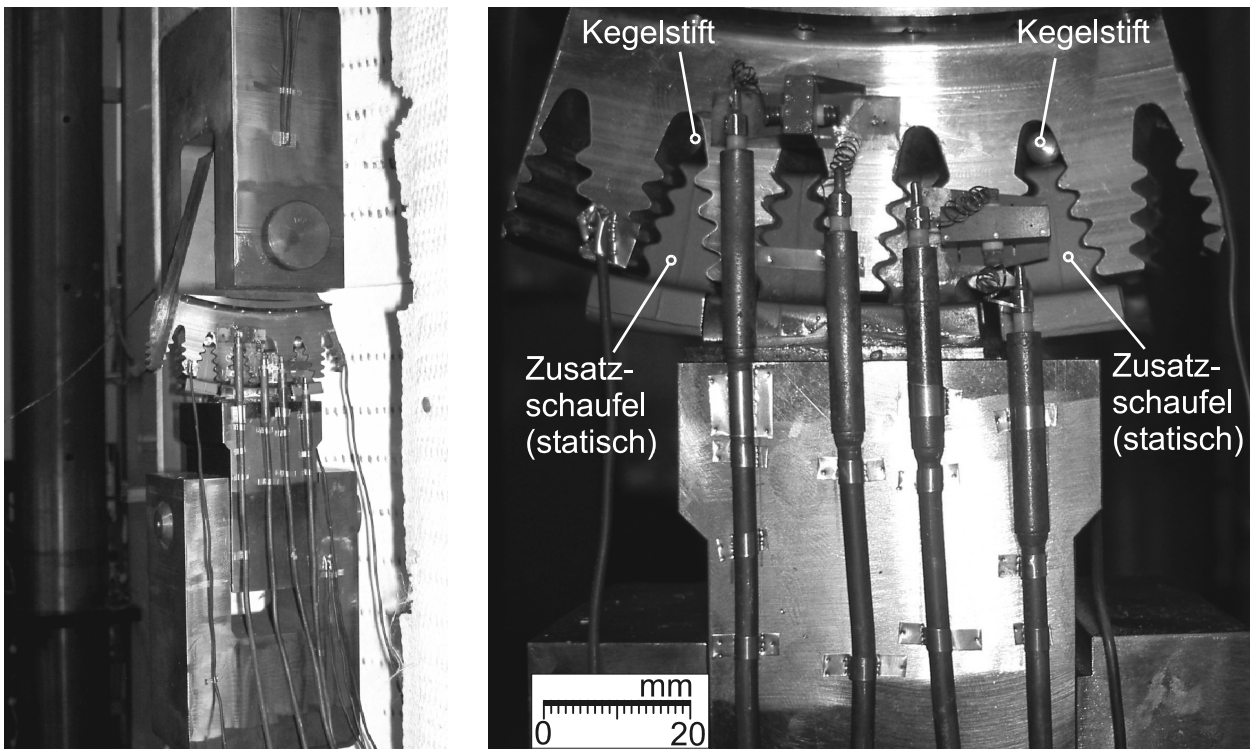


Bild 5.8: In Versuchsstand eingebauter GT-Modellkörper mit HT-Wegaufnehmern

Durch die Anordnung der beiden Bolzen unter 90° relativ zueinander (ähnlich einem Kardangelenke) wird eine Selbstausrichtung des Modellkörpers erreicht. Die Verformung der Scheibe sowie die Verlängerung der mit einer Axialkraft belasteten Schaufelfüße wird unter Verwendung von HT-DMS gemessen. Diese sind entsprechend Bild 5.8 appliziert und die Änderung ihrer Kapazität wird während des Versuchs online aufgezeichnet. Dies ermöglicht sowohl die Bestimmung der Relativbewegung zwischen Schaufeln und Scheibe als auch eine Anrissdetektion bei geschlossenem Ofen. Alle Versuche (LCF-Versuche mit und ohne Haltezeit sowie ein Vergleich von LCF-Versuchen von beschichteten und unbeschichteten Schaufelfüßen) werden bei der für die Verbindungsstelle typischen Temperatur von 550 °C durchgeführt.

5.2 Versuche an Gasturbinen-Modellkörpern

Zur Verifikation des Berechnungskonzeptes unter betriebsnaher Beanspruchung während der An- und Abfahrvorgänge werden LCF-Versuche durchgeführt. Darüber hinaus werden Schaufelmodellkörper ohne thermische Schutzschicht bei LCF-Belastung getestet, um den Einfluss dieser Chrom-Aluminisierung auf das Versagensverhalten zu beschreiben.

Am Beispiel des Gasturbinen-Modellkörpers GT-2 ist in [Bild 5.9](#) die Anrissdetektion mittels HT-DMS dargestellt. Dabei ist ab etwa 5100 Lastwechseln eine Abnahme der maximalen Schaufeldehnung zu erkennen. Das rührt daher, dass der Anriss in der Kerbstelle mit dem geringsten Querschnitt außerhalb der Messlänge des HT-DMS lag. Nach dem Anriss kommt es zu einer Entlastung und einer daraus resultierenden geringeren Dehnung des restlichen Schaufelbereichs.

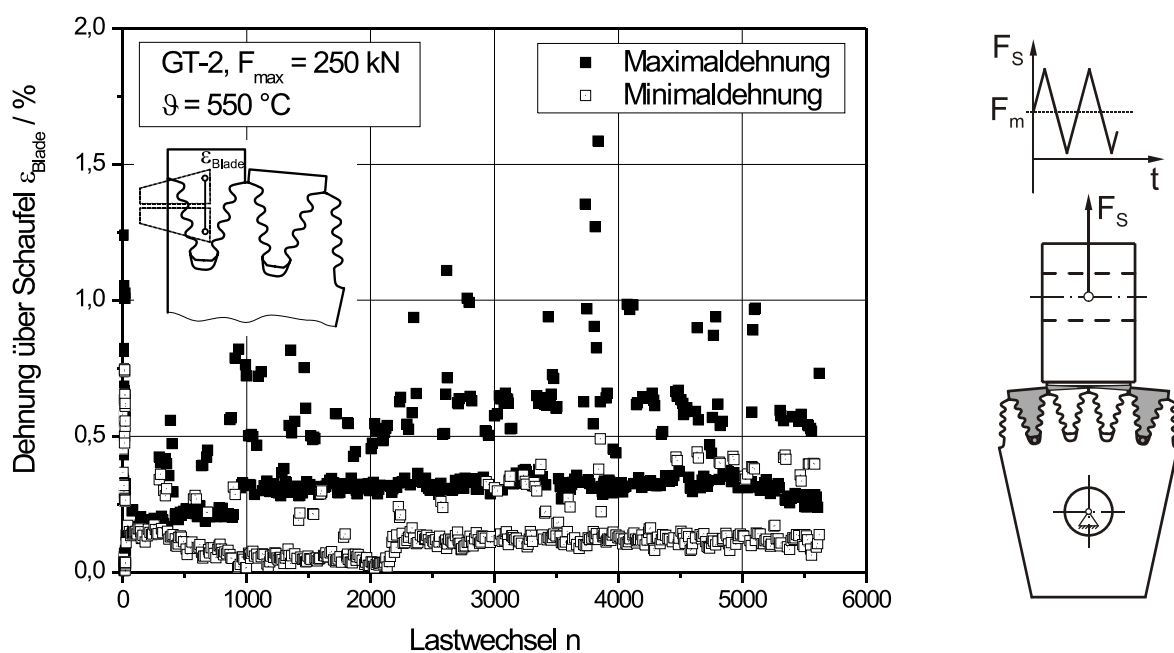


Bild 5.9: Entwicklung der Schaufeldehnung während des Versuchs an GT-2

Die bei den untersuchten Gasturbinenmodellkörpern erzielten Versuchsergebnisse sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Probe	beschichtet	$F_{S,max}$ / kN	$F_{S,min}$ / kN	t_{HZ} / min	N_A	N_{AG}
GT-1	ja	100,0	10,0	0	-	89700
GT-1	ja	150,0	15,0	0	43730	43800
GT-2	ja	250,0	25,0	0	5310	5700
GT-5	nein	150,0	15,0	0	-	15939 ^{*)}
GT-6	nein	250,0	25,0	0	5475	5520

^{*)} Versagen der Schweißnaht vor Anriss des Modellkörpers

Tabelle 5.1: LCF-Versuche an Gasturbinenmodellkörpern ohne Haltezeit

Für die Versuche mit beschichteten Schaufelfüßen ergibt sich eine Abhängigkeit der Anrisslastwechselzahl von der eingeleiteten maximalen Schaufelkraft (Oberlast von beiden belasteten Schaufeln addiert), wie sie in Bild 5.10 dargestellt ist.

Bei dem Modellkörper GT-1 wurde zunächst für 89700 LW mit einer maximalen Schaufellast von $F_{S,max} = 100$ kN geprüft. Dabei konnte keine Änderung im Dehnungsverhalten erzielt werden. Da für reine Ermüdungsversuche an den beschichteten Schaufelvarianten lediglich zwei Modellkörper zur Verfügung standen, wurde nach 89700 Lastwechseln die Last auf 150 kN erhöht und der Modellkörper bis zum Anriss weiter belastet.

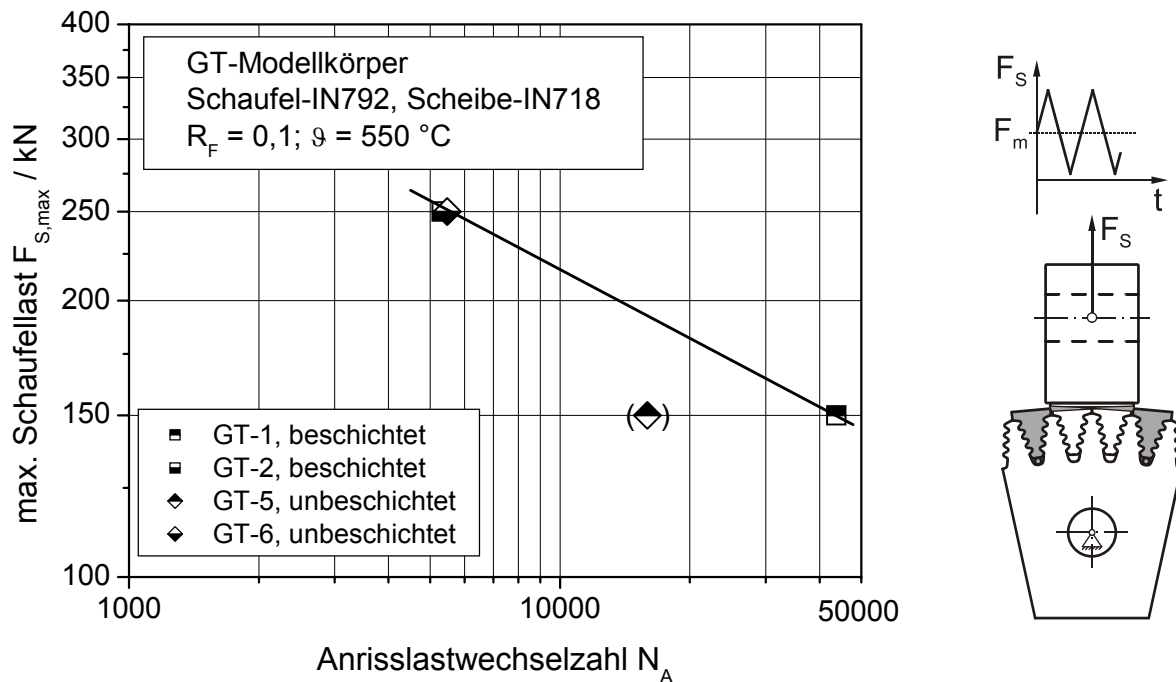


Bild 5.10: Anrissverhalten für reine LCF-Beanspruchung an Gasturbinenmodellkörpern

Die Modellkörper GT-2 (beschichtet) und GT-6 (unbeschichtet) wurden bei einer maximalen Schaufellast von $F_{S,max} = 250 \text{ kN}$ geprüft. Dabei ist zu erkennen, dass die Beschichtung auf das Anrissverhalten keinen wesentlichen Einfluss hat.

Die Versagenshistorie kann anhand der Aufnahmen nach dem Ausbau des Modellkörpers in Bild 5.11 nachvollzogen werden.

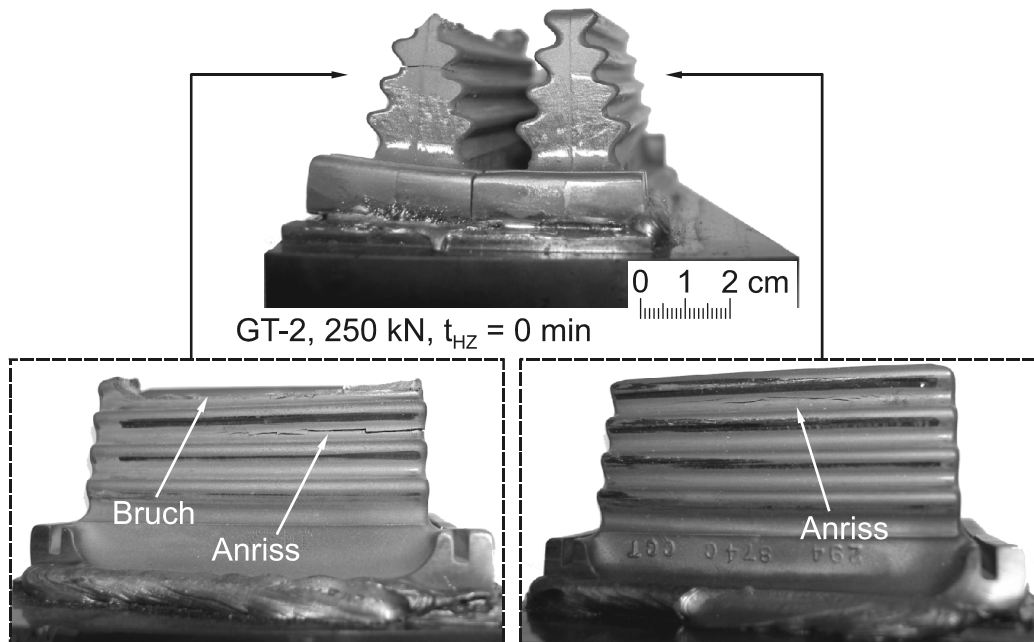


Bild 5.11: Versagen des Schaufelmodellkörpers aus IN792 des Gasturbinenmodellkörpers GT-2

Es ist zu erkennen, dass jeweils ein Anriss vom Kerbgrund mit dem geringsten Querschnitt ausging. Durch den ersten Anriss des linken Schaufelfußes, der nach weiterer zyklischer Belastung des Modellkörpers bis zum Bruch führte, kam es zu einer höheren Belastung des darüber liegenden Kerbgrundes, so dass nach dem Versuch auch hier ein Anriss festzustellen war.

Die im Anschluss an den Versuch durchgeführte metallographische Untersuchung ergab einen Anriss, ausgehend vom Kerbbereich des schwächsten Querschnitts der linken Schaufel, siehe Bild 5.12. In der unten gezeigten Detaildarstellung ist das für eine Schwingbeanspruchung typische transkristalline Risswachstum zu erkennen. Der Riss entwickelt sich von der Innenseite (von den beiden mit der Prüfkraft beaufschlagten Schaufeln eingeschlossener Scheibenbaum) zur Außenseite des Gasturbinenschaufelfußes. Dabei beginnt der Riss im Kerbgrund des schwächsten Querschnitts, durchläuft den Schaufelfuß und endet am Ende des Kontaktbereichs der Gegenseite. Am Ende des Kontaktbereichs treten jeweils die höchsten Kontaktspannungen auf, so dass sich hier eine Spannungsspitze ausbildet.

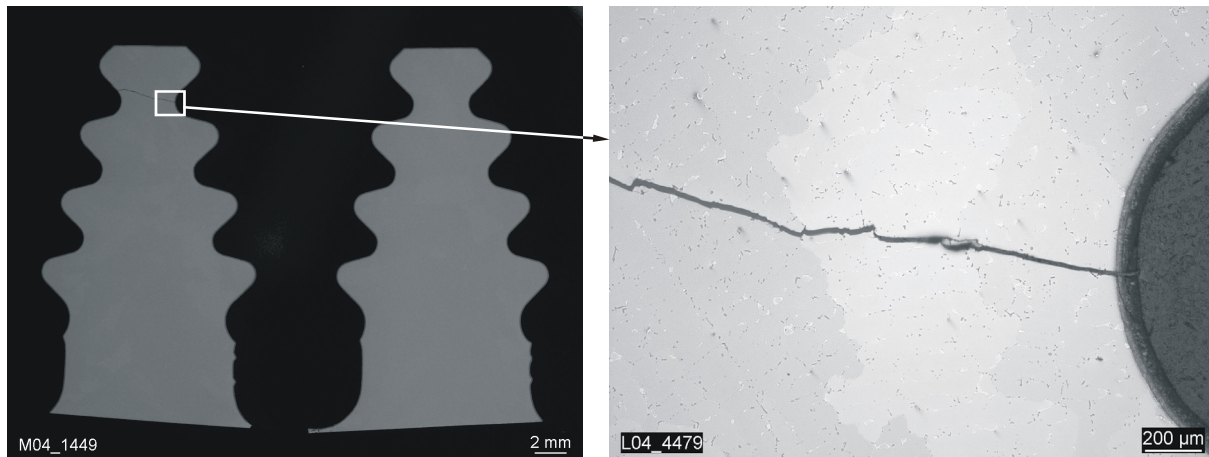


Bild 5.12: Anrissbildung durch LCF-Belastung im linken Schaufelfuß des Gasturbinenmodellkörpers GT-1

Die Untersuchung der rechten Schaufel ergab ein Anrissbild, das diese Beobachtung stützt, siehe [Bild 5.13](#). Die schematisch dargestellten Spannungsverläufe in der Kontaktfläche und im Kerbquerschnitt werden durch die numerischen Berechnungen bestätigt. Durch Vergleich der Orte maximaler Spannung mit den metallographischen Untersuchungen ist zu erkennen, dass jeweils ein Anriss entstanden ist sowohl im Kerbgrund als auch am Ende der Kontaktfläche. Die darüber hinaus in den Vergrößerungen zu erkennende Oberflächenbeschichtung zeigt eine Ablösung, die besonders im Bereich der Übergänge von Flächenpressung aus Kontakt zur Zugspannung aufgrund von Kerbwirkung zu erkennen ist (siehe Bild 5.13 Vergrößerung (1)). Bei allen untersuchten Modellkörpern trat diese Art von Anriss nur an einer Kontaktstelle eines einzigen Modellkörpers (GT-1) auf, wobei davon auszugehen ist, dass es sich um eine lokale Fretting-Fatigue Beanspruchung handelt. Dafür müssen jedoch verschiedene Voraussetzungen erfüllt sein, wie u. a. eine ausreichend hohe Spannungsspitze am Kontaktrand und eine Relativverschiebung im Bereich von ca. 10 – 20 µm. Die im Rahmen dieser Arbeit anhand der FE-Berechnungen bestätigbaren Parameter werden bei der Beschreibung der Berechnungsergebnisse näher diskutiert.

Im Rahmen dieser Arbeit wird diese einzelne Anrissstelle im Kontaktbereich nicht weiter betrachtet, da ein Konzept für die LCF-beanspruchten Kerbbereiche überprüft und weiterentwickelt wird. Dies ist insofern gewährleistet, da in allen untersuchten Modellkörpern das Versagen durch Schwingungsanriss im Kerbgrund der höchstbeanspruchten Schaufelkerbe erfolgt.

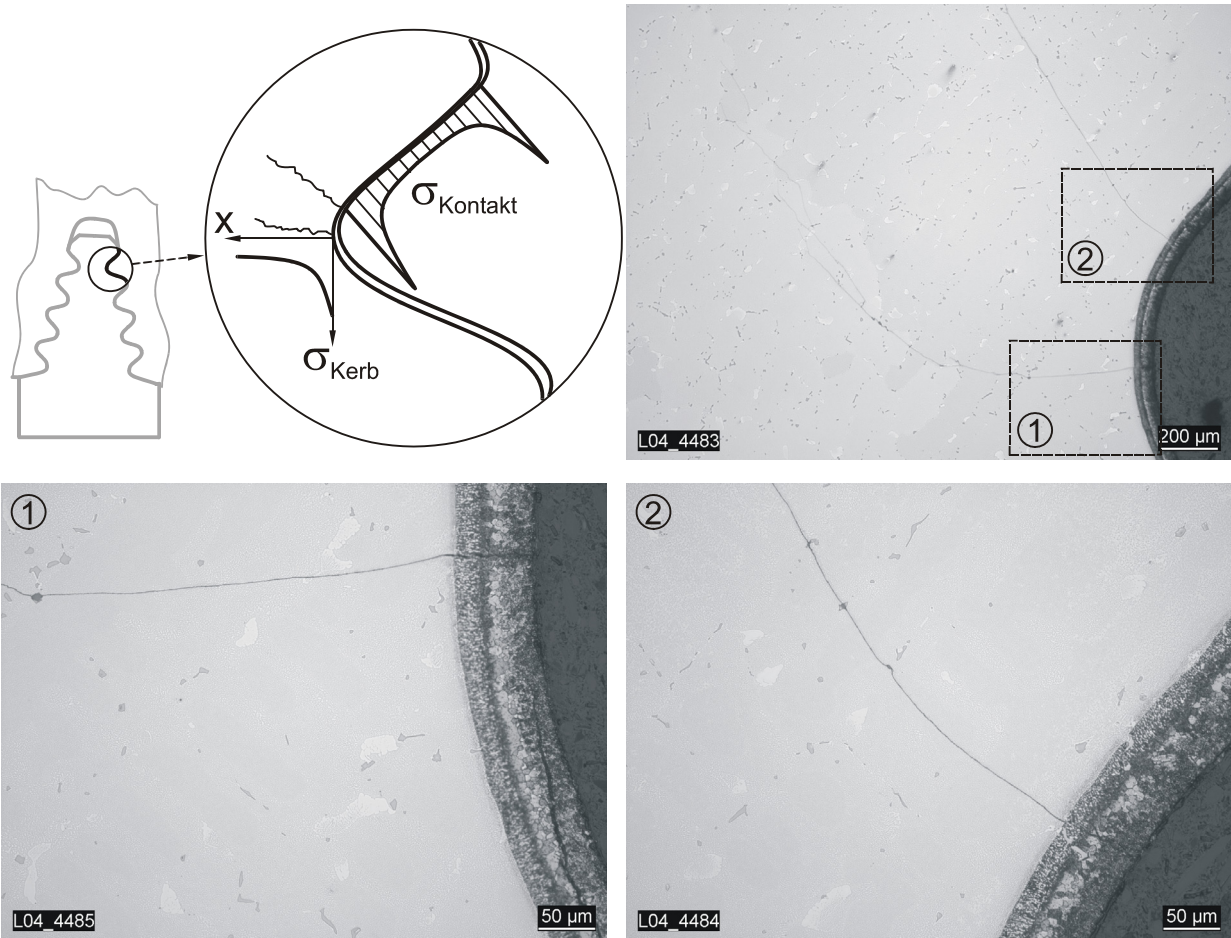


Bild 5.13: Entstehung von Anrissen im GT-Schaufelfuß (rechte Schaufel GT-1)

5.3 Zyklische Berechnungen der Gasturbinen-Modellkörper

Das im Rahmen dieses Vorhabens verifizierte und weiterentwickelte Berechnungskonzept basiert auf dem lokalen oder Kerbgrundbeanspruchungs-Konzept. Daher ist es notwendig, dass unter Anwendung von viskoplastischen Stoffgesetzen eine Nachrechnung der an den Modellkörpern durchgeführten LCF-Versuche stattfindet. Die Anwendung des viskoplastischen Stoffgesetzes stellt sicher, dass Änderungen im Spannungs- und Dehnungszustand der Modellkörper berücksichtigt werden. Auf Basis der Finite Elemente Berechnungen kann eine Bestimmung der zu erwartenden Anrisslastwechselzahlen erfolgen.

5.3.1 Werkstoffmodellierung

Bei der Modellierung der Gasturbinenwerkstoffe IN718 und IN792 wird lediglich eine Dehnrates des viskoplastischen CNOW-Werkstoffmodells eingesetzt. Grund hierfür ist die geringe Kriechneigung dieser Werkstoffe bei der zu untersuchenden Temperatur von 550 °C und die Erreichung eines stabilen Zyklus nach wenigen Lastwechseln.

Darüber hinaus wurde anhand der stichprobenartigen Basischarakterisierung des hier verwendeten Scheibenwerkstoffs IN718 nachgewiesen, dass ein dem Vorhaben „Schaufel-Scheibe-Verbindung“ /14/ entsprechendes Werkstoffverhalten der Scheibenlegierung vorliegt. Daher können die Parameter des bereits erarbeiteten Werkstoffmodells für IN718 weiter verwendet und die Ergebnisse verglichen werden. Als Beispiel für die Qualität der Anpassung des Werkstoffmodells werden im Folgenden jeweils beispielhaft Vergleiche von Berechnung und Experiment vorgestellt. Alle weiteren Experimente wurden in gleicher Weise für die Parameteroptimierung herangezogen.

In Bild 5.14 ist ein Vergleich von experimentell ermittelten und berechneten Hysteresen eines dehnungskontrollierten Versuchs für IN792 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die kinematische Variable der Feingusslegierung richtig wiedergegeben wird.

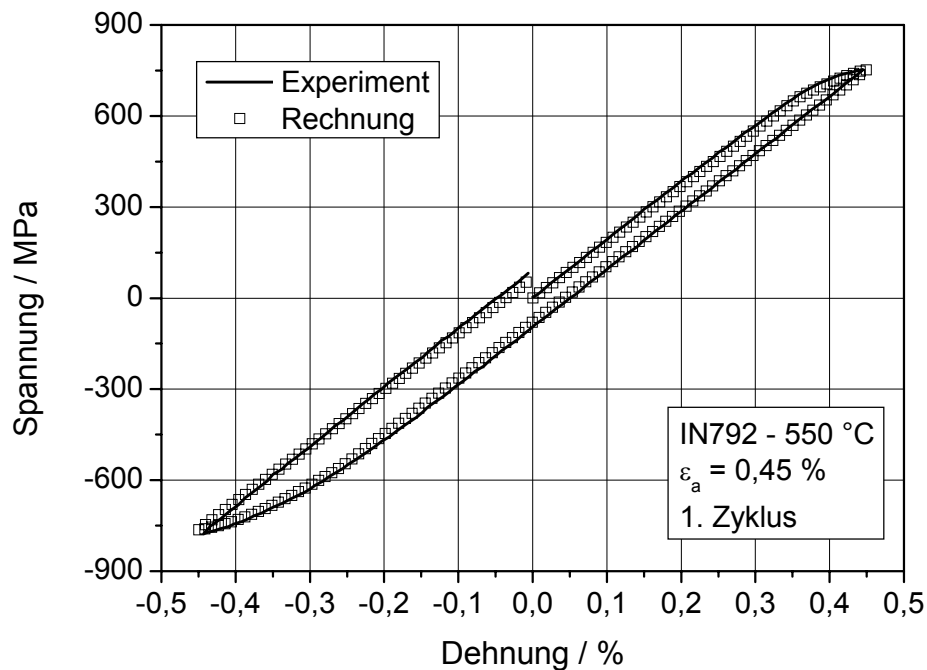


Bild 5.14: Vergleich des 1. Zyklus von Experiment und Nachrechnung eines dehnungskontrollierten LCF-Versuchs an IN792

Durch Auftragung der Extremalspannungen jeder Hysterese über der Lastwechselzahl wird das zyklisch verfestigende Verhalten des Schaufelwerkstoffs IN792 deutlich, siehe Bild 5.15. Durch den Vergleich von experimenteller Ermüdungskurve und dem berechneten Verlauf ist sichergestellt, dass die Anpassung der isotropen Variablen ausreicht, um die zyklischen Verfestigungsvorgänge treffend abbilden zu können. Darüber hinaus kann festgestellt werden, dass nach Erreichen eines stabilen Zustandes keine weitere Änderung der Ober- und Unterspannungswerte mehr erfolgt. Dieses Werkstoffverhalten kann daher mit Hilfe des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper gut bewertet werden.

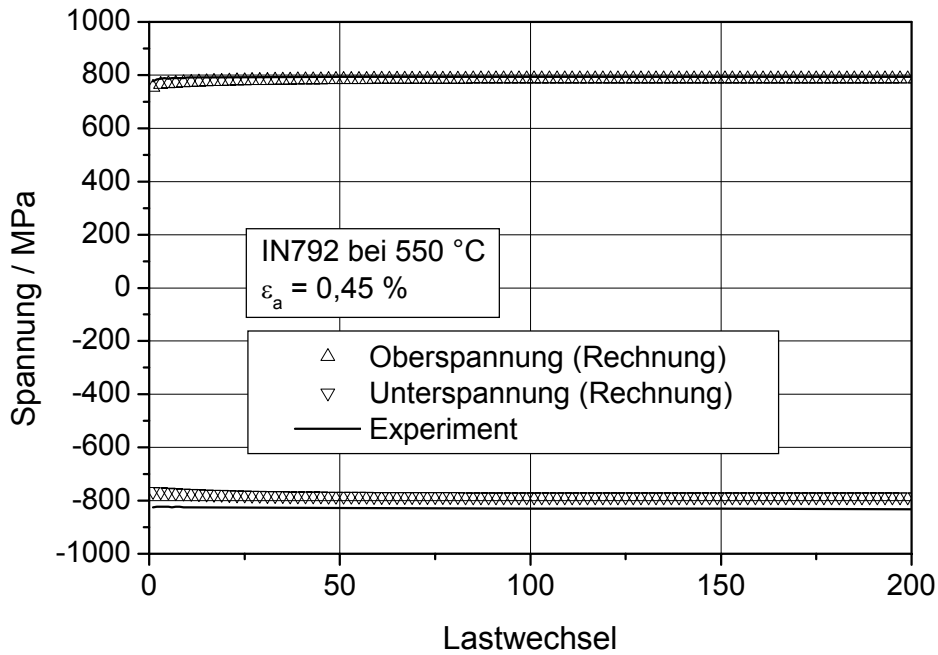


Bild 5.15: Berechneter Verfestigungsvorgang bei einem dehnungskontrollierten LCF-Versuch von IN792

Um das Verhalten des Schaufelwerkstoffs IN792 bei zyklischer Beanspruchung entsprechend einordnen zu können, ist in **Bild 5.16** ein Vergleich der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen des stabilisierten Zyklus sowie der Verlauf der Extremspannungen zwischen dem verfestigenden IN792 und dem entfestigenden IN718 dargestellt. Es ist bei gleicher Dehnungsamplitude zu erkennen, dass der zunächst weniger feste Schaufelwerkstoff IN792 durch den zyklischen Verfestigungsvorgang ein höheres Maximalspannungsniveau erreicht als der Scheibenwerkstoff IN718.

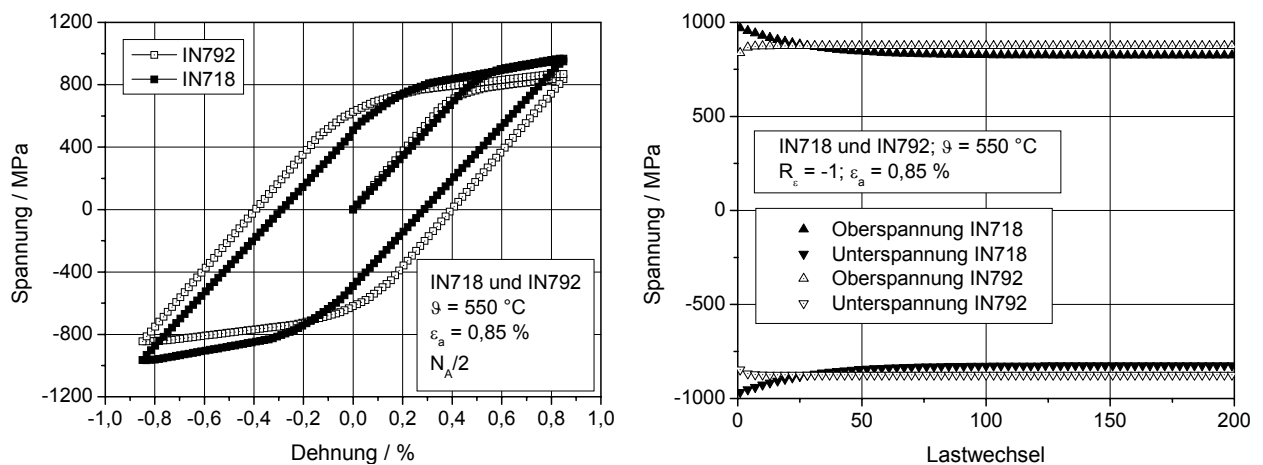


Bild 5.16: Vergleich der Berechnungsergebnisse eines LCF-Versuchs an IN718 und IN792 bei 550 °C

Entsprechend der Anpassung der minimalen Kriechdehnrate des Werkstoffs IN718 in /14/ wurde die minimale Kriechdehnrate bei 550 °C durch eine Extrapolation, mittels

des Konzeptes der Meisterkurven aus den Versuchen bei höheren Temperaturen, bestimmt. Ausgehend von diesem Ergebnis wurden die viskoplastischen Parameter des Werkstoffmodells mit Hilfe der Gleichung

$$\sigma_{\text{vis}} = \sigma - X - k = K \cdot \eta \sqrt{|\dot{\epsilon}_{\text{in}}|} \quad (4.1)$$

angepasst, siehe [Bild 5.17](#). Wie an dem relativ kleinen Anteil der Viskospannung zu erkennen ist, wird die in Kap. 4.1.2 beschriebene geringe Kriechneigung der Gasturbinenwerkstoffe bei der untersuchten Temperatur von 550 °C durch die geringen Kriechdehnraten bestätigt. Auffallend ist, dass der Schaufelwerkstoff IN792 eine noch bessere Kriechresistenz zeigt als der Scheibenwerkstoff. Dies ist auch zwingend nötig, da im Betrieb, bedingt durch das erhitzte Gas, an den Schaufelspitzen deutlich höhere Temperaturen als im Bereich der Turbinenscheibe auftreten. Abschließend sind die verwendeten Materialparameter in [Anhang 16](#) zusammengefasst.

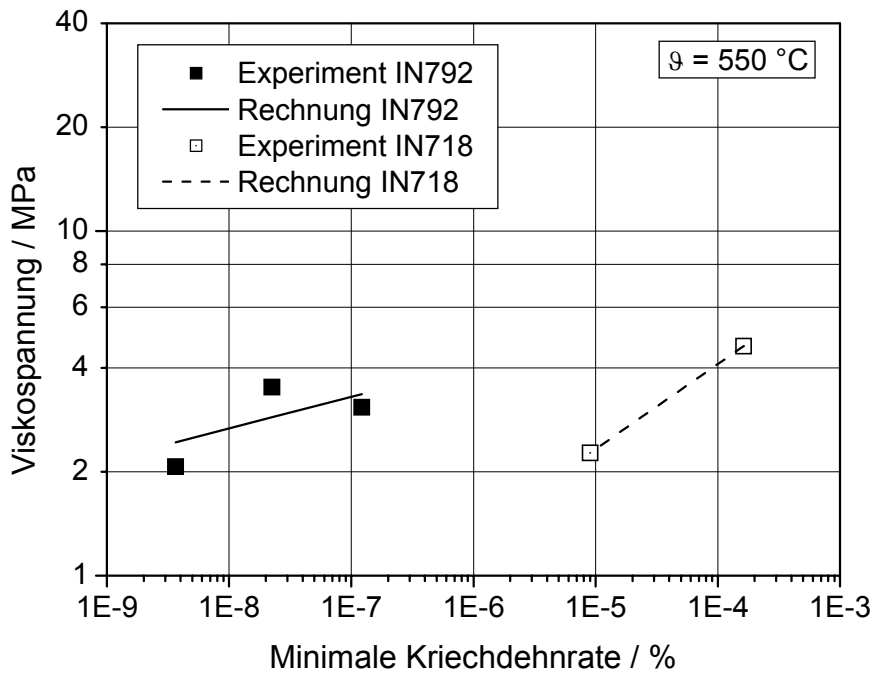


Bild 5.17: Anpassung der Parameter für die viskoplastische Variable anhand der minimalen Kriechdehnrate von IN792 bei 550 °C und Vergleich mit IN718

5.3.2 Berechnungsergebnisse der Gasturbinen-Modellkörper

Für die zyklischen Berechnungen der Gasturbinenmodellkörper wurde das in Kap. 5.1.2 bereits vorgestellte FE-Modell mit dem viskoplastischen Stoffgesetz gekoppelt. Entsprechend den Untersuchungen in /14/ kann von einer Beeinflussung des Beanspruchungszustandes durch behinderte Wärmedehnungen abgesehen werden, da bei dem in dieser Arbeit eingesetzten Modellkörper ein deutlich größerer Spalt zwischen der Schaufel und der Scheibe in der 4-stufigen Tannenbaumverbindung vorliegt als dies

bei den o. g. Untersuchungen an 3-stufigen Modellkörpern der Fall war. Wie aus dem Beispiel in [Bild 5.18](#) zu erkennen ist, wird nach einer kurzen anfänglichen Phase der Entfestigung ein stabiler Zyklus erreicht, der für weitere Auswertungen herangezogen werden kann. Diese Entfestigung ist hauptsächlich durch Spannungsumlagerungen zu erklären, da der Schaufelwerkstoff IN792 bei zyklischer Beanspruchung verfestigendes Verhalten zeigt.

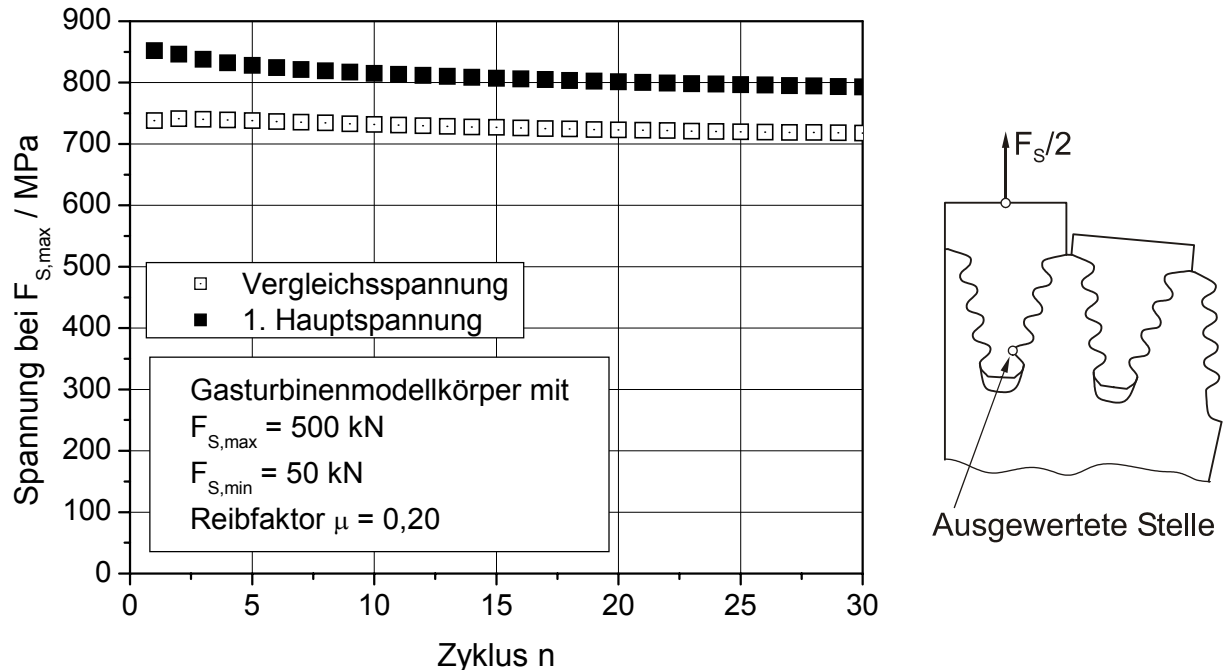


Bild 5.18: Berechneter Verlauf der von Mises-Spannung sowie der 1. Hauptspannung in der Schaufelkerbe bei maximaler Schaufellast bei zyklischer Belastung

Bei den zyklischen Berechnungen erfolgt in einem ersten Schritt eine Anpassung des Reibkoeffizienten μ . Dazu wird die auftretende Dehnung in der Scheibe von Experiment und Berechnung verglichen, siehe [Bild 5.19](#). Anhand von Variationsrechnungen wird der erforderliche Reibwert ermittelt, der zur Erreichung des gleichen Dehnungsverhaltens in Abhängigkeit der eingeleiteten Schaufellast führt. Für den Gasturbinenmodellkörper mit beschichteten Schaufeln wurde zunächst für die Schaufellast von $F_{S,max} = 100$ kN ein Reibfaktor von $\mu = 0,20$ ermittelt und danach für eine Schaufellast von $F_{S,max} = 250$ kN verifiziert, siehe [Bild 5.20](#). Dieser Wert wurde für die weiteren Berechnungen herangezogen. Der durch den Vergleich Experiment – FE-Berechnung bestimmte Reibwert liegt deutlich niedriger, als dies für ferritische Stahl-Stahl-Paarungen zu erwarten wäre, vgl. /125/-/127/. Die Tatsache, dass ferritische Werkstoffe zu Adhäsion neigen, kann als Erklärung für diesen Unterschied dienen. Setzt man Werkstoffe mit höherer Härte wie z. B. nichtrostende Stähle für Schrauben ein, dann liegen diese Reibkoeffizienten im Bereich von 0,15 – 0,35. Dies unterstützt den Wert, der für die Nickelbasis-Legierungskombination beim Gasturbinenmodellkörper verwendet wird.

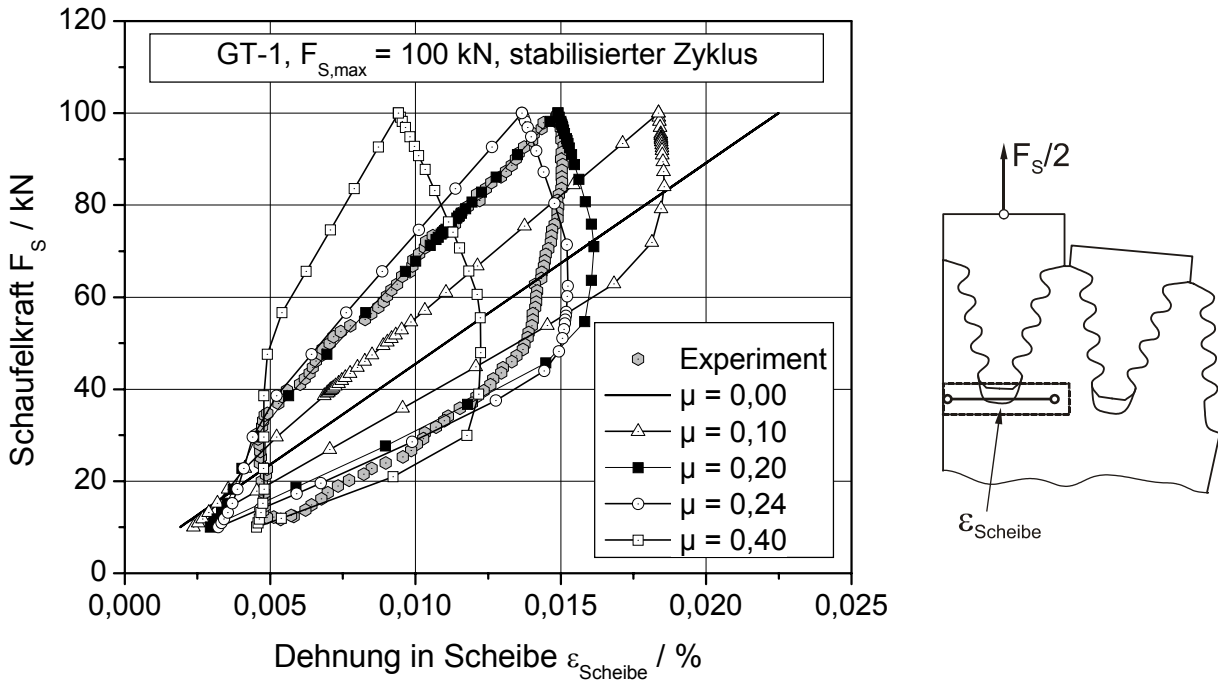


Bild 5.19: Vergleich der Kraft-Dehnungs-Hysteresen in Rechnungen mit unterschiedlichen Reibwerten mit dem experimentellen Verhalten ($F_{S,max} = 100 \text{ kN}$)

Durch eine weitere Parametervariation wurde der Reibkoeffizient für die unbeschichteten Schaufelfüße zu $\mu = 0,33$ bestimmt, vgl. [Bild 5.20](#).

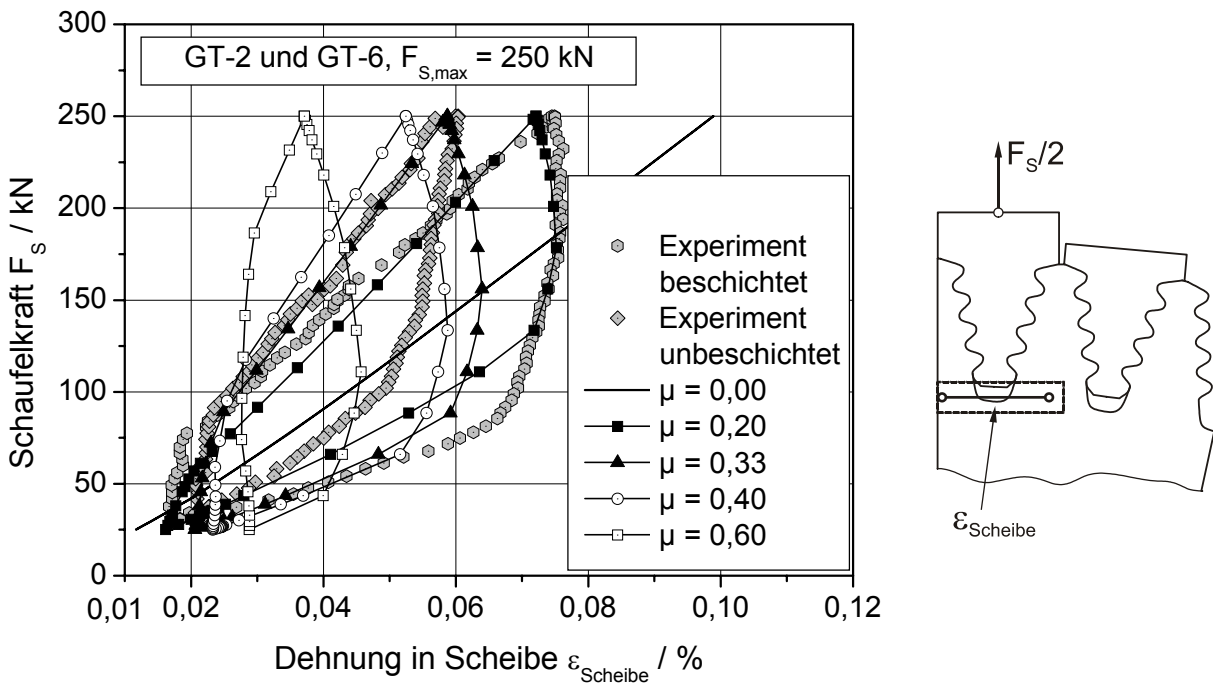


Bild 5.20: Vergleich der Kraft-Dehnungs-Hysteresen in Rechnungen mit unterschiedlichen Reibwerten mit dem experimentellen Verhalten ($F_{S,max} = 250 \text{ kN}$)

Dieses Ergebnis zeigt, dass die Beschichtung zu einer geringeren Reibung zwischen Schaufelfuß und Scheibe führt. Daher kommt es bei gleicher Schaufellast zu einem

weiteren Herausziehen der Schaufel aus der Nut und somit zu einer größeren Aufweitung der Scheibennut.

Die für die Modellkörper ermittelten maximalen Spannungen im stabilen Zustand werden zur Lebensdauervorhersage verwendet und sind in Kap. 7.1.1 tabellarisch zusammengefasst. Dabei ist zu erkennen, dass der Einfluss der Beschichtung auf die maximale Spannung und Dehnung in der Schaufelkerbe zu vernachlässigen ist. Es ist zwar eine größere Aufweitung der Scheibennut zu erwarten, ein ausgeprägter Einfluss der Beschichtung auf die Anrisslastwechselzahl kann jedoch nicht festgestellt werden.

Von Interesse ist auch der Einfluss der Reibparameter auf den Relativweg zwischen den beiden Kontaktflächen der Schaufel und Scheibe. Dazu wurde für den stabilisierten Zyklus die Relativverschiebung in der Mitte der Kontaktfläche (Relativweg zwischen Knoten 3840 und 11186) sowie am Rand der Kontaktfläche, wo die höchste Kontaktspannung auftritt (Knoten 3735 und 11238), ausgewertet und in Tabelle 5.2 zusammengestellt.

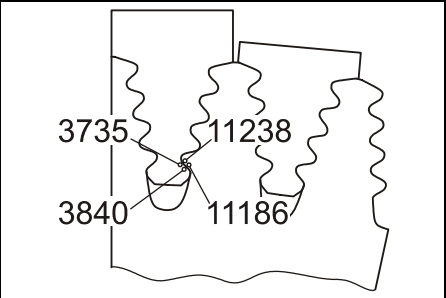
$F_{S,max}$ / kN	μ	Δu_{Mitte} / μm	Δu_{Rand} / μm	
100	0,20	9,0	9,7	
250	0,20	21,6	23,1	
250	0,33	16,2	18,1	

Tabelle 5.2: Relativverschiebung zwischen Schaufel und Scheibe im GT-Modellkörper

Wie zu erwarten war, nimmt der Relativweg mit größer werdender maximaler Schaufellast $F_{S,max}$ und geringerem Reibungskoeffizient μ zu. Für die untersuchten Bereiche liegt die relative Verschiebung zwischen 9,0 μm und 23,1 μm . Die am Rand der Kontaktzone bestimmten Werte sind etwas größer als in der Mitte der Kontaktzone, da sich vom Rand bis zur Mitte aufgrund der Reibkraft die Relativverschiebung um etwa 10 % abbaut. Vergleicht man den für eine maximale Schaufellast von $F_{S,max} = 100$ kN ermittelten relativen Reibweg mit den in Kap. 3.1.6 vorgestellten notwendigen Verhältnissen für ein mögliches Versagen durch Fretting-Fatigue, so könnte ein Versagen nach diesem Mechanismus möglich sein. Dies stellt eine Erklärung für den entdeckten Anriss in Bild 5.13 dar, der lediglich an einer einzigen Kontaktstelle bei allen untersuchten Modellkörpern auftritt.

Durch Auswertung der Beanspruchungsparameter lässt sich über dem gesamten Modellkörper auch der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper, formu-

liert in der 1. Hauptspannung, darstellen, siehe Bild 5.21. Dadurch kann unmittelbar die Stelle angegeben werden, für die der erste Anriss zu erwarten ist.

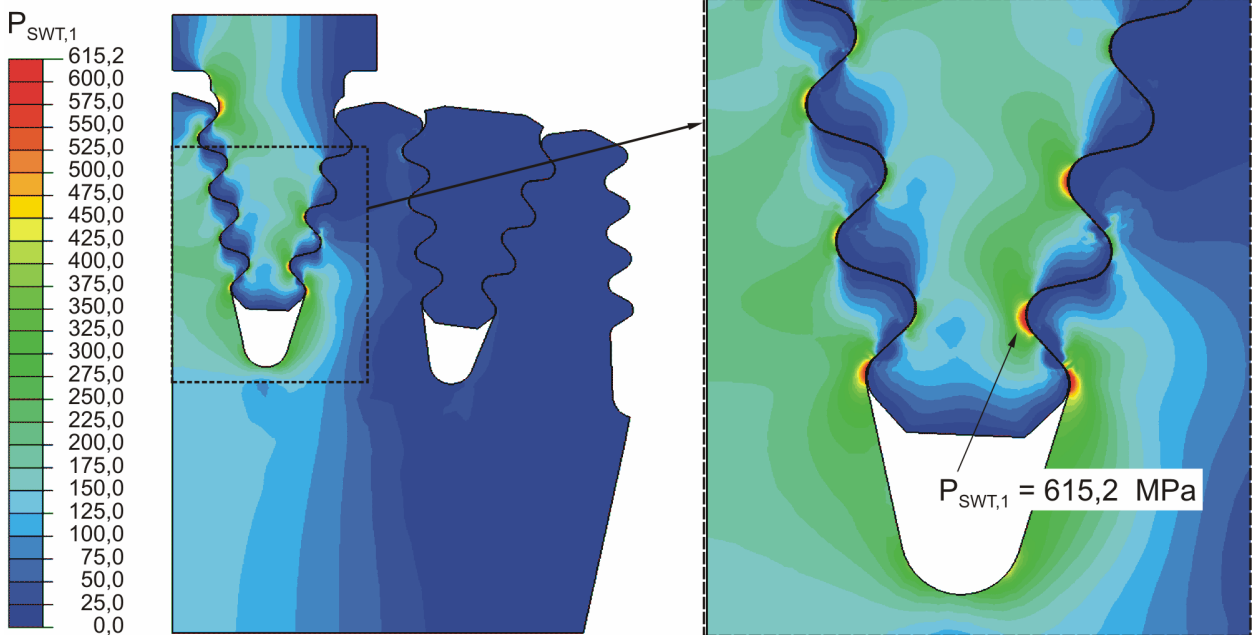


Bild 5.21: Verteilung des Schädigungsparameters $P_{SWT,1}$ im Gasturbinenmodellkörper GT-2 bei einer Schaufellast von $F_{S,max} = 250 \text{ kN}$

6 Untersuchungen an Dampfturbinen-Modellkörpern

Im Gegensatz zur Schaufel-Scheibe-Verbindung der Gasturbine, bei der jede Schaufel für sich in einer tannenbaumförmigen Nut in Axialrichtung eingesetzt ist, befinden sich alle Dampfturbinenschaufeln einer Stufe in einer einzigen in Umfangsrichtung in die Welle eingebrachten Nut, siehe Bild 6.1. Die Form, der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Schaufel-Welle-Verbindungsstelle, weicht von der Gasturbine deutlich ab. Es handelt sich um ein sogenanntes Hammerkopfprofil, bei dem nur eine tragende Flanke eingesetzt wird, wobei der Winkel der Kontaktfläche zur Fliehkrafttrichtung 90° beträgt. Dadurch werden Relativbewegungen zwischen der Schaufel und der Wellennut minimiert.

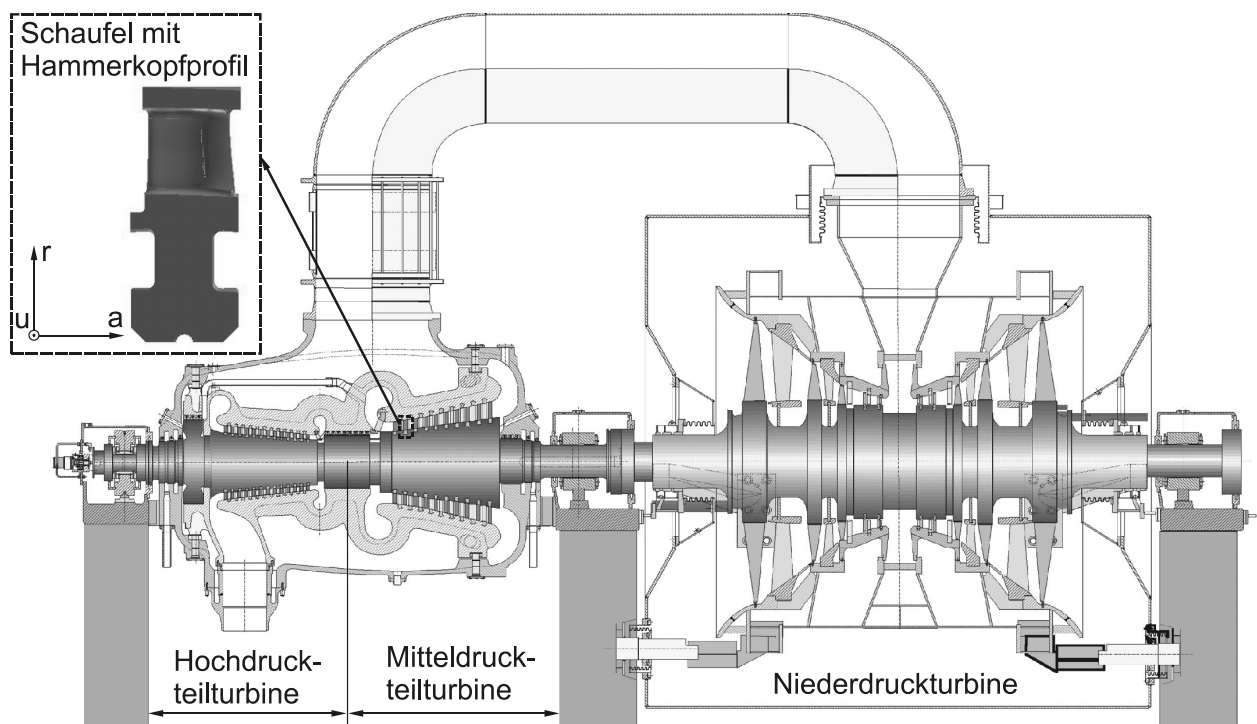


Bild 6.1: Schnitt durch eine Dampfturbine und Hammerkopfform der Umfangsnut
Bildnachweis: Siemens Power Generation, modifiziert

6.1 Entwicklung des Dampfturbinen-Modellkörpers

Ziel der Modellkörperuntersuchungen ist es, die in der realen Dampfturbine auftretenden Beanspruchungsverhältnisse auf einen einfacheren Probenkörper zu übertragen, der mittels einer Prüfmaschine durch LCF-Beanspruchung mit und ohne Haltezeit geprüft werden kann. Dabei sollte sichergestellt sein, dass das Hammerkopffprofil der Schaufel-Welle-Verbindung von der Dampfturbine auf den Modellkörper möglichst realitätsnah übertragen wird, siehe Bild 6.2. In der betrachteten Mitteldruckstufe der Dampfturbine tritt ein Rhomboidwinkel auf, wodurch sich von 90° verschiedene Eck-

winkel der Fußplatte und des Deckbandes ergeben. Vorteilhaft für die Einspannverhältnisse bei den LCF-Versuchen ist ein Modellkörper, dessen Seiten alle einen Winkel von 90° zueinander aufweisen. Somit besteht ein wesentlicher Bestandteil der FE-Berechnungen in der Optimierung des Modellkörpers dahingehend, dass die beiden Dampfkraftkomponenten in Umfangs- und Axialrichtung zu einer Dampfkraft zusammengefasst werden können. Zusätzlich sollte der Rhomboidwinkel vernachlässigbar gemacht werden, um einen vereinfachten Versuchsaufbau zu erreichen. Weiterhin muss sichergestellt werden, dass der Beanspruchungsverlauf im Schaufel-Welle-Bereich die Situation in der realen Turbine richtig beschreibt.

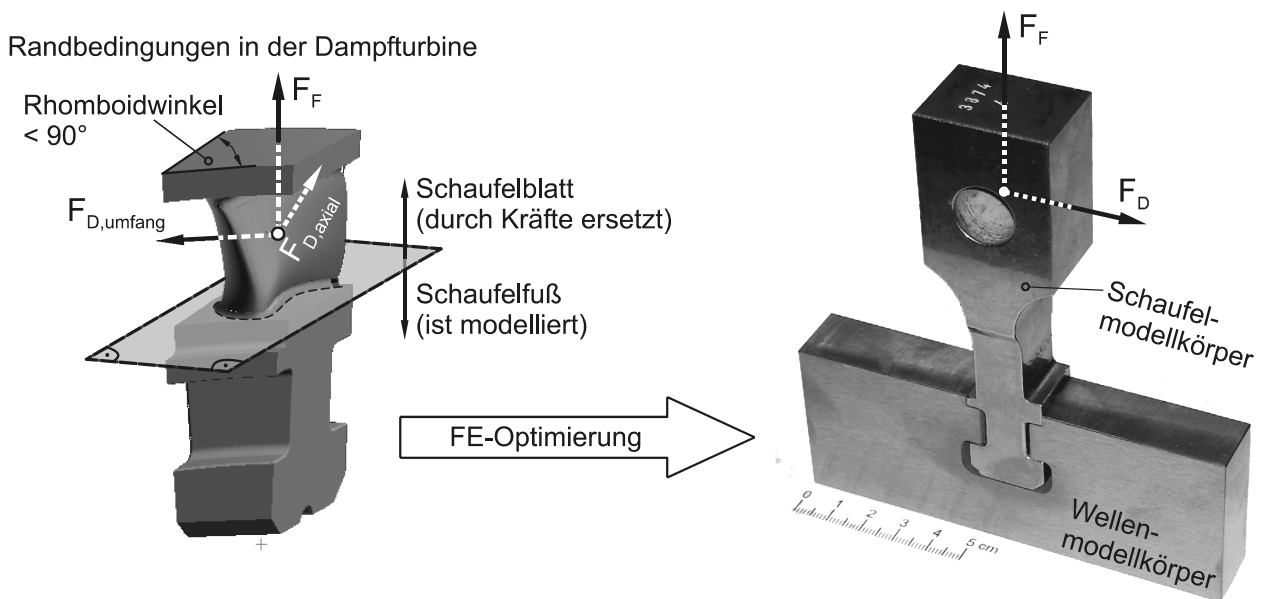


Bild 6.2: DT-Schaufel mit Rhomboidwinkel, Flieh- und Dampfkraftkomponenten sowie optimierter Modellkörper für die Durchführung der LCF-Versuche

6.1.1 Berechnung der Dampfturbine

Die Berechnung mit 3D-Modellen stellt den Ausgangspunkt für die Entwicklung des Dampfturbinen-Modellkörpers dar, wobei die Geometrie einer Schaufel-Welle-Verbindung anhand der Daten des Herstellers abgebildet wurde. In einem ersten Schritt wird untersucht, ob eine Vernachlässigung des Rhomboidwinkels zu einer unzulässigen Veränderung des Spannungszustandes führt. Die in Anhang 17 dargestellten Netze mit und ohne Rhomboidwinkel werden zu diesem Zweck eingesetzt. Im modellierten Teil der Turbine wird durch die Verwendung der Drehfrequenz von 50 Hz und anhand der Dichte des Werkstoffs die Fliehkraft berücksichtigt. Nach Angaben des Herstellers greift die Dampfkraft der nicht modellierten Schaufel unter einem Winkel an, die als eine Aufteilung in zwei Komponenten $F_{D,axial}$ und $F_{D,umfang}$ (Axial- und Umfangsrichtung) angesehen werden kann, siehe Bild 6.2. Entsprechend dem Vorgehen bei der Gas-

turbine wird der Fliehkraftanteil des nicht modellierten Schaufelblattes durch eine entsprechende Einzellast F_F ersetzt. Durch Vernachlässigung des Rhomboidwinkels und Anpassung einer einzelnen Kraft F_x in Axialrichtung kann ein vergleichbarer Spannungsverlauf im höchstbeanspruchten Kerbbereich der Schaufel erzielt werden, siehe Bild 6.3. Dieser Verlauf wiederum ist nahezu konstant über der Dicke in z-Richtung des Schaufelfußes. Dadurch wird eine 2D-Modellierung mit EDZ ermöglicht, was für die weitere Anwendung von viskoplastischen Stoffgesetzen bei zyklischen Berechnungen einen wesentlichen Vorteil darstellt. Grund hierfür ist die deutlich reduzierte Anzahl an Freiheitsgraden bei einem ebenen Problem und somit eine verringerte Rechenzeit.

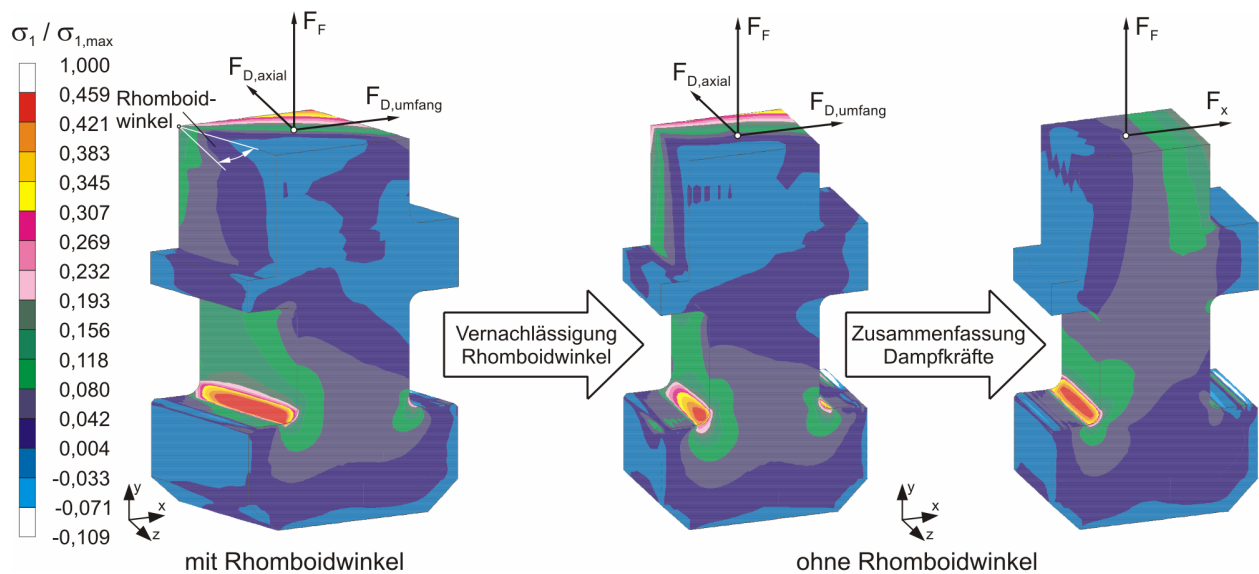


Bild 6.3: Kompensation des Rhomboidwinkeleinflusses durch geeignete Anpassung der Dampfkraft am Beispiel der 1. Hauptspannung

Anhand der Berechnungsergebnisse wurde der in Bild 6.2 abgebildete Modellkörper entwickelt, dessen Seiten alle 90° zueinander aufweisen. Um den Modellkörper bei erhöhter Temperatur in den zur Verfügung stehenden Versuchseinrichtungen prüfen zu können, wurde dieser im Vergleich zur realen Turbine so ausgeführt, dass die Hammerkopf-Geometrie im Maßstab 1:3 abgebildet wird. Durch FE-Berechnungen wurde sichergestellt, dass der Beanspruchungszustand und die auftretenden Spannungsgradienten die reale Situation weiterhin richtig wiedergeben.

Die Wellenmodellkörper aus X12CrMoWVNbN10-1-1 wurden der geschmiedeten Welle des Vorhabens /58/ entnommen, vgl. Anhang 18, während die Schaufelmodellkörper aus gewalztem Stangenmaterial desselben Werkstoffs gefertigt wurden. Die exakten Abmessungen des entwickelten Dampfturbinen-Modellkörpers sind den Fertigungszeichnungen in Anhang 19 sowie Anhang 20 zu entnehmen.

6.1.2 Modellerstellung für den Dampfturbinen-Modellkörper

Netzgenerierung

Der Dampfturbinen-Modellkörper wurde durch ein 2D Finite Elemente Modell mit ebennem Dehnungszustand abgebildet, siehe [Bild 6.4](#). Die Anwendung viskoplastischer Stoffgesetze erfordert möglichst geringe Elementzahlen. Aus diesem Grund wurde das Modell des Dampfturbinenmodellkörpers dahingehend reduziert, dass der Kopf des Schaufelmodellkörpers vernachlässigt und durch eine veränderte Dampfkraftkomponente (F_x^*) ersetzt wurde, siehe [Anhang 21](#).

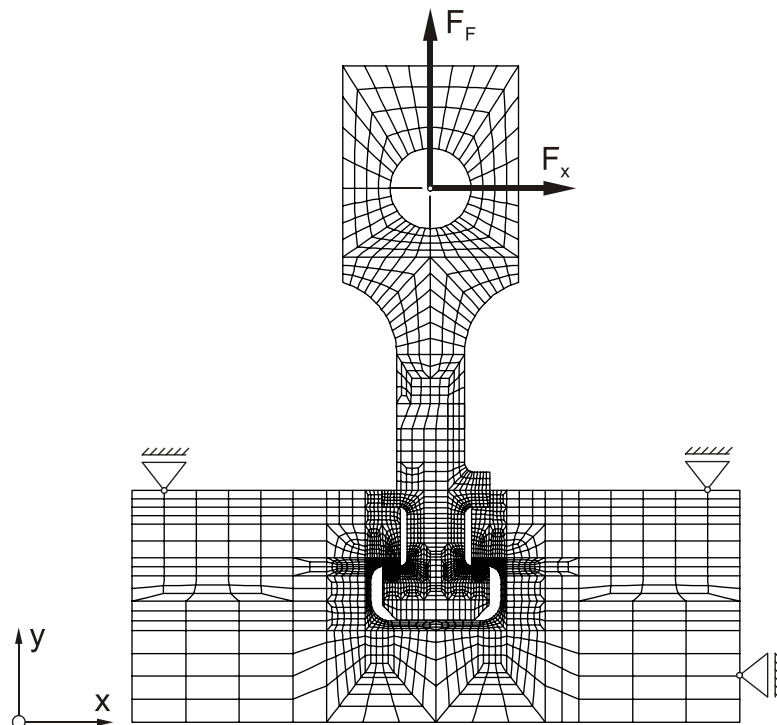


Bild 6.4: Finite Elemente Modell des reduzierten Dampfturbinen-Modellkörpers

Die Anpassung des Lagerabstands an der Oberseite des Modellkörpers stellt den letzten Schritt der Optimierung dar. Durch Variationsrechnungen kann ein Lagerabstand von 160 mm als sehr gute Näherung bestimmt werden.

Die sich ergebende Verteilung der 1. Hauptspannung im gesamten Modellkörper sowie der Vergleichsspannung nach von Mises im Schaufelfuß ist in [Bild 6.5](#) dargestellt. Zum besseren Verständnis der Kontaktspannungen ist das Ergebnis der EDZ-Berechnung über die gesamte Dicke des 2D-Modells extrudiert. Man kann erkennen, dass durch die Überlagerung der Flieh- und Dampfkraftkomponente die Schaufelkerbe auf der Biegezugseite maximal beansprucht ist. Darüber hinaus lässt sich in der Darstellung des Schaufelfußes die typische Pressungsverteilung zweier ebener Kontaktflächen erkennen, wobei sich ein Minimum zwischen zwei ausgeprägten Spannungsspitzen ergibt.

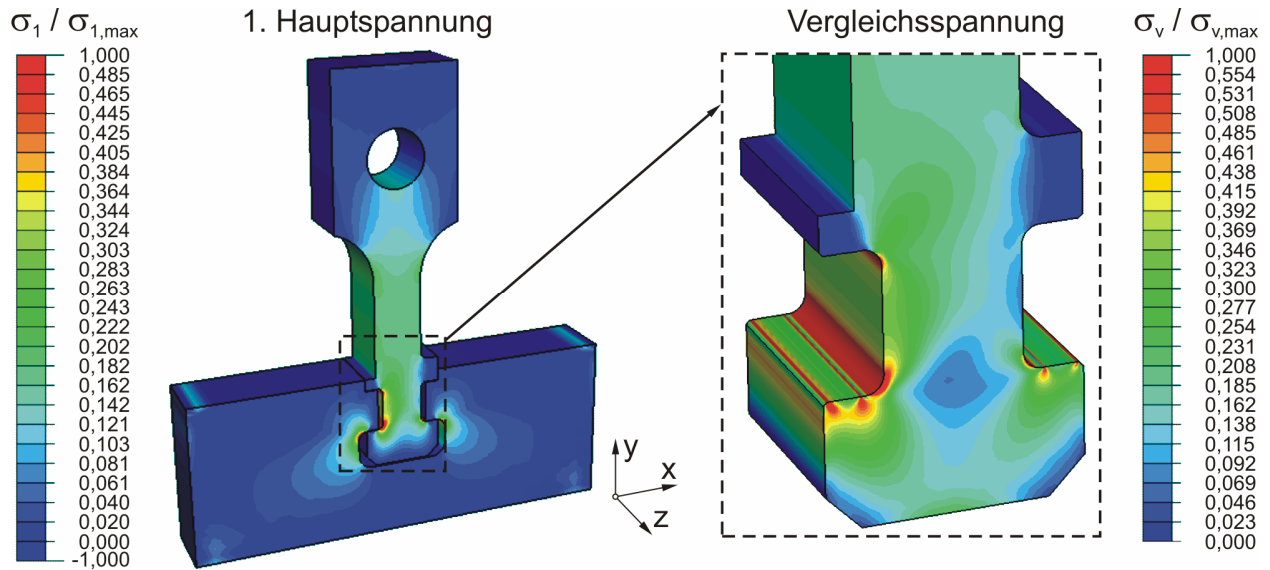


Bild 6.5: Spannungsverteilung im DT-Modellkörper bei betriebstypischer Belastung

In **Bild 6.6** ist ein Vergleich des Spannungsverlaufs in y-Richtung der Dampfturbine mit Rhomboidwinkel und dem optimierten Modellkörper entlang des abgebildeten Pfades dargestellt. Es wird deutlich, dass durch die Zusammenfassung der beiden Dampfkraftkomponenten in axialer und tangentialer Richtung, die Vernachlässigung des Rhomboidwinkels und eine geeignete Wahl des Lagerabstandes an der Oberseite des Wellenmodellkörpers eine gute Approximation des realen Beanspruchungszustandes in der zu untersuchenden Schaufelkerbe gelungen ist.

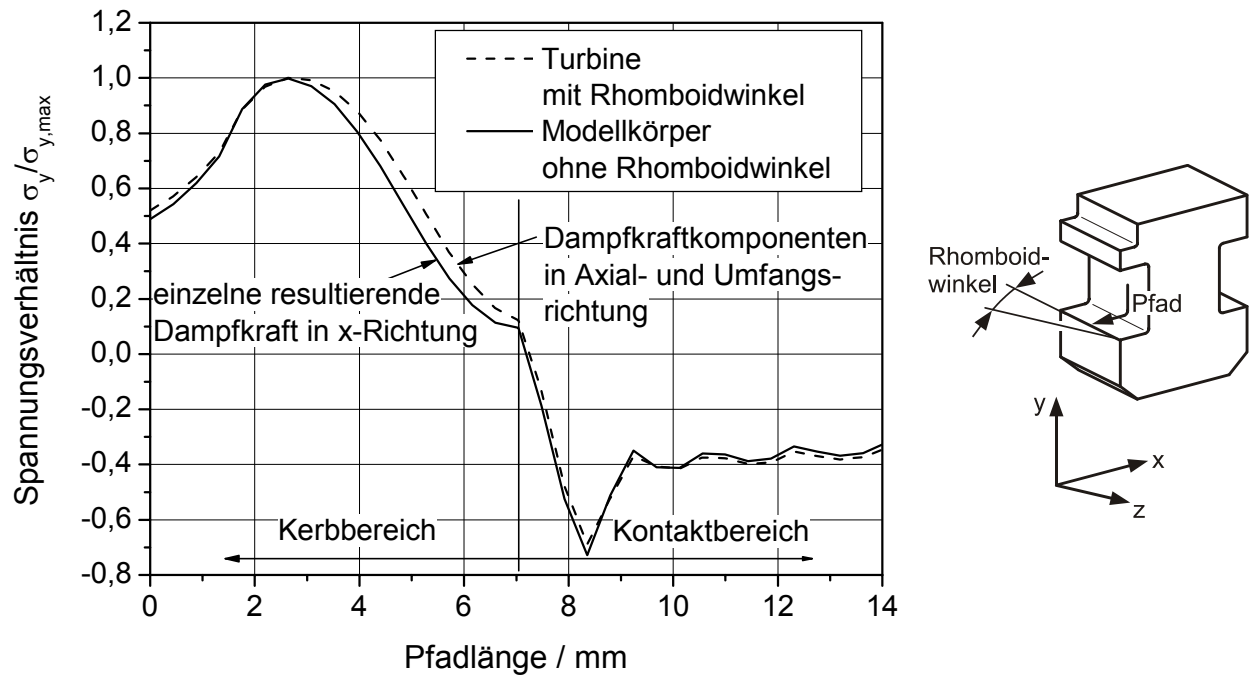


Bild 6.6: Vergleich der Spannung entlang des Kerbpfades der Dampfturbine und des optimierten Modellkörpers am Beispiel der Spannung in y-Richtung

6.1.3 Versuchseinrichtung für Dampfturbinen-Modellkörper

Die Einleitung der Flieh- und Dampfkraft soll in einem Prüfstand mit einem einzelnen Hydraulikzylinder realisiert werden. Dazu ist es notwendig, den Modellkörper unter einem Winkel bezüglich der Maschinenachse einzubauen, der durch das Verhältnis von Flieh- und Dampfkraft bestimmt wird. Dies wird im Versuchsstand durch die Lagerung des Modellkörpers auf zwei zylindrischen Bolzen mit unterschiedlichen Durchmessern umgesetzt, siehe Bild 6.7. Der Winkel wurde zuvor mit Hilfe von FE-Berechnungen bestimmt, so dass ein der realen Dampfturbine entsprechender Spannungsverlauf im Bereich der höchstbeanspruchten Kerbstelle des Schaufelmodellkörpers eingestellt ist, wenn die Schaufellast F_S in axialer Richtung des Hydraulikzylinders angreift.

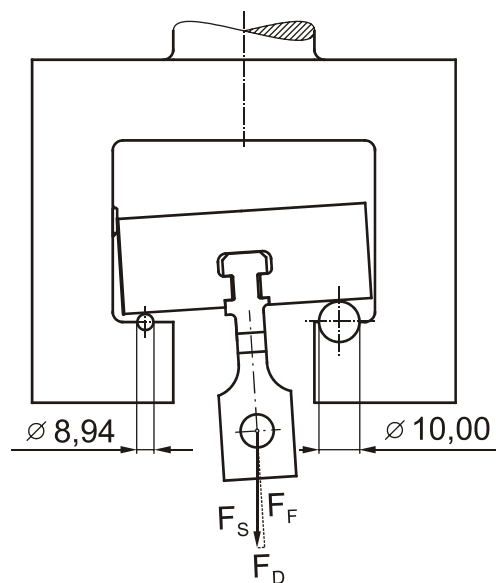


Bild 6.7: Versuchsaufbau zur Einleitung von Flieh- und Dampfkraften in den Dampfturbinen-Modellkörper (schematisch)

In Bild 6.8 ist der Versuchsstand bei geöffnetem Ofen, zusammen mit einer HT-DMS-Applikation auf dem Modellkörper, dargestellt. Es ist jeweils ein Wegaufnehmer an den beiden Kerben der Schaufel angebracht, wobei eine Applikation am Wellenmodellkörper nur in der Kerbe mit der zu erwartenden maximalen Dehnung erfolgt. Darüber hinaus ist über die Schaufelnut des Wellenmodellkörpers ein Wegaufnehmer angebracht, mit dem die Öffnung der Nut ermittelt werden kann. Im Verlauf der Versuche hat sich gezeigt, dass die Anrissdetektion lediglich mit dem HT-DMS über der maximal beanspruchten Kerbe der Schaufel (Bezeichnung DMS-1) erfolgen kann.

Aufgrund der geringen Dehnung bei der Einleitung geringer Schaufellasten und der fehlenden Auflösung der HT-DMS in diesem kleinen Messbereich, kann allerdings in nur wenigen Fällen die Aufzeichnung der Dehnung genutzt werden, um diese mit den in numerischen Berechnungen ermittelten Dehnungsamplituden zu vergleichen.

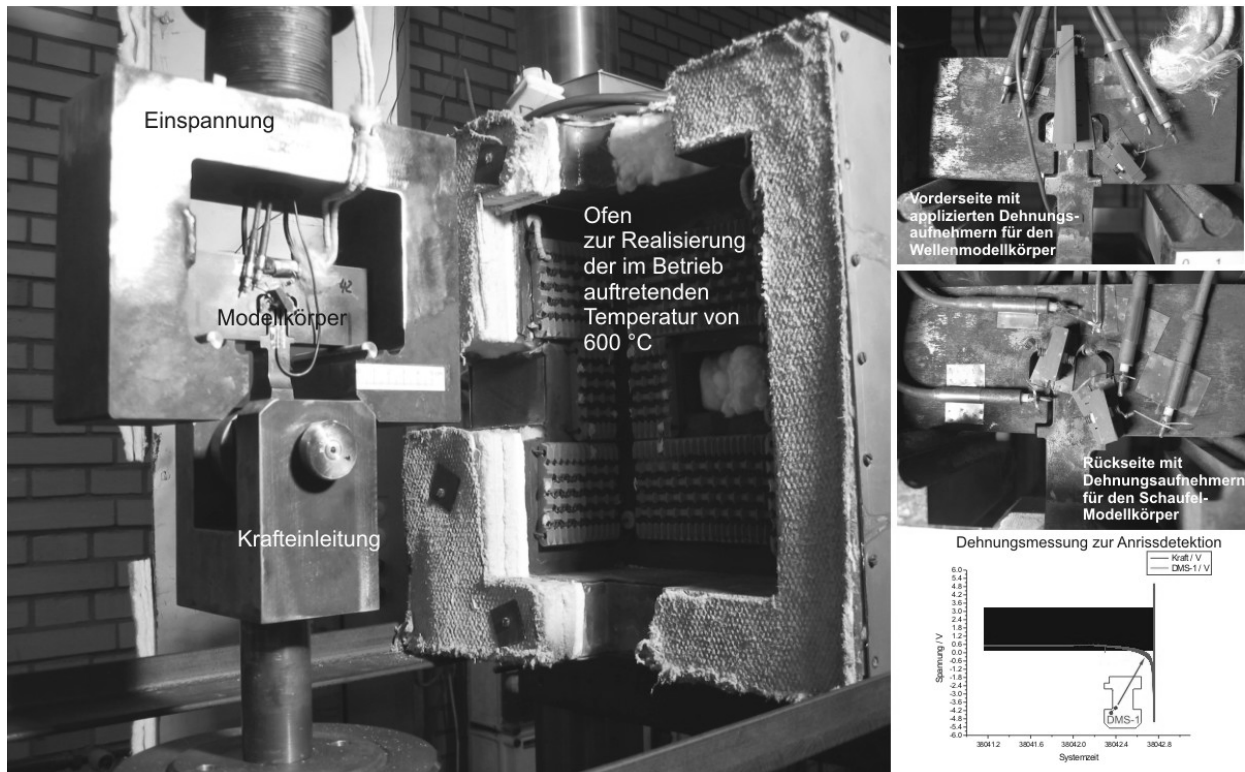


Bild 6.8: Versuchsstand mit Applikation der HT-DMS zur Aufzeichnung der integralen Dehnungen und Anrissdetektion

6.2 Versuche an Dampfturbinen-Modellkörpern

Die an den entwickelten Dampfturbinen-Modellkörpern durchgeführten LCF-Versuche werden im Folgenden diskutiert.

6.2.1 LCF-Versuche ohne Haltezeit

Zur Überprüfung der Krafteinleitung und zum besseren Verständnis der Anrissdetektion mittels DMS-Messung wurden zunächst reine Ermüdungsversuche bei Raumtemperatur mit einem Kraftverhältnis von $R_F = 0,1$ durchgeführt. Sowohl der Schaufel- als auch der Wellenmodellkörper sind aus dem 10 % Cr-Stahl X12CrMoWVNbN10-1-1 gefertigt. Die aus den Modellkörper-Versuchen ermittelte Anrisskennlinie ist in [Bild 6.9](#) dargestellt.

Darüber hinaus sind in das Anrisschaubild auch die reinen Ermüdungsversuche mit $R_F = 0,1$ bei 600 °C eingetragen. Bei der typischen Betriebstemperatur von 600 °C werden ebenfalls sowohl für den Wellen- als auch den Schaufelmodellkörper der Stahl X12CrMoWVNbN10-1-1 eingesetzt.

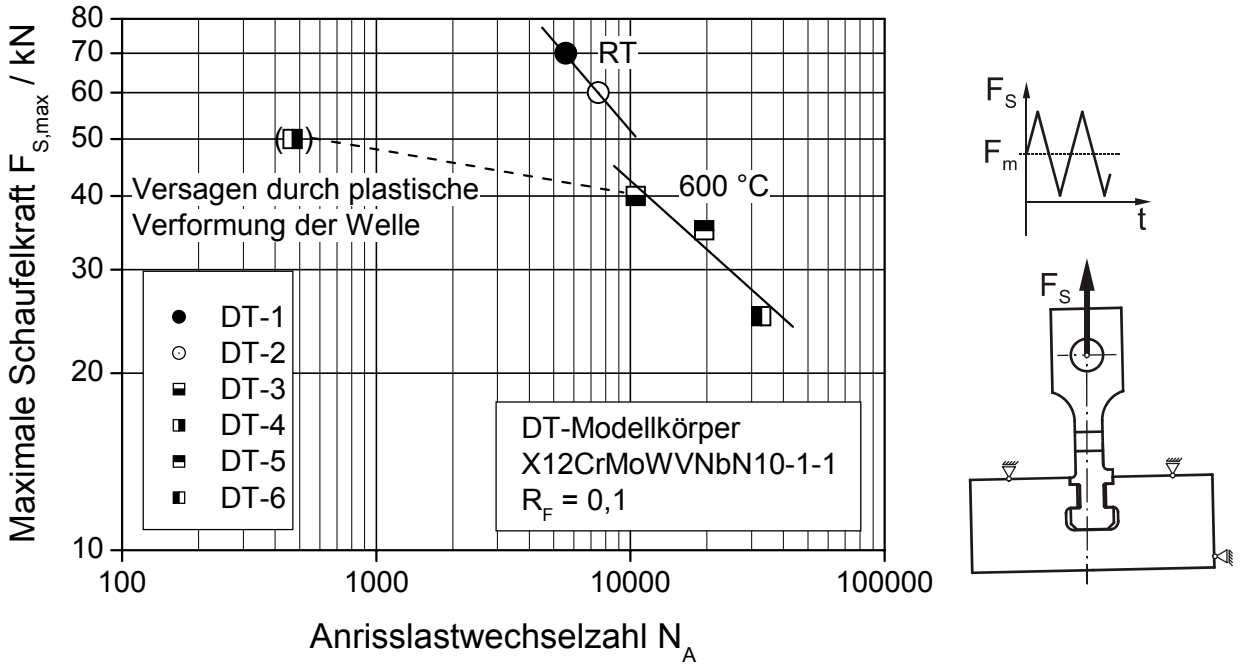


Bild 6.9: Anrissverhalten für LCF-Versuche an Dampfturbinen-Modellkörpern

Es konnte festgestellt werden, dass ein über der maximal beanspruchten Kerbe angebrachter DMS zur Anrissdetektion geeignet ist. Diese Vorgehensweise wurde auf die Versuche bei erhöhter Temperatur übertragen. Als Beispiel hierfür ist die Dehnungsentwicklung über der durch die überlagerte Biegebelastung höher beanspruchten Schaufelkerbe (DMS-1) in **Bild 6.10** dargestellt.

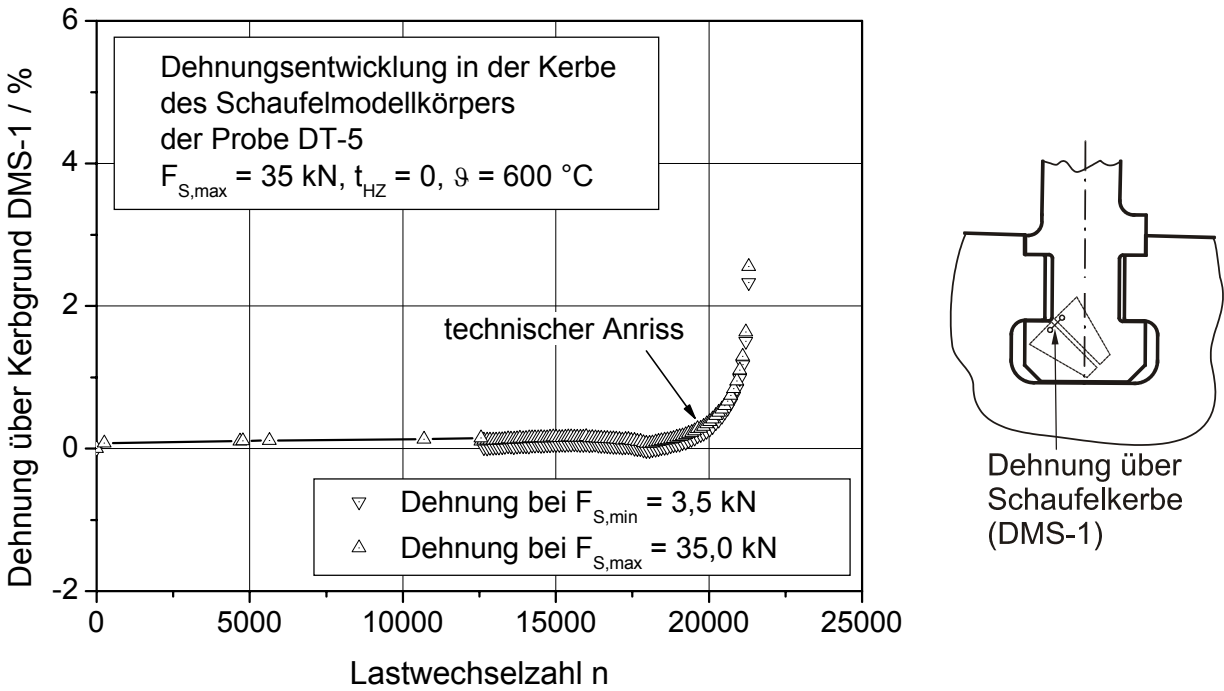


Bild 6.10: Dehnungsentwicklung über der hochbeanspruchten Schaufelkerbe (DMS-1) für DT-5 (600 °C)

Neben dem Anstieg der Dehnung über der Schaufelkerbe mit zunehmender Lastwechselzahl kann zur besseren Detektion des beginnenden Anrisses die inkrementelle Dehnungsänderung je Lastwechsel verwendet werden. Aus Bild 6.11 erkennt man zunächst eine starke Abnahme der zyklischen Dehnrates, die durch die anfängliche Spannungumlagerung zu erklären ist. Daran schließt sich ein quasistationärer Bereich an. Der anschließende Anstieg der Dehnungszunahme pro Lastzyklus gibt dann den Beginn und die Zunahme des Schwingrisses an.

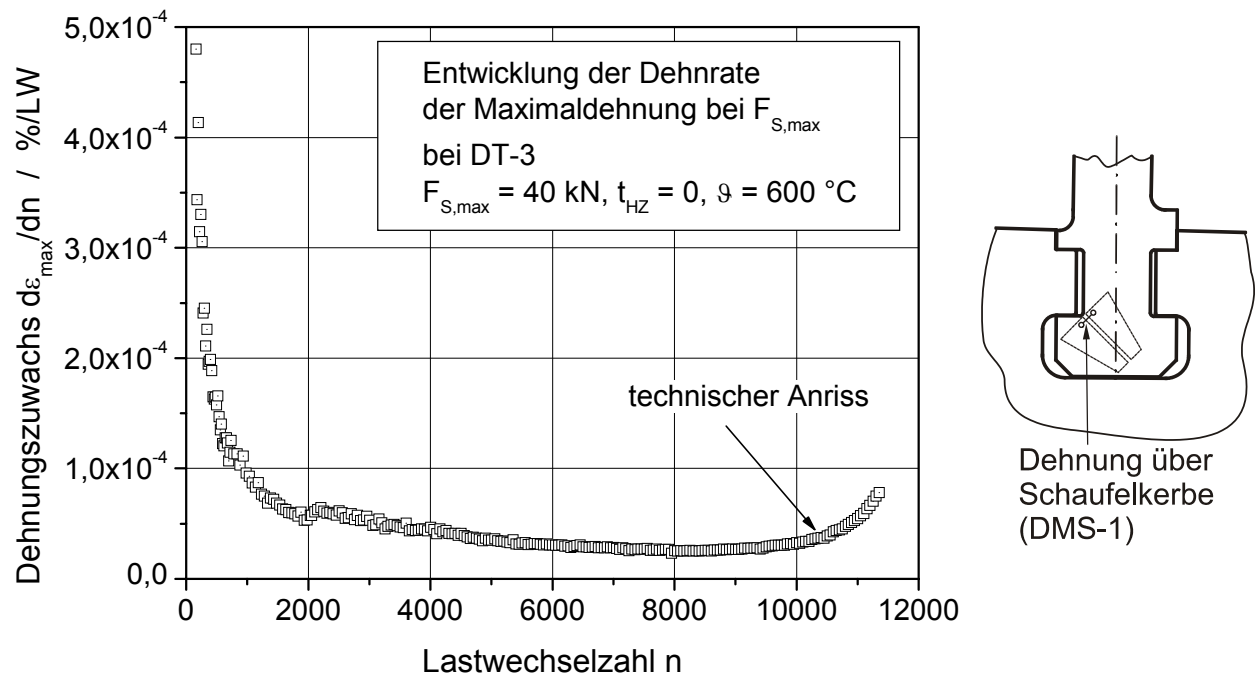


Bild 6.11: Entwicklung der Dehnungsänderung je Lastwechsel über der Schaufelkerbe (DMS-1) für DT-3 (600 °C)

Neben der Dehnung in der Schaufelkerbe wurde bei ausgewählten Proben auch die Dehnung am DMS-2 bestimmt, die sich durch die Aufbiegung des Wellenmodellkörpers während des Versuchs ergibt, siehe Bild 6.12.

Der Versuch DT-4 wurde mit einer Schaufeloberlast von $F_{S,max} = 50 \text{ kN}$ durchgeführt. Dadurch wurde der Kontaktbereich des Schaufel- und insbesondere des Wellenmodellkörpers stark plastisch verformt, so dass ein Versagen durch Schwingrissbildung nicht stattgefunden hat. Daher wird dieser Versuch bei der Erarbeitung eines Lebensdauerkonzeptes für die Vorhersage der Anrisslastwechselzahl nicht verwendet.

Die während der Versuche aufgezeichnete Dehnungsentwicklung über der Wellennut (DMS-2) zeigt, dass auch hier eine bleibende Aufweitung der Nut eintritt, siehe Bild 6.12. Die Dehnungsentwicklung zeigt den typischen Verlauf für diese lastkontrollierte Beanspruchung. Mit zuerst stark zunehmender Dehnung, die dann stabilisiert und am Ende des stationären Bereichs wieder stärker entfestigt.

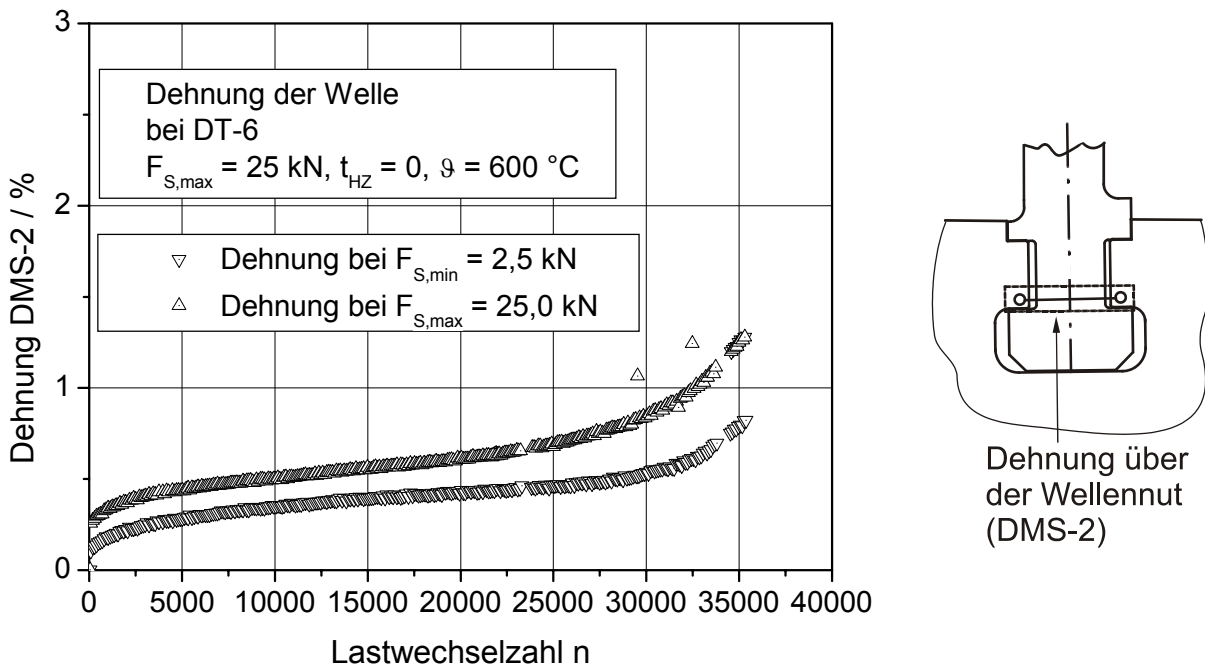


Bild 6.12: Dehnungsentwicklung in der Welle des Modellkörpers DT-6

Die durchgeführten Ermüdungsversuche an Dampfturbinenmodellkörpern bei reiner LCF-Beanspruchung sind mit den Versuchsparametern und der ermittelten Anrisslastwechselzahl N_A in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Zusätzlich ist der Zeitpunkt des Ausbaus N_{AG} angegeben.

Probe	Temp. / $^\circ\text{C}$	$F_{S,max}$ / kN	$F_{S,min}$ / kN	t_{HZ} / min	N_A	N_{AG}
DT-1	20	70,0	7,0	0	5580	8745
DT-2	20	60,0	6,0	0	7470	11691
DT-3	600	40,0	4,0	0	10500	11390
DT-4	600	50,0	5,0	0	470 ^{*)}	475
DT-5	600	35,0	3,5	0	19500	21160
DT-6	600	25,0	2,5	0	32700	36000

^{*)} Versagen durch plastische Verformungen der Welle (kein Anriss in der Schaufel)

Tabelle 6.1: LCF-Versuche an Dampfturbinenmodellkörpern ohne Haltezeit

Die anschließend durchgeführten metallographischen Untersuchungen spiegeln wieder, dass die überlagerte Kräfteinleitung von Flieh- und Dampfkraft im Versuchsstand richtig umgesetzt wird. Die Kerbe mit der höheren Beanspruchung aufgrund der überlagerten Biegezugbelastung ist der Ort der ersten Anrissentstehung, siehe Bild 6.13. Aufgrund der ebenfalls erhöhten Beanspruchung in der gegenüberliegenden Kerbe kann dort ebenfalls ein kurzer Schwingriss erkannt werden, siehe Detalldarstellung (1). Beide

Anrisse zeigen das für Ermüdungsbeanspruchung typische transkristalline Risswachstum.

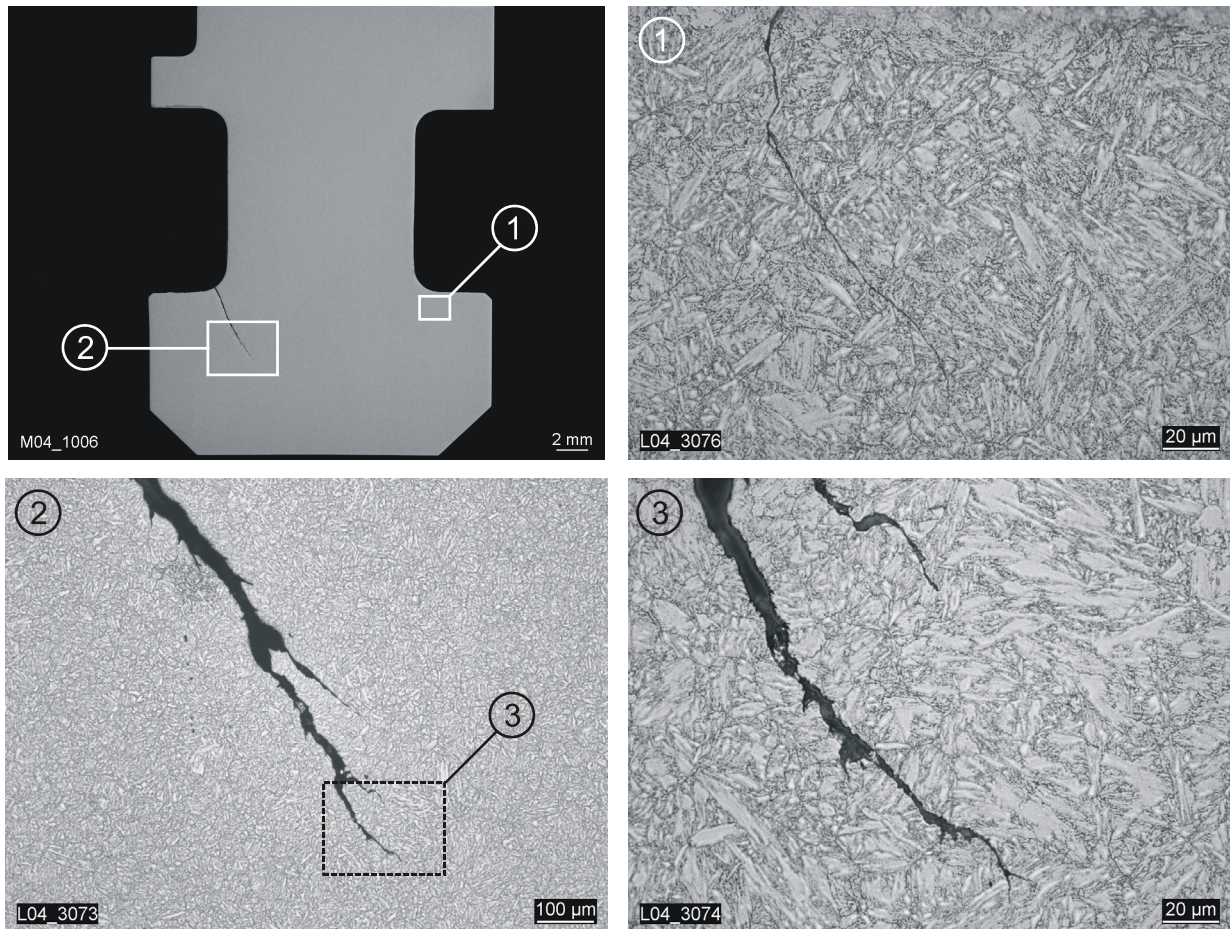


Bild 6.13: Anriss des Dampfturbinen-Modellkörpers DT-1 ($F_{S,max} = 70$ kN)

Zur Beschreibung der Vorgänge in den Kontaktflächen wurden Untersuchungen mittels Rasterelektronenmikroskopie (REM) durchgeführt. Als Beispiel hierfür wird der mit $R_F = 0,1$ bei 600 °C schwellend belastete Modellkörper DT-6 diskutiert, bei dem die maximale Schaufellast $F_{S,max} = 25$ kN betrug.

Eine Übersichtsdarstellung zur Lage der einzelnen betrachteten Ausschnitte der Kontaktfläche ist in **Bild 6.14** abgebildet. Dabei nimmt mit ansteigender Nummerierung der Detailaufnahmen der Abstand vom Anriss zu. Die Aufwulstung am linken Rand des Risses ergab sich durch die weitere Belastung und schon stark fortgeschrittene Rissöffnung, so dass durch ein Berühren am Wellenmodellkörper eine Flanke des Risses abgeplattet und aufgeworfen wurde.

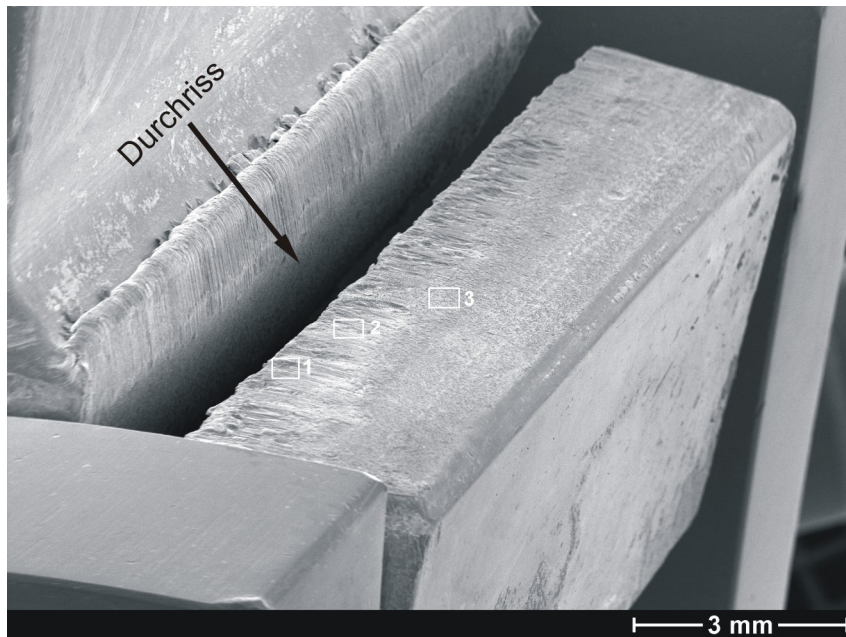


Bild 6.14: Übersichtsaufnahme mittels REM auf höher beanspruchter Kerbseite des Modellkörpers DT-6 ($F_{S,max} = 25 \text{ kN}$)

Da die größten Kontaktkräfte an dem Rand der Kontaktzone auftreten, der der höchstbeanspruchten Schaufelkerbe am nächsten liegt, findet man hier deutliche Spuren, die von einer Relativbewegung zwischen Schaufel und Welle herrühren, siehe [Bild 6.15](#). Die Tiefe der Verschleißspuren ist durch lokale plastische Verformungen bedingt, die mit zunehmendem Abstand vom Anriss zusammen mit dem Rückgang der Kontaktkräfte abnehmen. Senkrecht zur Relativbewegungsrichtung u sind Risse erkennbar, die im weiteren Verlauf zur vollständigen Zerrüttung des Gefüges führen, vgl. Vergrößerung des Ausschnitts Bild 6.15 (rechts).

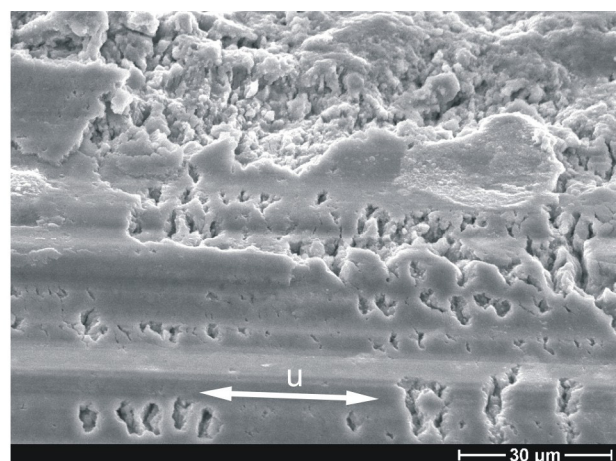
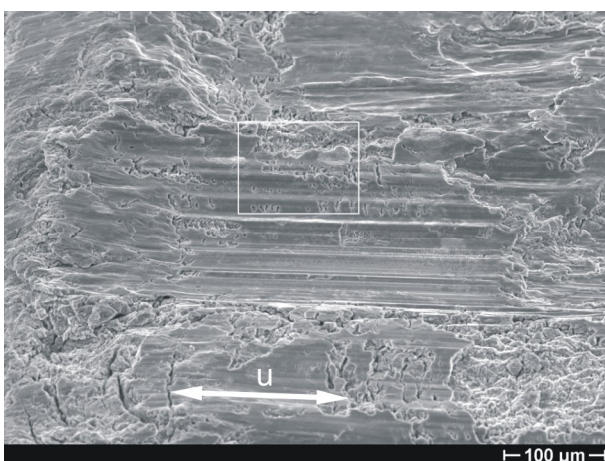


Bild 6.15: Detailaufnahme (1) von Bild 6.14

Bei der Darstellung in [Bild 6.16](#) in weiterer Entfernung von der Anrissstelle erkennt man die Abnahme der Kontaktkräfte durch die lokal geringeren Plastifizierungen, d. h. ge-

ringere Tiefe der Reibspuren. Wiederum ist senkrecht zur Relativbewegungsrichtung u die Entstehung von Mikrorissen und die Zerrüttung des Gefüges zu erkennen.

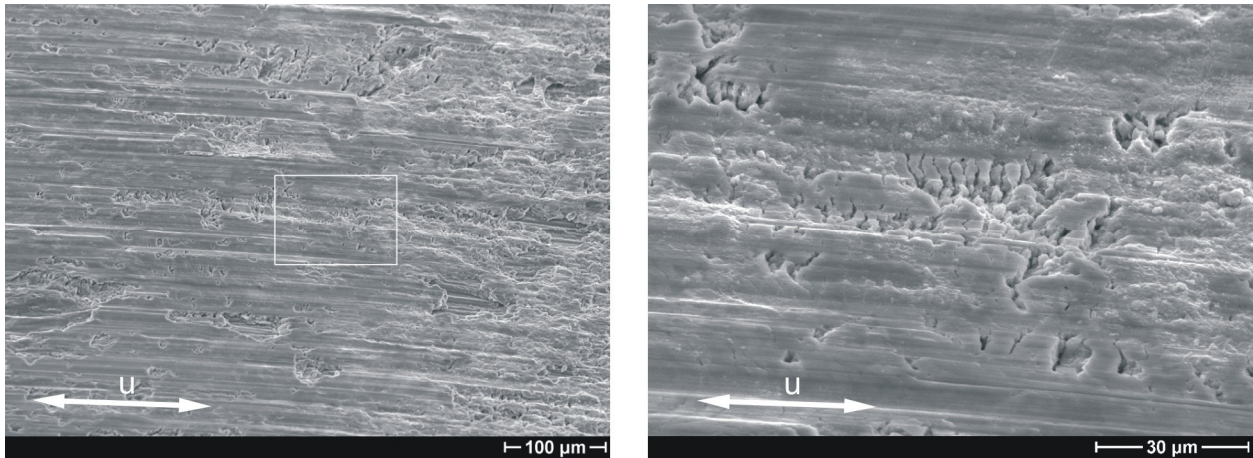


Bild 6.16: Detailaufnahme (2) von Bild 6.14

Bei Erreichung eines ausreichend großen Abstandes von der Anrissstelle sind in der Übersichtsaufnahme keine Abrasivverschleißspuren mehr festzustellen. Allerdings sind in der Detailaufnahme (3) (vgl. [Bild 6.17](#)) noch deutlich die Spuren der Relativbewegung erkennbar. Durch die Analyse mittels Energy Dispersive X-Ray Spectrometer (EDS) konnte herausgefunden werden, dass sich an der Oberfläche eine Oxydschicht bildet, die aufgrund der Relativbewegung zerstört wird. Die sich ablösenden Partikel werden durch die Relativbewegung zwischen den Kontaktflächen zerrieben, siehe Bild 6.17 (rechts). Es ist davon auszugehen, dass die großen Wege der Relativbewegung nicht innerhalb eines Zyklus, sondern über mehrere Zyklen hinweg erfolgten, da sich der Wellenmodellkörper während des Versuchs stetig aufweitet.

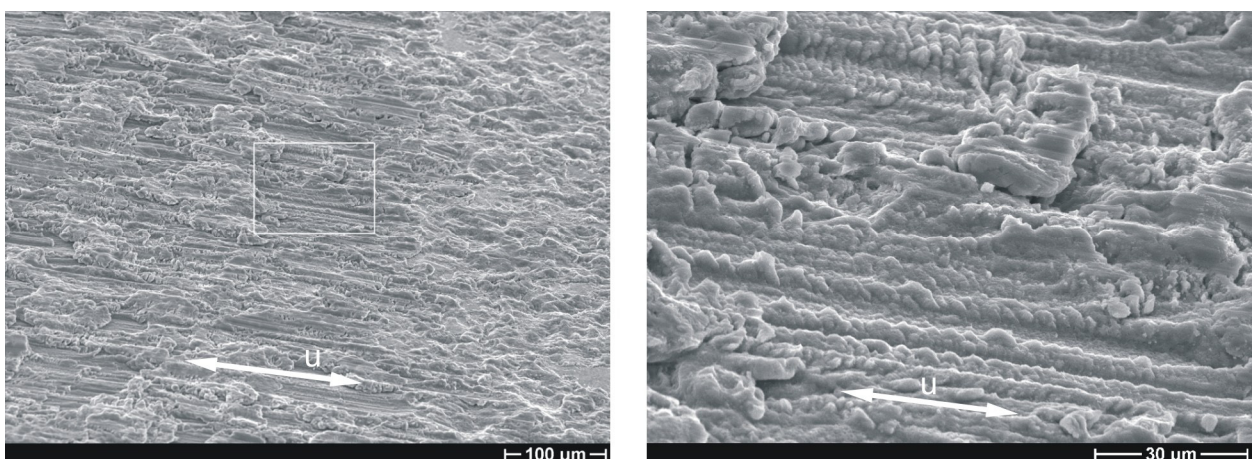


Bild 6.17: Detailaufnahme (3) von Bild 6.14

Inwiefern sich die unterschiedlichen Bereiche der Kontaktfläche auf die lokalen Reibungsverhältnisse auswirken, konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden.

In Finite Elemente Berechnungen wird daher ein konstanter Reibkoeffizient über den gesamten Kontaktbereich und die Dauer des Versuchs angenommen. Da durch die Verwendung eines viskoplastischen Stoffgesetzes das elastisch-plastische Werkstoffverhalten in der Berechnung berücksichtigt wird, können lokale Plastifizierungen in Abhängigkeit des Feinheitsgrades der Vernetzung in der Berechnung ebenfalls wiedergegeben werden.

Darüber hinaus wurde die Bruchfläche des Schaufelmodellkörpers der Probe DT-6 untersucht, nachdem dieser durch einen Spröbruch im Labor getrennt wurde, siehe [Bild 6.18](#). Der Ausschnitt (b) ist direkt am Übergang zwischen Schwingungsbruch und sprödem Restbruch aufgenommen. In Bild 6.18 (c) ist eine Detailaufnahme aus dem Ausschnitt (1) abgebildet. Darauf ist die mit einer Zunderschicht überdeckte Oberfläche des Schwingrisses zu erkennen. Einzelne Rastlinien sind vorhanden, werden durch die Oxydschicht allerdings nur abgeschwächt sichtbar.

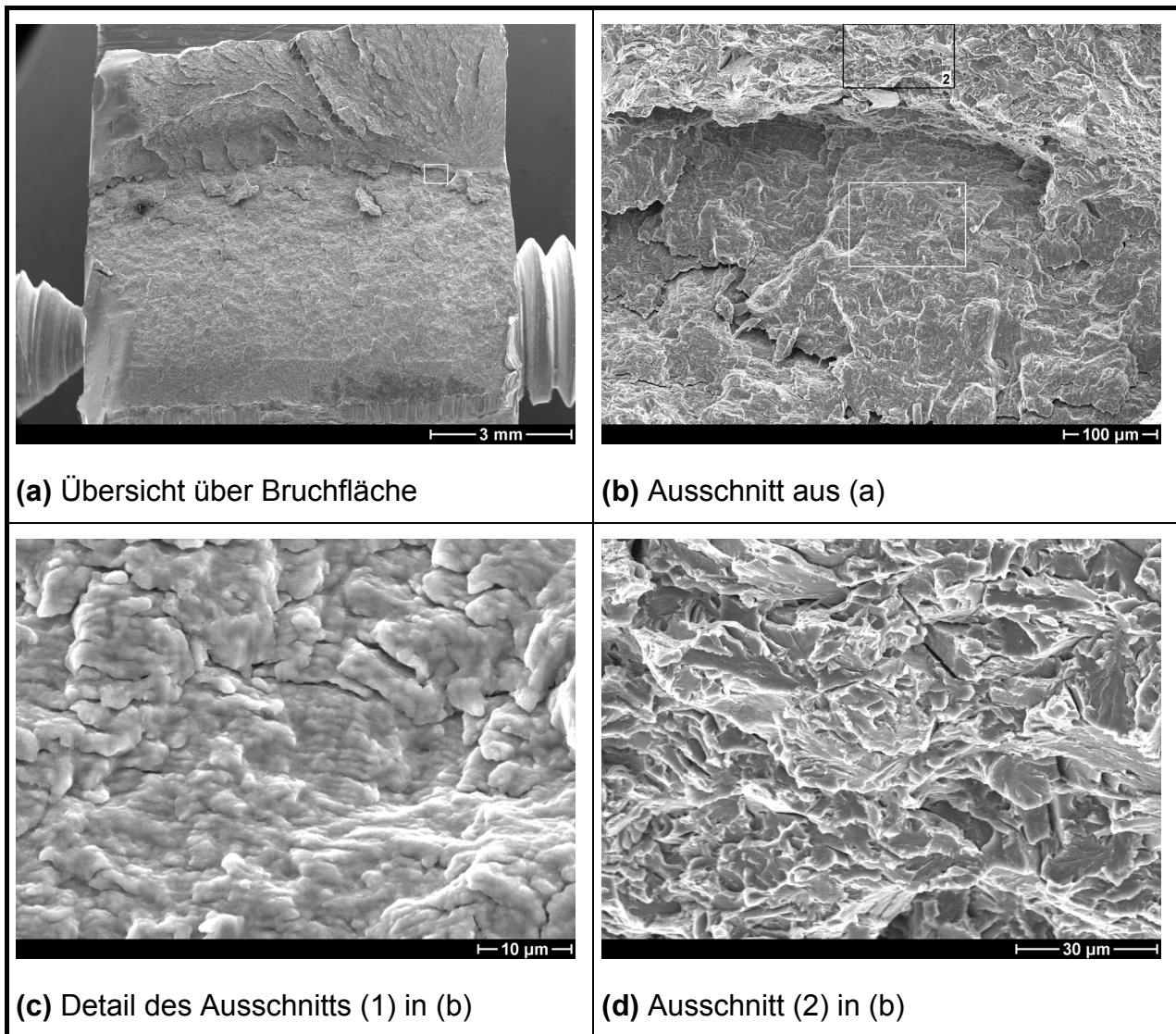


Bild 6.18: Fraktographische Untersuchungen an der Modellkörperprobe DT-6

In Ausschnitt (2) der Bruchfläche (Bild 6.18 (d)) ist der transkristalline Restbruch zu erkennen, der nach dem Versuch durchgeführt wurde und somit keine Oxidschicht auf der Trennbruchfläche aufweist.

6.2.2 LCF-Versuche mit Haltezeit

Zur Untersuchung des Einflusses von Kriechermüdungsbeanspruchung auf das Versagensverhalten des Dampfturbinenmodellkörpers wurden LCF-Versuche mit einer Haltezeit von $t_{HZ} = 10$ min bei maximaler Schauffellast durchgeführt. Dies entspricht der Abfolge einer typischen Betriebsbeanspruchung einer Turbine, bei der nach einem Anfahrvorgang eine stationäre Beanspruchung bei nahezu konstanter Flieh- und Dampfkraftbelastung vorliegt und abschließend ein Abfahrvorgang folgt. Die Versuchsparameter sind für die durchgeführten Versuche in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Dabei konnte durch die hohe Kriechbeanspruchung bei dem mit höchster Schauffellast belasteten Modellkörper DT-8 ein plastisches Versagen vor einem Schwingungsanriss erkannt werden. Die beiden verbleibenden LCF-Versuche mit Haltezeit sind in Bild 6.19 den reinen Ermüdungsversuchen an Dampfturbinenmodellkörpern bei 600 °C gegenüber gestellt.

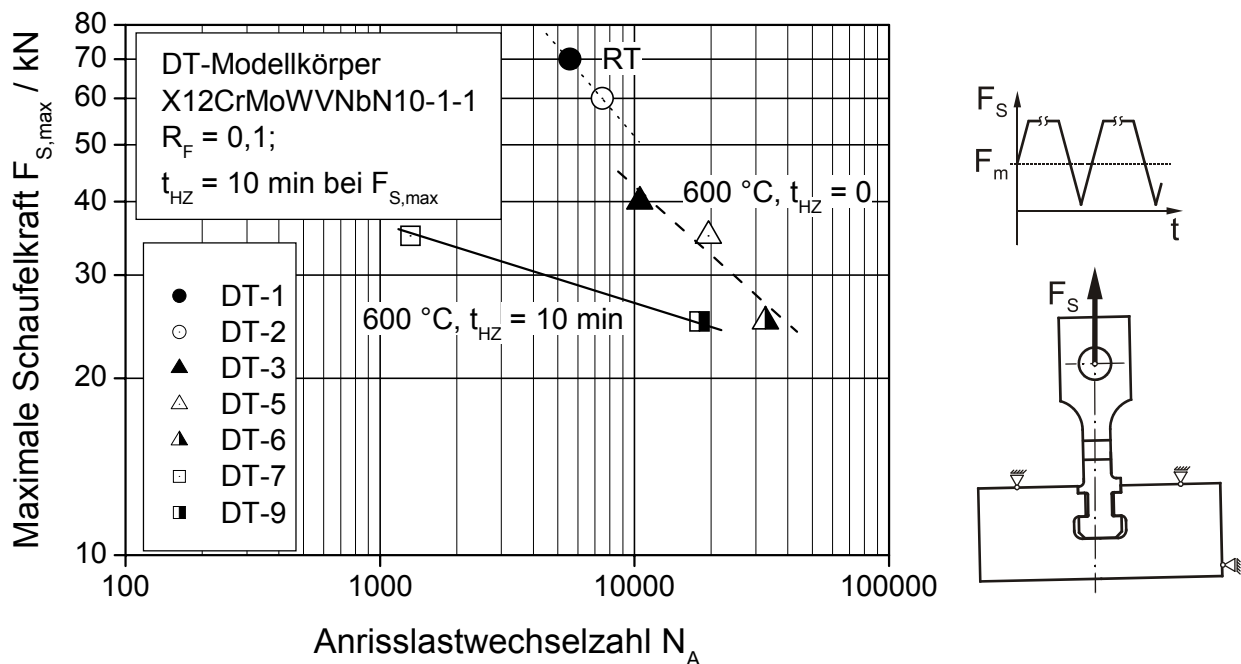


Bild 6.19: Einfluss der Haltezeit bei maximaler Belastung auf die Anrisslastwechselzahl

Dabei ist insbesondere bei der Probe DT-7 zu erkennen, dass die Haltezeit eine deutliche Verringerung der Anrisslastwechselzahl um etwa eine Dekade im Vergleich zu reiner LCF-Beanspruchung bei gleicher Schauffellast hervorruft. Tendenziell bestätigt dieses Ergebnis bei mehrachsiger Beanspruchung die Erfahrungen bei den einachsigen beanspruchten Basisversuchen.

Probe	Temp. / °C	$F_{S,max}$ / kN	$F_{S,min}$ / kN	t_{HZ} / min	N_A	N_{AG}
DT-7	600	35,0	3,5	10	1320	1337
DT-8 *)	600	40,0	4,0	10	-	990
DT-9	600	25,0	2,5	10	17500	18200

*) Versagen durch plastische Verformungen der Welle bei 450 LW

Tabelle 6.2: Durchgeführte Versuche am Dampfturbinenmodellkörper mit 10 min Haltezeit bei maximaler Schauffellast

Durch die in Bild 6.20 beispielhaft am Modellkörper DT-7 dargestellte, gemessene Dehnungsentwicklung über der Schaufel ist anfänglich ein starker Dehnungszuwachs während der Haltezeit zu erkennen. Nach etwa 6 Lastwechseln hat sich die gemessene Dehnung stabilisiert.

Festzuhalten ist jedoch, dass es sich hierbei um eine integrale Dehnungsmessung zwischen den beiden Schweißpunkten der HT-DMS-Anbringung mit einem Abstand von ca. 2,85 mm handelt. Für die lokale Spannungs-Dehnungs-Situation im Kerbgrund muss daher eine FE-Berechnung ausgewertet werden, um die lokale Dehnungsentwicklung direkt im Kerbgrund über der Lastwechselzahl bestimmen zu können.

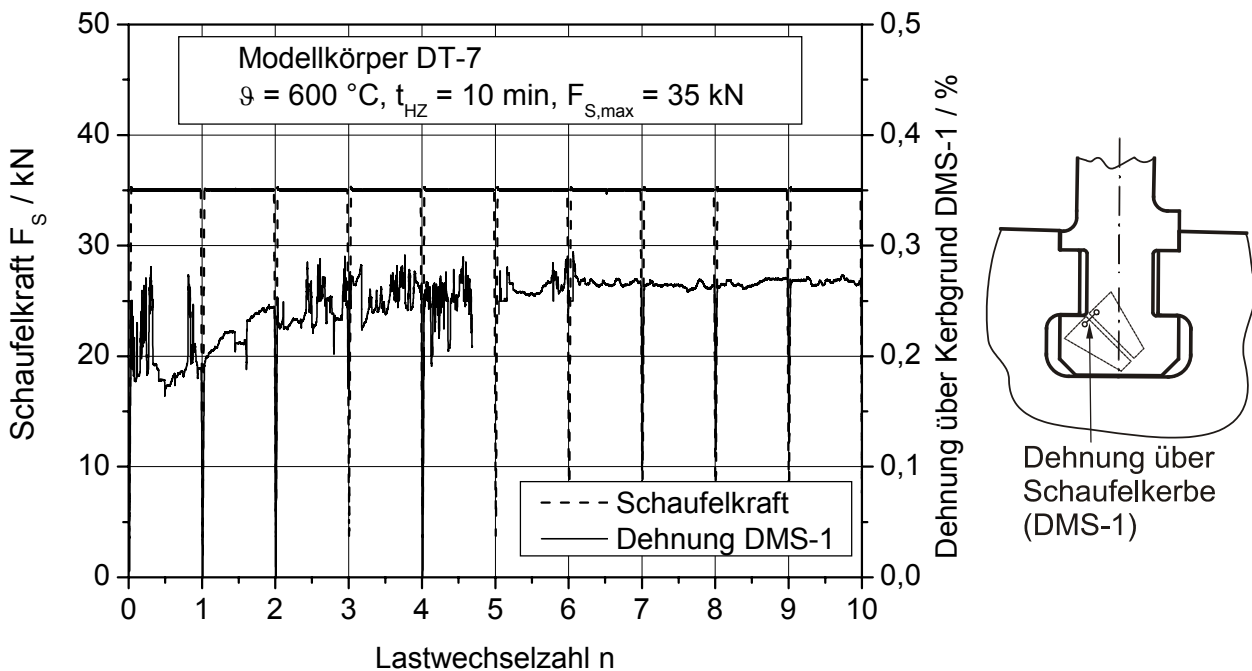


Bild 6.20: Dehnungsentwicklung über der Schaufelkerbe DMS-1 mit Haltezeit 10 min

6.3 Zyklische Berechnungen der Dampfturbinen-Modellkörper

Für die zyklischen Berechnungen mittels der Methode der Finiten Elemente werden die in Kap. 3.2 bereits beschriebenen Modelle herangezogen. Zusätzlich wird im Folgenden die Qualität der Anpassung des verwendeten Werkstoffmodells anhand von einzelnen Beispielen gezeigt.

6.3.1 Werkstoffmodellierung

Aufgrund des ständig weiterentfestigenden Verhaltens des martensitischen Wellenwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 wird im Folgenden das Werkstoffverhalten mit dem modifizierten Werkstoffmodell nach Chaboche/Nouailhas/Ohno/Wang beschrieben, welches im Vorhaben /113/ für mehrachsige Kriechermüdigungsbeanspruchung erarbeitet wurde. Aufgrund des vergleichbaren Ermüdungsverhaltens der Wellen- und der Schaufelversion des 10 % Cr-Stahls werden dieselben Parameter für die beiden Werkstoffvarianten verwendet. Dasselbe Vorgehen wird zudem für die Anpassung des Zeitstandverhaltens erforderlich, da hier lediglich Versuche für den Wellenwerkstoff vorliegen. In [Bild 6.21](#) ist beispielhaft die Nachrechnung eines dehnungskontrollierten LCF-Versuchs bei 600 °C dargestellt.

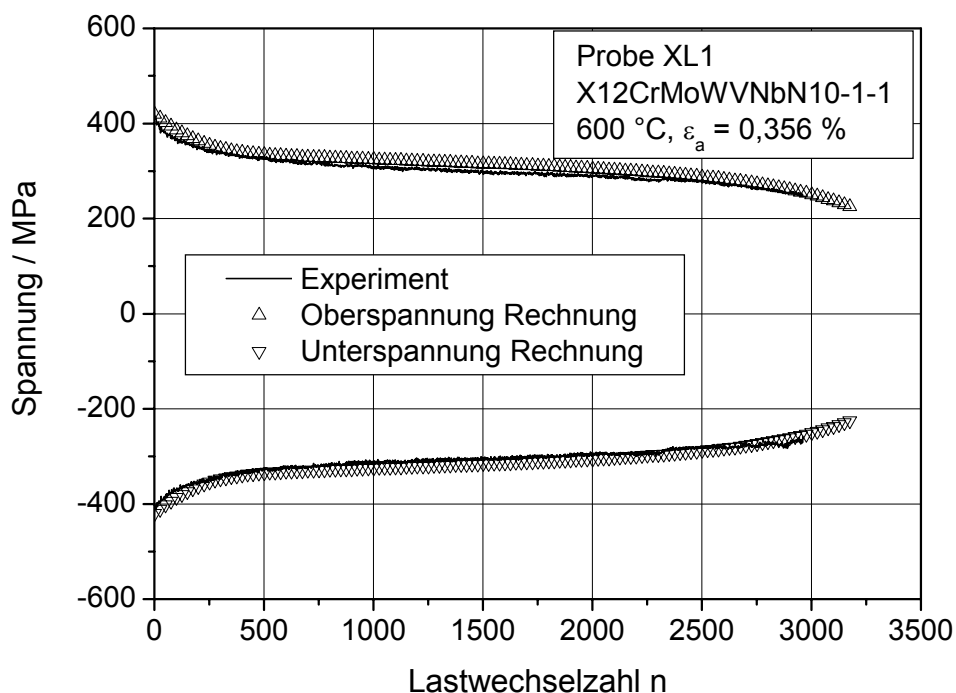


Bild 6.21: Nachrechnung eines LCF-Versuchs an X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 600 °C

Daraus geht hervor, dass mit dem eingesetzten Werkstoffmodell die zyklische Entfestigung bis hin zur Beschreibung des Versagens gut wiedergegeben werden kann. Beispielhaft ist in [Bild 6.22](#) für einen dehnungskontrollierten rein wechselnden LCF-Versuch bei 630 °C mit einer Amplitude von $\epsilon_a = 0,36 \%$ für charakteristische Zyklen

(N = 1, 100, 1000) der Vergleich von experimentell und rechnerisch bestimmten Hysteresen abgebildet. Es ist zu erkennen, dass sowohl die kinematische Verfestigung als auch das für entfestigende Werkstoffe typische Verhalten durch das angewendete Werkstoffmodell realitätsnah wiedergegeben werden kann.

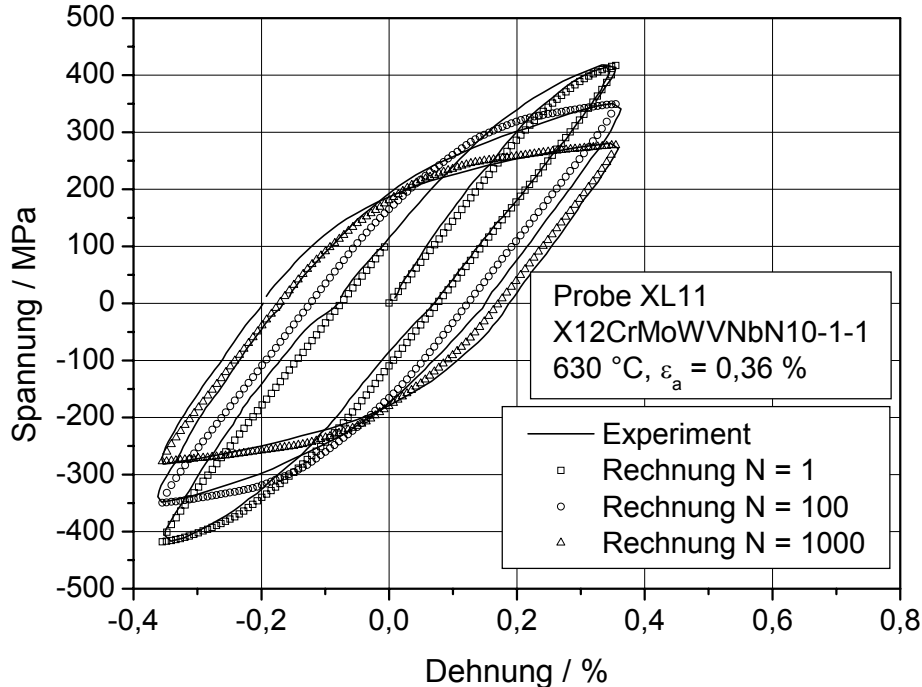


Bild 6.22: Nachrechnung eines LCF-Versuchs an X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 630 °C

Neben dem zyklischen Werkstoffverhalten ist auch das Zeitstandverhalten zu beschreiben. Zu diesem Zweck wurden Kriechkurven aus den entsprechend Kapitel 4.2.1 ermittelten Meisterkurven erstellt, siehe **Bild 6.23**.

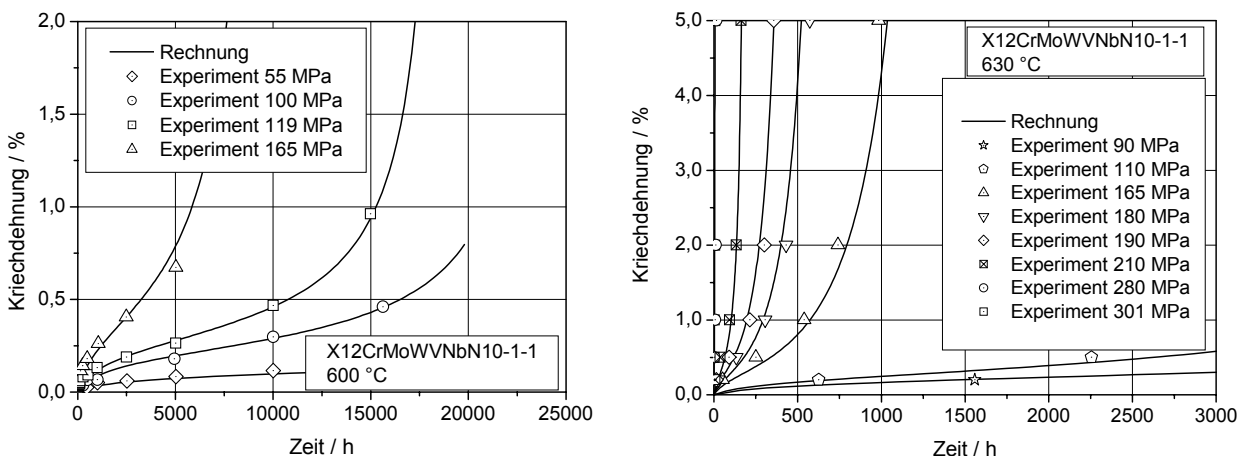


Bild 6.23: Nachrechnung von Zeitstandversuchen an X12CrMoWVNbN10-1-1

Anhand der Versuchswerte wurden die Parameter des Modells für die entsprechenden Temperaturen angepasst. Zusätzlich zu den experimentellen Daten ist in Bild 6.23 auch das Verhalten des angepassten Werkstoffmodells für 600 bzw. 630 °C eingetragen.

Bei Kriechermüdungsbeanspruchung in LCF-Versuchen mit Haltezeit muss neben der sich ausbildenden Hysterese, auch der Relaxationsvorgang während der Halteperiode beschrieben werden. Da sowohl das zyklische Verhalten als auch das Zeitstandverhalten richtig beschrieben wird, kann auch die Kombination der beiden Beanspruchungen abgebildet werden. Dies wird durch den Vergleich von Experiment und Nachrechnung dehnungskontrollierter LCF-Versuche bei 600 °C mit 3 min Haltezeit bzw. 630 °C und 5 min Haltezeit bei maximaler Dehnung in [Bild 6.24](#) bestätigt.

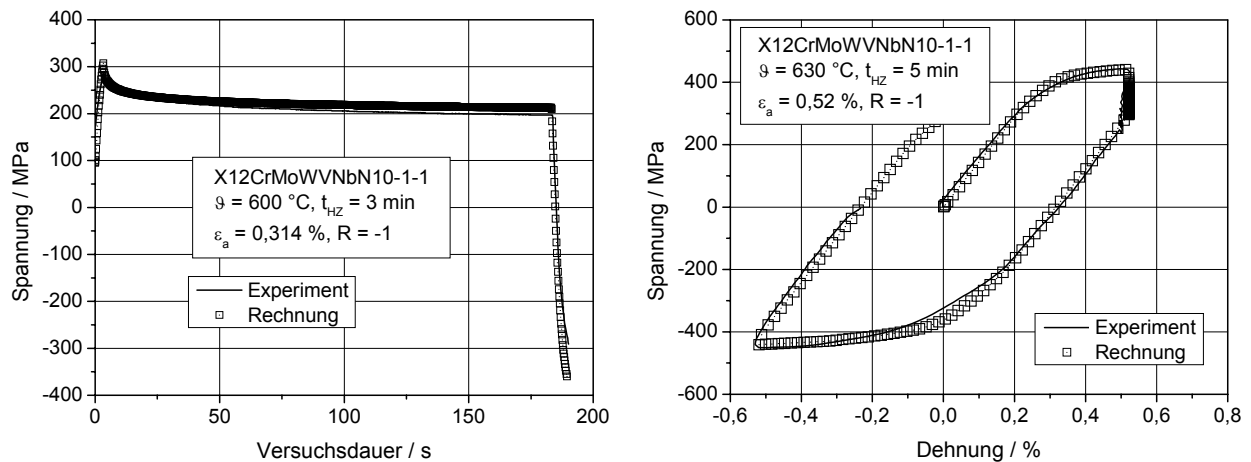


Bild 6.24: Nachrechnung einachsiger LCF-Versuche mit Zughaltezeit

Die ermittelten und für die Nachrechnung der Modellkörperversuche verwendeten Materialparameter sind in Anhang 16 zusammengefasst.

6.3.2 Berechnungsergebnisse der Dampfturbinen-Modellkörper

Zur Berechnung des Spannungs-Dehnungszustandes im Dampfturbinenmodellkörper werden elastisch-plastische Berechnungen durchgeführt. Dabei werden zwei unterschiedliche Verfahren angewendet, um unterschiedliche Ansätze für die Erarbeitung eines Lebensdauerkonzeptes untersuchen zu können.

Berechnungen mit einer zyklischen Fließkurve

In einem ersten Schritt werden elastisch-plastische Berechnungen durchgeführt, bei denen das Werkstoffverhalten des Schaufel- und des Wellenmodellkörpers mittels einer zyklischen Fließkurve abgebildet wird. Diese zyklische Fließkurve wird für den quasi-stabilen Zyklus der einzelnen LCF-Versuche bestimmt, vgl. Kapitel 4.2.1. Dabei wird der elastische Bereich der Fließkurve durch den E-Modul sowie die elastische Querkontraktionszahl wiedergegeben. Der plastische Anteil dieser Fließkurve wird in Form von Wertepaaren der bleibenden Formänderung und zugehöriger wahrer Spannung dem FE-Programm ABAQUS zur Verfügung gestellt.

Der Vorteil dieser Berechnungsmethode liegt darin, dass sie auch in den abgebildeten Kontaktbereichen eine hohe Stabilität bietet. Darüber hinaus ist lediglich die Berechnung eines Belastungsschrittes notwendig, der mit einer großen Inkrementweite gelöst werden kann. Dadurch kann eine schnelle Berechnung der Spannungs- und Dehnungsverhältnisse durchgeführt werden. Als Beispiel für die sich einstellende Spannungsverteilung ist die Vergleichsspannung für den Modellkörper DT-3 in [Bild 6.25](#) dargestellt. Die hoch beanspruchte Stelle im Kerbbereich der Schaufel und der Welle, auf der Seite mit überlagerter Zugbeanspruchung aus der Biegekraft, ist gut zu erkennen. Darüber hinaus wird durch die Darstellung der Vergleichsspannung deutlich, dass lokal hohe Spannungsspitzen im Kontaktbereich auftreten. Bei der Belastung des Modellkörpers DT-3 von $F_{S,max} = 40 \text{ kN}$ haben sich im Versuch makroskopisch sichtbare, plastische Verformungen im Kontaktbereich eingestellt. Dies rührt von der hohen Vergleichsspannung in diesem Bereich her, die über der Fließgrenze für X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 600 °C liegt. Dies wird bei genauer Betrachtung durch die FE-Berechnung bestätigt, wo lokal am Beginn und Ende der Kontaktzone Vergleichsspannungsspitzen von über 500 MPa auftreten.

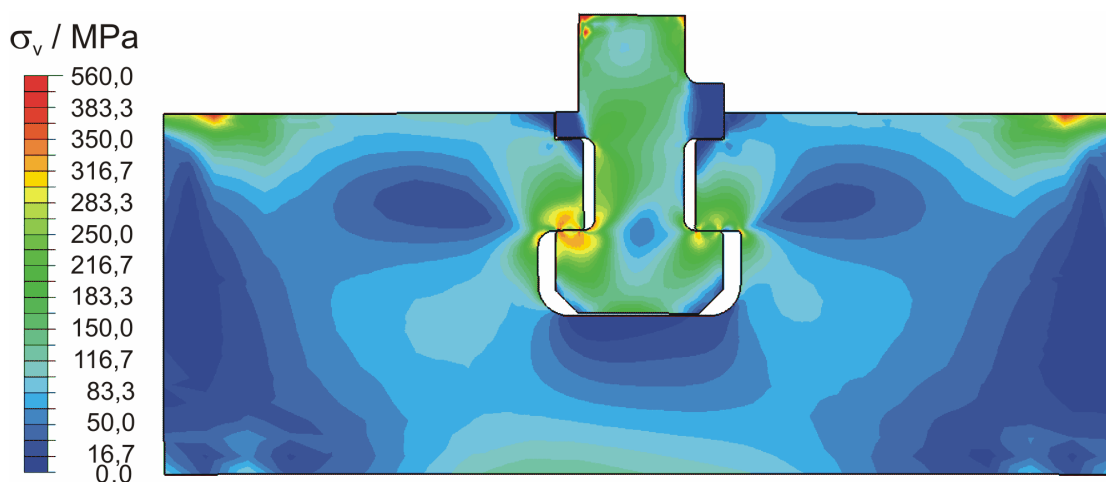


Bild 6.25: Verteilung der von Mises-Spannung für DT-3, $F_{S,max} = 40 \text{ kN}$, 600 °C

Da für die Anwendung des Lebensdauerkonzeptes, basierend auf der Berechnung mit zyklischer Fließkurve, die maximale Hauptspannung maßgeblich ist, sollte insbesondere die Verteilung dieser Spannung untersucht werden. Das Ergebnis ist in [Bild 6.26](#) für den Modellkörper DT-5 dargestellt. Zur Kontrolle der aufgebrachten Randbedingungen ist die Verformung im Maßstab 10:1 abgebildet. An der Kerbstelle mit überlagerter Fliehkraftzug- und Biegezugbeanspruchung tritt ebenfalls die maximale Hauptdehnung auf, so dass die Schaufelkerbe als Ort größter Versagenswahrscheinlichkeit identifiziert werden kann.

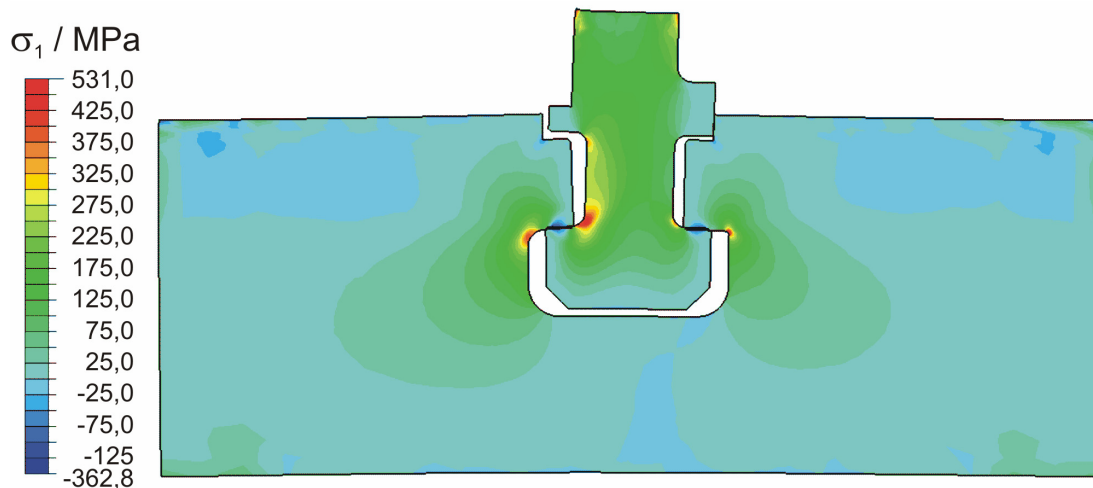


Bild 6.26: Verteilung der 1. Hauptspannung für DT-5, $F_{S,max} = 35 \text{ kN}$, 600 °C

Ein Nachteil der Berechnungsmethode, bei dem das Werkstoffverhalten durch eine zyklische Fließkurve repräsentiert wird, liegt darin, dass keine Spannungumlagerungen durch zyklische Entfestigungsvorgänge abgebildet werden können. Darüber hinaus sind die bei schwellender Belastung auftretenden Kriech- und Relaxationsvorgänge durch das Verwenden einer zyklischen Fließkurve nicht berechenbar. Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist es, den sinnvollen Anwendungsbereich dieser schnellen und einfachen Methode auf Basis der zyklischen Fließkurve darzustellen.

Wärmedehnungen

Die Berücksichtigung der Wärmedehnung in den Modellen führt zu keiner signifikanten Änderung der Berechnungsergebnisse. Dies kann insofern analytisch nachvollzogen werden, da der geringste auftretende Spalt mit $d = 0,0228 \text{ mm}$ zwischen Schaufel- und Wellenmodellkörper an der Oberseite der Wellennut zu finden ist. Berechnet man mit den anhand der Dilatometerversuche bestimmten Wärmeausdehnungskoeffizienten die unterschiedlichen Wärmedehnungen, so ergeben sich die Dehnungen zu

$$\varepsilon_{th,Schaufel} = \alpha_{Schaufel} \cdot \Delta\vartheta = 12,4 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \cdot 580 \text{ K} = 0,7192 \text{ \%}, \text{ bzw.} \quad (6.1)$$

$$\varepsilon_{th,Welle} = \alpha_{Welle} \cdot \Delta\vartheta = 11,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \cdot 580 \text{ K} = 0,667 \text{ \%}. \quad (6.2)$$

Die Differenz der Änderungen bei der Breite $D = 21,3 \text{ mm}$ am oberen Rand der Wellennut ergibt sich daher zu

$$\Delta D = D \cdot (\varepsilon_{th,Schaufel} - \varepsilon_{th,Welle}) = 0,0111 \text{ mm}. \quad (6.3)$$

Es ist ersichtlich, dass der Spalt nicht geschlossen wird. Zusätzlich kommt noch die in Bild 6.26 gezeigte Aufbiegung der Nut hinzu, so dass mit einer behinderten Wärmedehnung bei der vorliegenden Modellkörper-Konfiguration nicht zu rechnen ist.

Relativweg zwischen Schaufel- und Wellenmodellkörper

Ebenfalls mit Hilfe elastisch-plastischer Berechnungen wurde die Relativverschiebung zwischen den Kontaktflächen des Schaufel- und Wellenmodellkörpers bestimmt. Die bei 600 °C erzielten Ergebnisse sind in Tabelle 6.3 für die beiden Modellkörper mit der geringsten und höchsten geprüften Schaufellast $F_{S,max}$ zusammengefasst.

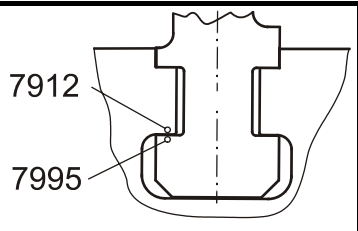
$F_{S,max}$ / kN	μ	Δu / μm	
25,0	0,30	0,79	
40,0	0,30	0,85	

Tabelle 6.3: Relativweg zwischen Schaufel und Welle bei DT-Modellkörpern

Aus den beiden Berechnungen wird ersichtlich, dass bei einer Kraftangriffsrichtung senkrecht zur Kontaktfläche nahezu keine Relativbewegung stattfindet. Daher ist auch eine Variation des Reibungskoeffizienten μ nur von untergeordneter Bedeutung und wird für den Dampfturbinenmodellkörper im Folgenden nicht diskutiert.

Berechnungen mit einem viskoplastischen Stoffgesetz

Zur Darstellung der Entfestigungsvorgänge bei zyklischer Beanspruchung sowie bei Kriechermüdnungsbeanspruchung werden Berechnungen unter Einsatz des viskoplastischen Stoffgesetzes nach Chaboche/Nouailhas, vgl. Kapitel 6.3.1, durchgeführt.

Im Weiteren werden die zyklischen Berechnungen am Dampfturbinenmodellkörper bei 600 °C mit dem sowohl für die Schaufel als auch die Welle eingesetzten 10 % Cr-Stahl diskutiert.

Zur Verifikation der berechneten Beanspruchungen werden zunächst die gemessenen Dehnungen den berechneten Werten gegenübergestellt. Beispielhaft wird in Bild 6.27 die Entwicklung der maximalen Dehnung über der Schaufelkerbe zwischen FE-Berechnung und Versuch verglichen. Es ist zu erkennen, dass sich die berechnete Dehnung schnell den gemessenen Werten angleicht und eine gute Übereinstimmung erzielt wird. Die anfänglich geringere Dehnung im Experiment ist dadurch zu erklären, dass sich zyklische Setzvorgänge einstellen. Insbesondere an den Auflagestellen der Bolzen mit unterschiedlichem Durchmesser zur Realisierung der Dampfkraftkompo-

nente, ist mit diesem Setzen zu rechnen erst wenn diese Vorgänge abgeschlossen sind, resultiert die gesamte eingeleitete Schaufelkraft in der Dehnung im Kerbgrund der Schaufel.

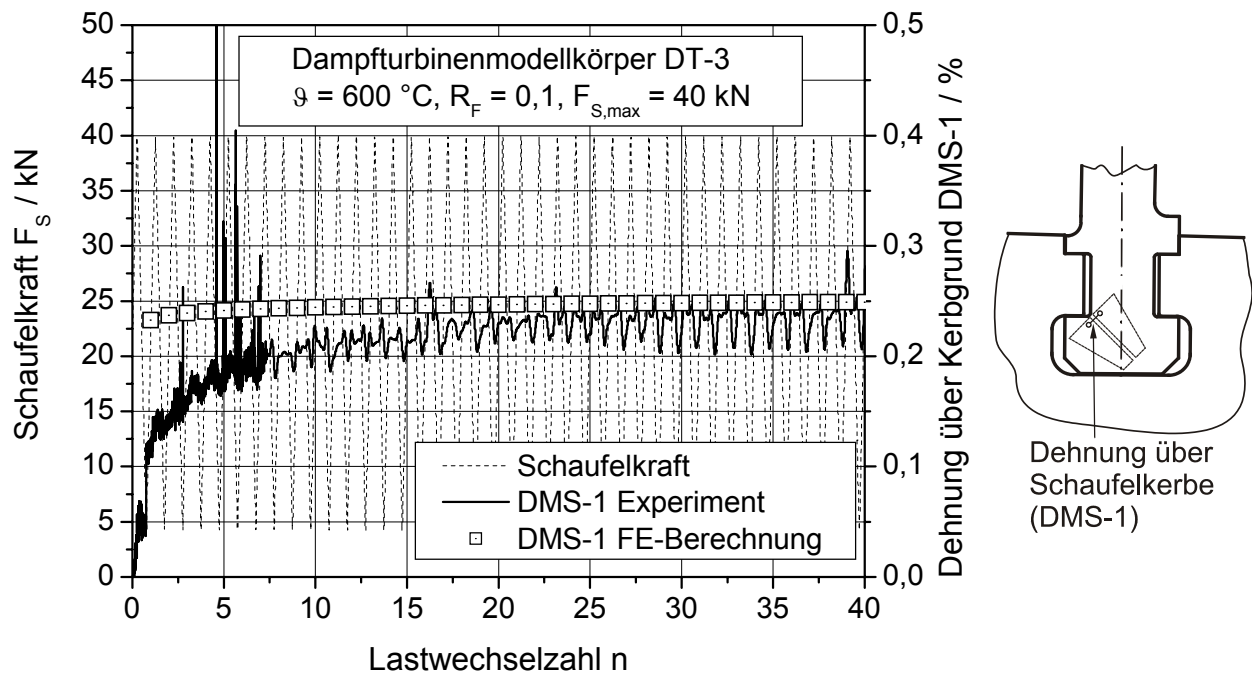


Bild 6.27: Entwicklung der maximalen Dehnung über der Schaufelkerbe für Experiment und FE-Berechnung

Bei der Berechnung mit der benutzerdefinierten Materialroutine UMAT im FE-Programm ABAQUS ist lediglich eine geringe Zeitschrittweite pro Inkrement möglich, da ansonsten numerische Instabilitäten auftreten und eine genaue Berechnung des Spannungs- und Dehnungsverhaltens nicht mehr möglich ist. Für den Dampfturbinenmodellkörper sind je Belastungszyklus (von $F_{S,max}$ über $F_{S,min}$ bis wieder zu $F_{S,max}$) minimal etwa 600 Zeitinkremente zulässig. Da die benutzerdefinierte Materialroutine für jedes Element bei jedem Inkrement erneut durchlaufen werden muss, ergeben sich für die zyklische Berechnung des Dampfturbinenmodellkörpers lange Rechenzeiten. Aus diesem Grund sind Zyklenzahlen von mehr als 200 nur mit sehr großem, unwirtschaftlichem Aufwand zu berechnen.

Dies führt für den martensitischen 10 %-Cr-Stahl zu Schwierigkeiten, da ein stabilisierter Zyklus bei reiner Ermüdungsbeanspruchung bei dieser geringen Anzahl an berechneten Lastwechseln nicht erreicht ist. Das ständig weiter entfestigende Verhalten, das bei der Basischarakterisierung beobachtet wurde, findet sich auch in der Schaufelkerbe wieder, die die höchstbeanspruchte Stelle darstellt. Dies ist am Beispiel der Nachrechnung des Dampfturbinenmodellkörpers DT-3 in [Bild 6.28](#) für die Auswertung der 1. Hauptspannung im Kerbgrund der hochbeanspruchten Schaufelkerbe erkennbar.

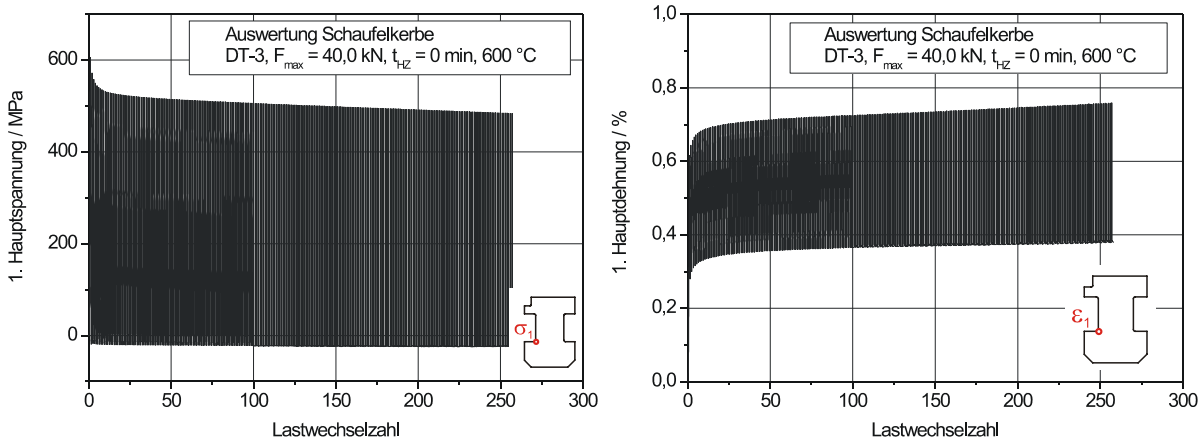


Bild 6.28: Veränderung der 1. Hauptspannung und 1. Hauptdehnung in der Schaufelkerbe bei der Berechnung des Dampfturbinenmodellkörpers DT-3 bei reiner Ermüdungsbeanspruchung

Diese lokalen Spannungsumlagerungen sind jedoch nur mit einem geeigneten Stoffgesetz erfassbar und werden durch einfachere Ansätze, wie z. B. die zyklische Fließkurve, nicht adäquat wiedergegeben.

Ein weiterer Vorteil der Nutzung viskoplastischer Stoffgesetze in Finite Elemente Berechnungen kommt zum Tragen, wenn Versuche unter Kriechermüdungsbeanspruchung berechnet werden. Zunächst wird durch den Vergleich der gemessenen integralen Dehnung über dem Kerbgrund der Schaufel (DMS-1) und den berechneten Werten sichergestellt, dass die Randbedingungen richtig in der Berechnung aufgebracht werden, siehe [Bild 6.29](#). Dabei fällt auf, dass prinzipiell das gleiche Verhalten wie im Versuch durch die Rechnung beschrieben werden kann, weil die anfänglich stärkere Dehnungszunahme über die ersten Lastwechsel rasch abklingt und auf einen nahezu konstanten Wert strebt. Weiter ist derselbe Effekt wie bei rein zyklischer Belastung festzustellen, dass die Dehnungsentwicklung in der Berechnung im ersten Zyklus einen höheren Wert erreicht als im Versuch. Wichtig ist jedoch, dass der asymptotisch erreichte Wert der Dehnung von ca. 0,27 % bereits nach ca. 5 Zyklen und dann im weiteren Verlauf mit dem Versuch übereinstimmt.

Bei den gemessenen Dehnungswerten handelt es sich um eine integrale Dehnung, die lediglich zur Detektion des Anrisses während des Versuchs und zur Verifikation der FE-Berechnung genutzt werden kann. Für eine Bewertung des lokalen Beanspruchungszustandes an der höchstbeanspruchten Stelle muss daher mittels FE-Berechnung eine Auswertung des Spannungs- und Dehnungsverlaufs im Kerbgrund erfolgen.

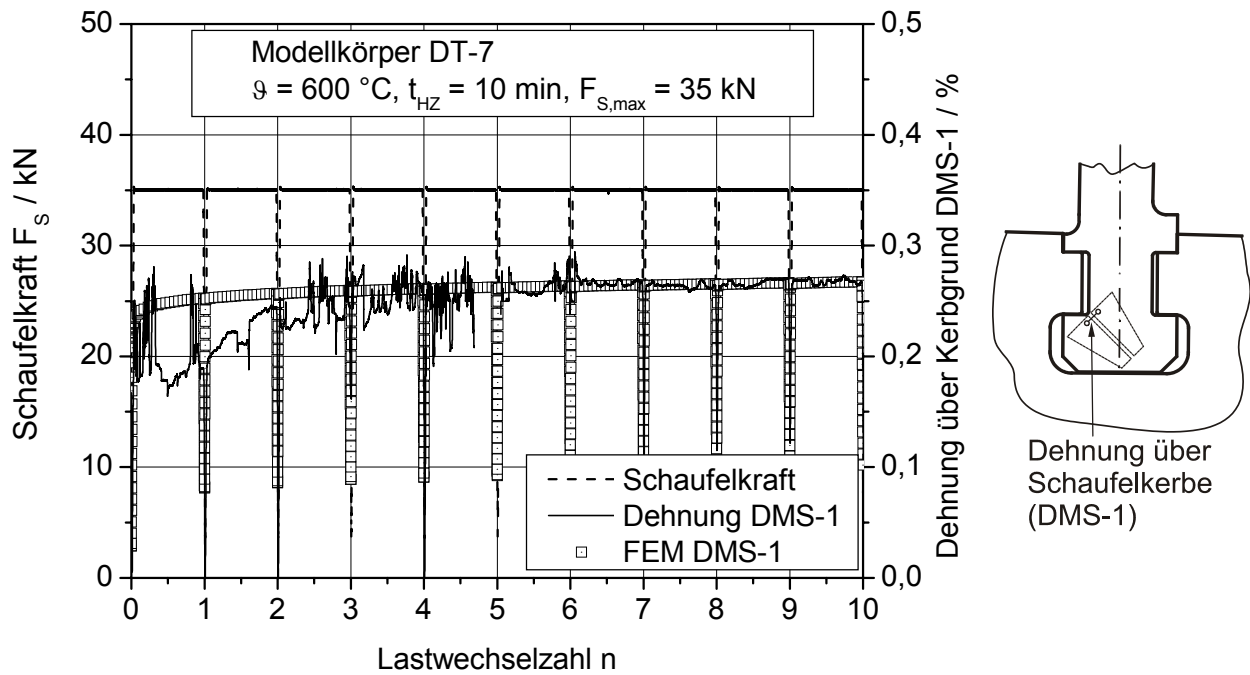


Bild 6.29: Vergleich der gemessenen und berechneten Dehnung über der Schaufelkerbe DMS-1 bei einem Versuch mit Haltezeit von 10 min

In **Bild 6.30** ist am Beispiel der 1. Hauptspannung im Schaufelkerbgrund der Spannungsverlauf bei einer LCF-Beanspruchung mit 10 min Haltezeit auf der Zugbelastungsseite ersichtlich. Es wurde dabei der Modellkörper DT-7 für 425 LW nachgerechnet.

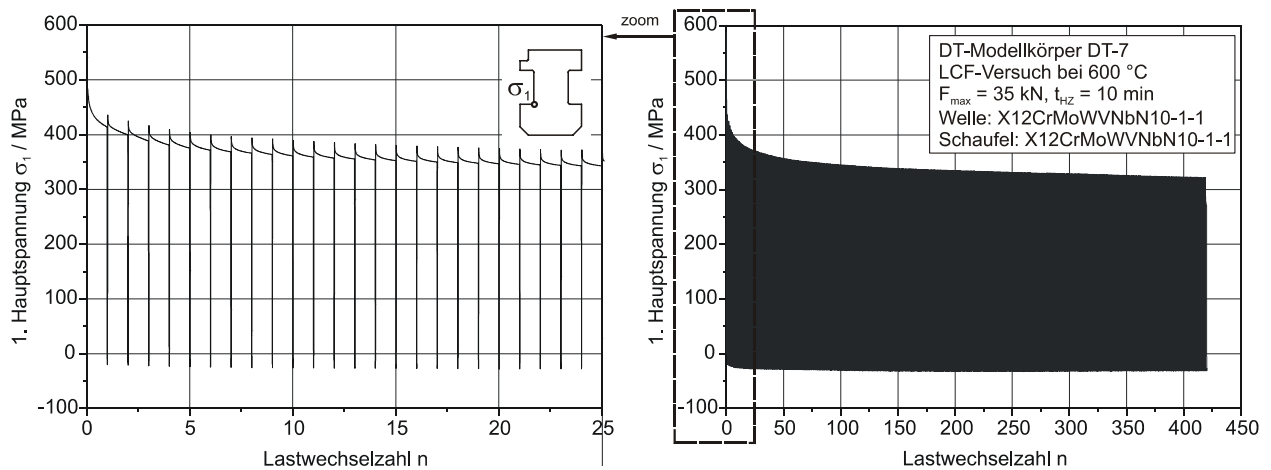


Bild 6.30: Verlauf der 1. Hauptspannung in der Schaufelkerbe während der Berechnung des Modellkörperversuchs DT-7 mit Haltezeit bei 600 °C

Aufgrund der starken kriebbedingten Spannungsabnahme während der berechneten Lastwechsel ist im Unterschied zu den reinen Ermüdungsversuchen zu erkennen, dass sich ein quasistabiler Zyklus für Kriechermüdungsversuche einstellt. Schon nach etwa 300 Lastwechseln ergibt sich im betrachteten Beispiel ein Spannungswert, der über ca. 50 LW nahezu konstant bleibt. Zum selben Ergebnis kommt man auch durch

Auswertung der Berechnung eines weiteren LCF-Versuchs mit Haltezeit bei geringerer Beanspruchung (DT-9).

Im Gegensatz zu der ständig stark abnehmenden Vergleichsspannung im Fall reiner Ermüdungsberechnung erreicht die Dehnung bei der Berechnung von Kriechermüdungsversuchen entsprechend dem Verhalten der 1. Hauptspannung einen stabilen Wert. Dies ist in Bild 6.31 beispielhaft für den Dampfturbinenmodellkörper DT-9 dargestellt, bei dem sich die Maximalspannung über die letzten 50 berechneten Lastzyklen zwischen $n = 550$ und 600 lediglich um etwa 1 % verringert.

Bei der Berechnung von LCF-Versuchen mit Haltezeit wurde beobachtet, dass ein quasistabiler Zyklus durch die Nachrechnung einer, bezogen auf die gesamte Lebensdauer, relativ geringen Anzahl an Lastwechseln erreicht werden kann. Diese Beobachtung lässt u. U. die Möglichkeit zu, diesen stabilen Zyklus im Rahmen eines Lebensdauerkonzeptes auszuwerten.

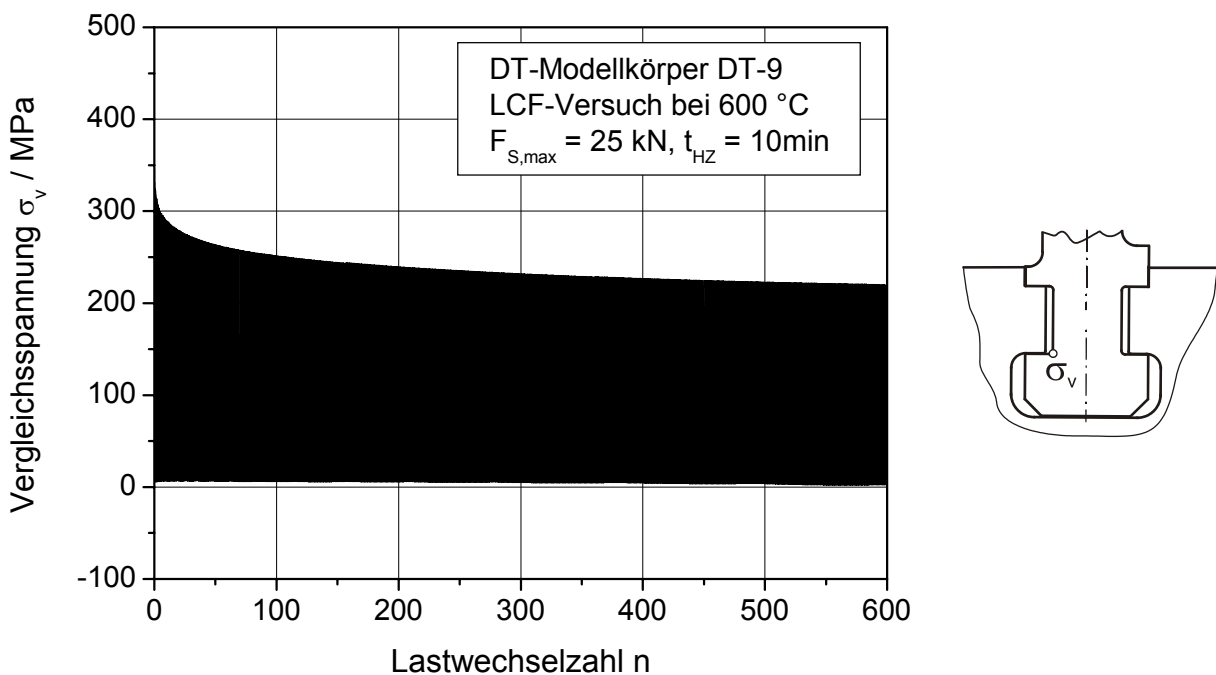


Bild 6.31: Verlauf der Vergleichsspannung im Schaufelkerbgrund des Dampfturbinenmodellkörpers DT-9 mit Haltezeit bei 600 °C

7 Lebensdauerkonzept

Das im Rahmen dieser Arbeit zu verifizierende und für typische Dampfturbinenwerkstoffe zu modifizierende Lebensdauerkonzept wurde im Vorhaben „Schaufel-Scheibe-Verbindung“ /14/ für Nickelbasis-Werkstoffe entwickelt. Diese Werkstoffe zeigten nach kurzer Ver- bzw. Entfestigung ein konstant stabiles Verhalten bis zum Anriss. Dadurch ist es möglich mit Hilfe eines viskoplastischen Stoffgesetzes nach wenigen berechneten Zyklen (max. 100) einen stabilen Zustand zu erhalten. Dieser Beanspruchungszustand kann dann für eine Bestimmung der zu erwartenden Anrisslastwechselzahl herangezogen werden.

Wie bereits bei der Diskussion der FE-Berechnungen der Dampfturbinenmodellkörper ersichtlich wurde, ist bei reiner Ermüdungsbeanspruchung für den hier eingesetzten 10 %-Cr-Stahl kein stabilisierter Zyklus zu berechnen. Daher wird im Folgenden für die Modifikation des Lebensdauerkonzeptes eine Trennung anhand des zyklischen Entfestigungsverhaltens vorgenommen.

Die Gasturbinen-Werkstoffe, die ein stabiles Verhalten zeigen, werden nach dem bereits erarbeiteten Konzept bewertet. Dieses soll für die betriebsnahe, relativ niedrige Beanspruchung und bei Berücksichtigung des Nachbarschaufeleinflusses verifiziert werden. Hingegen wird der ständig weiterentfestigende Dampfturbinenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1 nach dem im Rahmen dieser Arbeit modifizierten Lebensdauerkonzept behandelt.

7.1 Lebensdauerkonzept bei Ermüdungsbeanspruchung

7.1.1 Stabiles zyklisches Werkstoffverhalten

Bei den Gasturbinenwerkstoffen IN718 und IN792 liegt ein Verhalten vor, das nach einer kurzen zyklischen Ver- bzw. Entfestigung zu einem bis zum Anriss stabilen Werkstoffverhalten führt. Für dieses Werkstoffverhalten wurde im Vorhaben /14/ bereits ein Lebensdauerkonzept erarbeitet, das im Rahmen dieser Arbeit an einer neuen Verbindungsgeometrie unter Berücksichtigung des Nachbarschaufeleinflusses sowie unter betriebsnaher Beanspruchung verifiziert werden soll. Im Folgenden wird dieses Lebensdauerkonzept kurz erläutert und die erzielten Ergebnisse diskutiert.

Das Konzept bei reiner Ermüdungsbeanspruchung ist schematisch in Bild 7.1 dargestellt. Dabei gliedert sich die Vorgehensweise in zwei Bereiche, die Basischarakterisierung der verwendeten Werkstoffe und die Berechnung der Beanspruchung mittels der Methode der Finiten Elemente.

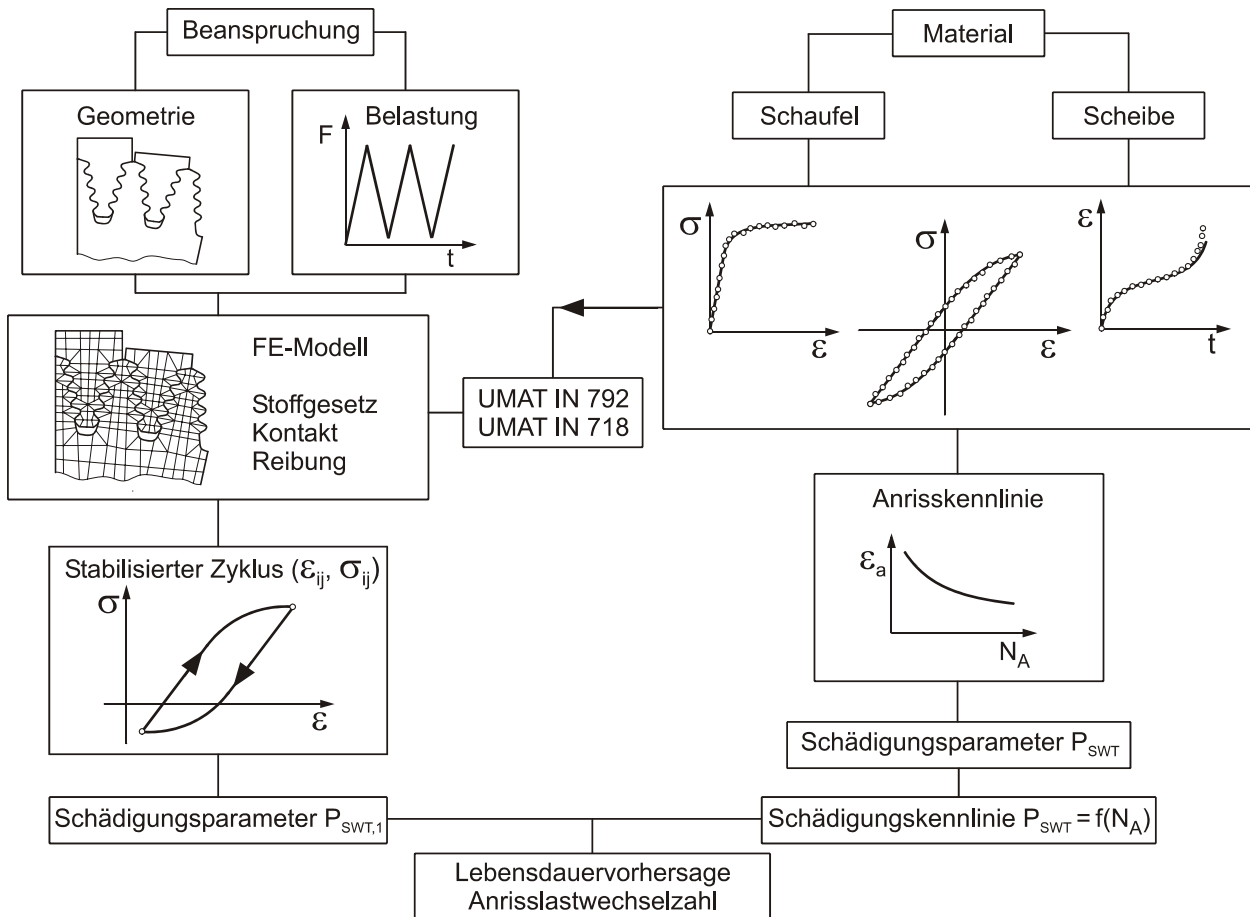


Bild 7.1: Lebensdauerkonzept bei Ermüdungsbeanspruchung von Werkstoffen mit stabilem zyklischen Verhalten, nach /14/

Anhand der Basischarakterisierungsversuche werden einerseits die Parameter des viskoplastischen Stoffmodells angepasst, welches für die zyklische Berechnung des Modellkörpers zur Beschreibung des Materialverhaltens in Form einer benutzerdefinierten Routine (UMAT) herangezogen wird. Andererseits dienen die Basischarakterisierungsversuche zur Bestimmung einer Anrisskennlinie, die mit Hilfe des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper P_{SWT} in eine Schädigungskennlinie transformiert werden kann.

Die zu bewertende Geometrie wird mittels FEM diskretisiert und die entsprechenden Randbedingungen sowie Kontakt und Reibung definiert. Durch die Berechnung der Belastungszyklen bis zum Erreichen eines stabilisierten Zyklus werden Spannungsumlagerungen berücksichtigt. Anhand des stabilisierten Zyklus der höchstbeanspruchten Stelle wird der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper ermittelt. Es hat sich als sinnvoll erwiesen, den in Tabelle 2.1 angegebenen Schädigungsparameter $P_{SWT,1}$, ausgedrückt in der 1. Hauptspannung, für die Lebensdauerbewertung heranzuziehen, /14/. Durch Vergleich des mit Hilfe der FE-Berechnung bestimmten Schädigungsparameters und der aus Basischarakterisierungsversuchen ermittelten Schädigungs-

gungskennlinie (Bild 4.13), kann auf die zu erwartende Anrisslastwechselzahl geschlossen werden. Die für den Gasturbinenmodellkörper rechnerisch ermittelten Anrisslastwechselzahlen sind in Tabelle 7.1 den experimentell bestimmten Werten gegenüber gestellt.

Probe	be- schichtet	$F_{S,max}$ / kN	$\sigma_{1,max}$ / MPa	$P_{SWT,1}$ / MPa	$N_{A,Rechnung}$	$N_{A,Versuch}$	D_{σ}
GT-1	ja	100	366,0	244,0	620000	89700 *)	0,1447
GT-1	ja	150	576,0	379,0	41000	43730	1,0666
GT-2	ja	250	801,2	615,2	2071	5317	2,5674
GT-5	nein	150	576,3	379,7	40500	15939 **)	-
GT-6	nein	250	801,3	616,4	2047	5472	2,6732

*) Nach 89700 LW ohne Anriss wurde die Belastung erhöht

***) Versagen der Schweißnaht vor Anriss des Modellkörpers

Tabelle 7.1: Anrisslastwechselzahl bei Gasturbinenmodellkörpern

Wird die Lasterhöhung beim Modellkörper GT-1 nach 89700 LW mit einer Vorschädigung von $D_{\sigma} = 0,1447$ berücksichtigt und setzt man eine lineare Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner mit $D_{\sigma} = 1$ voraus, so ergibt sich für die errechnete verringerte Lastwechselzahl bis zum Anriss bei GT-1 und einer Belastung von $F_{S,max} = 150$ kN ein Wert von $N_A' = 35067$ LW. Die bestimmten Anrisslastwechselzahlen sind in Bild 7.2 dargestellt.

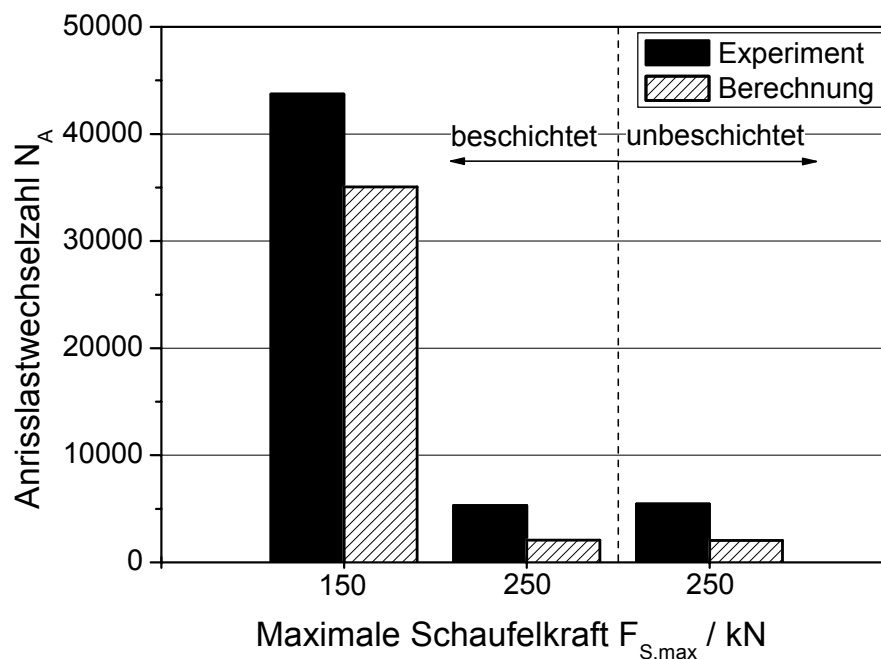


Bild 7.2: Vergleich der berechneten und experimentell ermittelten Anrisslastwechselzahl bei reiner LCF-Beanspruchung von Gasturbinenmodellkörpern

Durch die rückwirkende Anwendung des an den Modellkörpern verifizierten Lebensdauerkonzeptes und unter Berücksichtigung der für beschichtete und unbeschichtete Schaufelfüße gefundenen Reibkoeffizienten $\mu = 0,20$ bzw. $\mu = 0,33$, ergibt sich die in Tabelle 7.2 zusammengestellte Situation. Entsprechend den Erfahrungen bei den GT-Modellkörpern ist zwar ein deutlicher Unterschied im Reibungsverhalten und somit im Relativweg bestimmt worden, allerdings ist dies für die lokale Beanspruchungssituation in der höchstbeanspruchten Schaufelkerbe von untergeordneter Bedeutung. Dies wird bestätigt durch die geringfügig höher berechnete Anrisslastwechselzahl von etwa 1,8 % im Fall der unbeschichteten Schaufel.

Reibkoeffizient	$\sigma_{1,max} / \sigma_{1,max,beschichtet}$	$N_A / N_{A,beschichtet}$
$\mu = 0,20$ (beschichtet)	1,000	1,000
$\mu = 0,33$ (unbeschichtet)	1,018	1,018

Tabelle 7.2: Beschichtungseinfluss auf die Lebensdauervorhersage von Gasturbinen

7.1.2 Ständig entfestigendes zyklisches Werkstoffverhalten

Die in Kapitel 6.3.2 durchgeführten Berechnungen von LCF-Beanspruchungen ohne Haltezeit an Dampfturbinenmodellkörpern haben gezeigt, dass bei Werkstoffen, die einer ständigen zyklischen Entfestigung unterliegen, kein stabilisierter Zyklus berechnet werden kann. Die Anwendung des für Gasturbinen-Werkstoffe (Nickelbasis-Legierung IN718 bzw. IN792) entwickelte Lebensdauerkonzeptes ist daher nur eingeschränkt möglich. Aus diesem Grund wird am Beispiel des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1 im Folgenden der Vorschlag für ein modifiziertes Lebensdauerkonzept zur Bestimmung der Anrisslastwechselzahl bei Ermüdungsbeanspruchung erläutert.

Das in Kapitel 3.2 diskutierte und für die Berechnung der Dampfturbinenmodellkörper eingesetzte Stoffgesetz auf Basis von Chaboche, Nouailhas, Ohno und Wang beinhaltet nach der Modifikation, die im Rahmen des Vorhabens „Kriechermüdung mehraxial“ /1113/ erarbeitet wurde, einen Ermüdungsschädigungsparameter D_f . Dieser Schädigungsparameter wird für die Modellierung der ständigen Entfestigung und des Spannungsabfalls bei Anriss eingesetzt. In Bild 7.3 ist die Entwicklung des Schädigungsparameters D_f während der Berechnung eines einachsigen LCF-Versuchs bei 600 °C bzw. 630 °C dargestellt. Voraussetzung für die weitere Vorgehensweise ist eine sehr gute Anpassung der Parameter des Werkstoffmodells, wodurch sichergestellt werden muss, dass der Verlauf der Extremspannungen im LCF-Versuch von der Erstbelastung bis zum Anriss gut beschrieben wird.

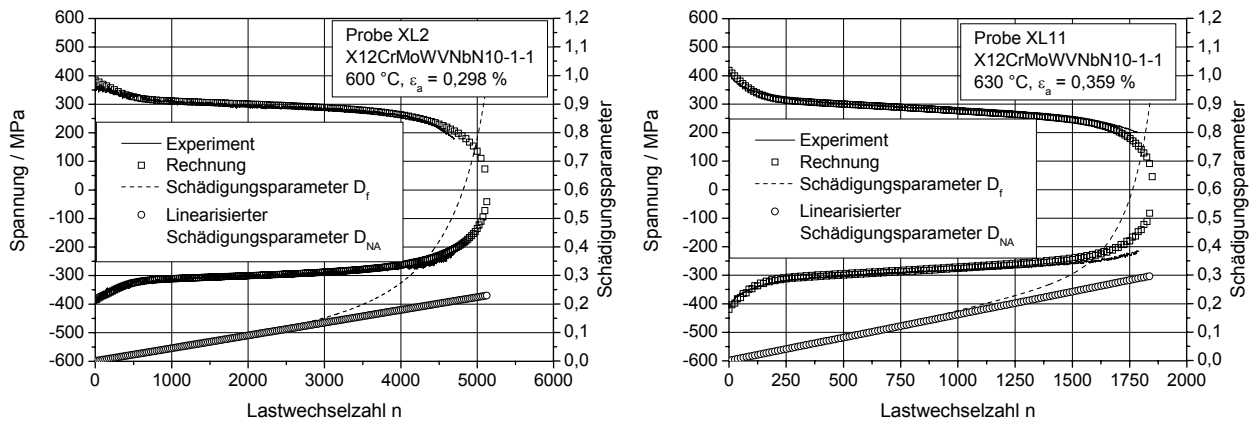


Bild 7.3: Entwicklung des Schädigungsparameters D_f und des linearisierten Ersatz-Schädigungsparameters D_{NA} bei 600 °C bzw. 630 °C

Während der Berechnung verläuft der Ermüdungsschädigungsparameter D_f zunächst linear und nimmt dann im weiteren Verlauf des LCF-Versuchs exponentiell zu. Entsprechend der in **Bild 7.4** schematisch dargestellten Vorgehensweise wird für alle Basischarakterisierungsversuche, die mit Hilfe des viskoplastischen Stoffgesetzes nachgerechnet werden, dieser Ermüdungsschädigungsparameter D_f berechnet und über der Lastwechselzahl n aufgetragen.

In einem zweiten Schritt wird der lineare Bereich des Schädigungsparameters linear über die gesamte Versuchsdauer extrapoliert. Die Werte, die dieser linearisierte Ersatz-Schädigungsparameter D_{NA} bei errechneter Anrisslastwechselzahl annimmt, werden für alle Versuche bei RT, 600 °C und 630 °C für den 10 %-Cr-Stahl bestimmt. Trägt man diese Werte über der Dehnungsamplitude auf, so erhält man für jede Prüftemperatur einen Mittelwert, der über dem gesamten betrachteten Dehnungsbereich als konstant angenommen werden kann, siehe **Bild 7.5**. Auffallend ist der große Unterschied des konstanten Wertes zwischen 600 °C und 630 °C. Dies ist dadurch zu begründen, dass dieser Werkstoff bei 630 °C am Rande seines Einsatzbereichs liegt und dabei eine deutlich stärkere Entfestigung eintritt, als dies bis 600 °C der Fall ist.

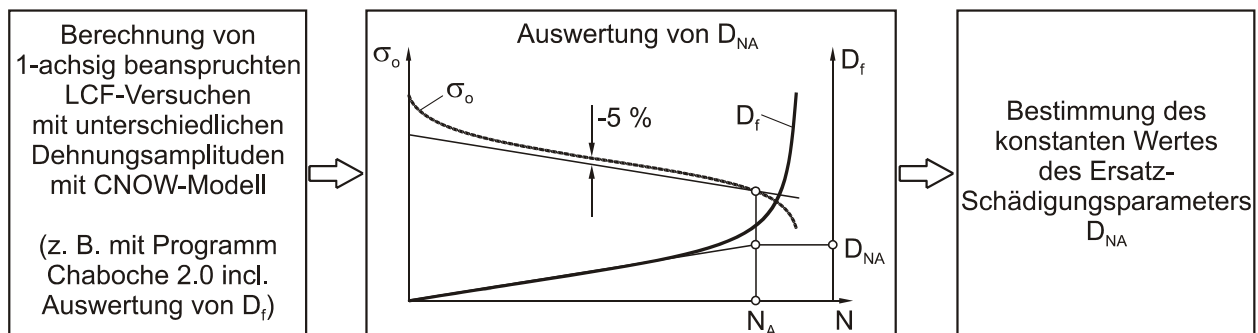


Bild 7.4: Bestimmung des Ersatz-Schädigungsparameters D_{NA}

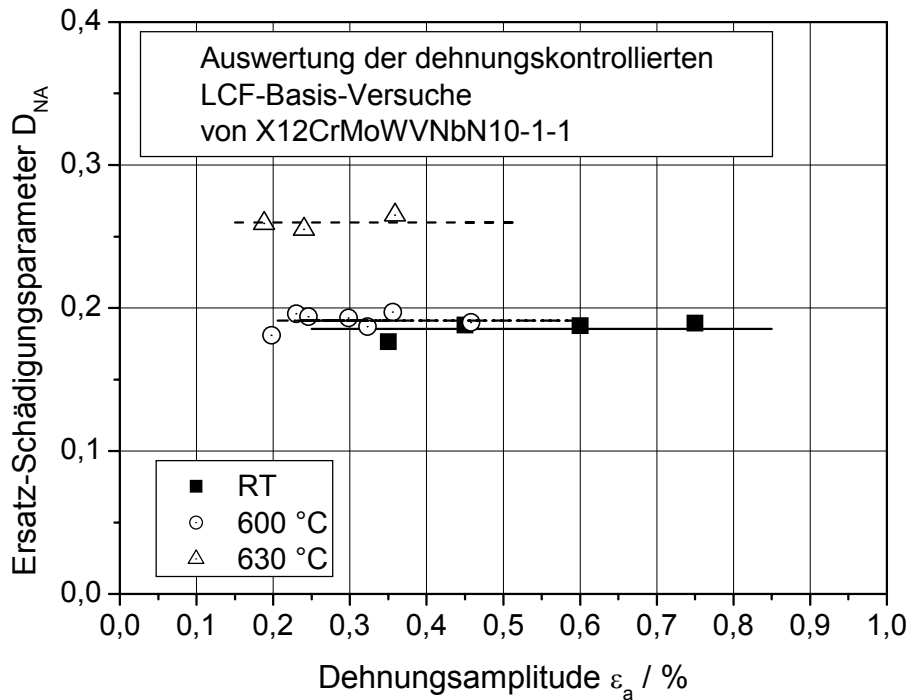


Bild 7.5: Auswertung der linear erweiterten Ersatz-Schädigungsparameter D_{NA} für unterschiedliche Temperaturen bei X12CrMoWVNbN10-1-1

Diese Vorgehensweise entspricht von ihrer grundlegenden Idee her dem etablierten und in Kap. 3.1.3 vorgestellten Konzept der normierten Ersatzbruchdehnung bei mehrachsiger Zeitstandbeanspruchung. Dies ist insofern naheliegend, da der Verlauf der Oberspannung im LCF-Versuch des X12CrMoWVNbN10-1-1 mit starker Entfestigung, stationärer Entfestigung und wieder zunehmender Entfestigung bis Anriss dem Verlauf einer Kriechkurve mit ihren drei typischen Phasen entspricht. Für die jeweilige Temperatur wurden die in Tabelle 7.3 zusammengefassten Zielwerte von D_{NA} bestimmt.

Temperatur	RT	600 °C	630 °C
$D_{NA} = \text{const.}$	0,185	0,191	0,260

Tabelle 7.3: Werte für den linearisierten Ersatz-Schädigungsparameter D_{NA}

Das Lebensdauerkonzept für zyklisch ständig entfestigendes Verhalten beruht darauf, den Ermüdungsschädigungsparameter in der FE-Berechnung des Bauteils (hier repräsentiert durch den Modellkörper) ebenfalls über der Zyklenzahl aufzutragen. Die lineare Extrapolation des Schädigungsparameters wird solange fortgeführt, bis der für die Prüftemperatur relevante konstante Mittelwert des linearisierten Ersatz-Schädigungsparameters D_{NA} erreicht ist. Dadurch ist eine Bestimmung der zu erwartenden Anrisslastwechselzahl möglich.

Die Vorgehensweise beim Lebensdauerkonzept für reine Ermüdungsbeanspruchung von zyklisch ständig entfestigenden Werkstoffen ist in Bild 7.6 schematisch dargestellt.

Der Vorteil dieses Konzepts bei der FE-Berechnung liegt weiterhin darin, dass der Schädigungsparameter jederzeit als Verteilung über das gesamte Bauteil betrachtet werden kann und dadurch der Ort des zu erwartenden Versagens auch optisch schnell erfasst werden kann, ohne einen weiteren Zwischenschritt nutzen zu müssen.

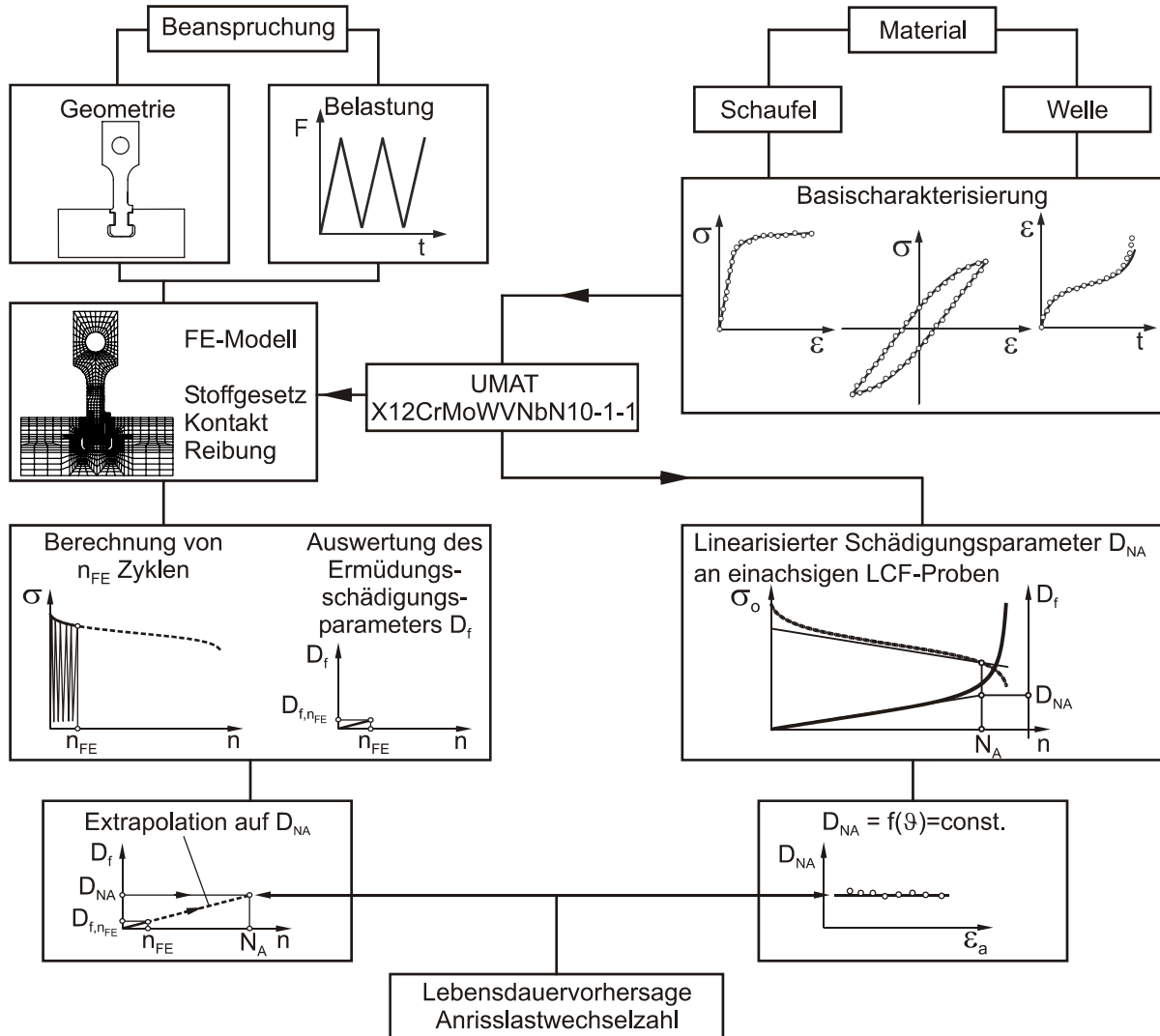


Bild 7.6: Lebensdauerkonzept bei Ermüdungsbeanspruchung von Werkstoffen mit ständig entfestigendem zyklischen Verhalten

Die mit Hilfe dieser Vorgehensweise (Chaboche-Modell) bestimmten Anrisslastwechselzahlen sind in Bild 7.7 den im Experiment ermittelten Anrisslastwechselzahlen gegenüber gestellt. Es ist zu erkennen, dass die Zyklenzahl, bei der der Anriss in der Schaufel auftritt für die Modellkörper DT-3 ($F_{S,max} = 40 \text{ kN}$) und DT-5 ($F_{S,max} = 35 \text{ kN}$) gut durch diesen Berechnungsvorschlag wiedergegeben wird. Die ermittelten Anrisslastwechselzahlen sind in Tabelle 7.4 nochmals zusammengestellt.

Im Fall des Dampfturbinenmodellkörpers DT-6 ($F_{S,max} = 25 \text{ kN}$) liegt durch die Nutzung des linearisierten Schädigungsparameters D_{NA} eine nicht konservative Abschätzung

vor. Dies ist dadurch begründet, dass die Entwicklung des Schädigungsparameters D_f stark von der akkumulierten plastischen Dehnung abhängt. Diese ist ein Maß für die durch elastisch-plastische Wechselverformungen in den Werkstoff eingebrachte Energie. Bei der geringeren Belastung von 25 kN treten deutlich geringere Plastifizierungen auf, so dass nach einer kurzen Spannungsumlagerung eine nahezu linear-elastische Beanspruchung des Schaufelfußes stattfindet. Dies hat eine deutlich zu geringe Zunahme des Ermüdungsschädigungsparameters D_f zur Folge, was zu einer Überschätzung der Anrisslastwechselzahl führt.

Die bei Dampfturbinen geforderten Lastwechselzahlen durch An- und Abfahrvorgänge liegen im Bereich < 20000 LW. Bei diesen Beanspruchungen und einer kostenoptimalen Auslegung treten Wechselplastifizierungen auf, die mit der erarbeiteten Vorgehensweise in diesem Bereich treffsicher bewertet werden können.

Probe	$F_{S,max}$ / kN	Temp.	t_{HZ} / min	$N_{A,Rechnung}$	$N_{A,Versuch}$
DT-3	40	600 °C	0	9910	10500
DT-5	35	600 °C	0	17875	19500
DT-6	25	600 °C	0	209846	32700

Tabelle 7.4: Anrisslastwechselzahlen bei Auswertung des Ermüdungsschädigungsparameters D_f bis zum Erreichen von D_{NA}

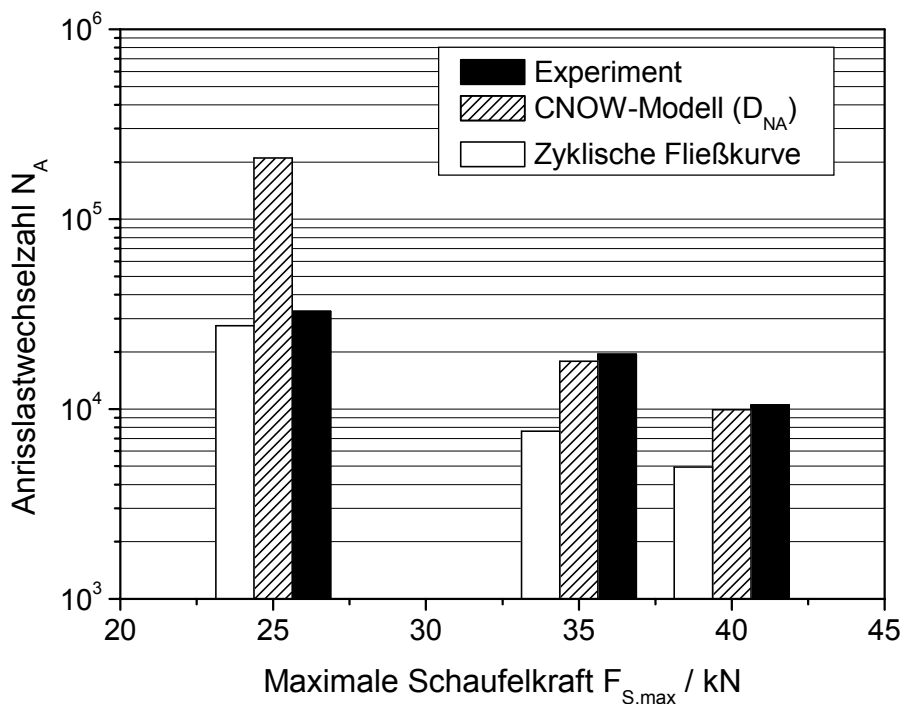


Bild 7.7: Vergleich der errechneten Anrisslastwechselzahl und der im Experiment erzielten Anrisslastwechselzahl bei reiner Ermüdungsbeanspruchung

Die ebenfalls durchgeführten Berechnungen mit zyklischer Fließkurve, anstatt eines viskoplastischen Stoffmodells zur Werkstoffbeschreibung, wurden entsprechend der Vorgehensweise beim Lebensdauerkonzept für stabiles zyklisches Verhalten bewertet. Es wurde die maximale 1. Hauptspannung und die Dehnungsamplitude ermittelt und daraus der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper berechnet. Durch Vergleich mit der Schädigungskennlinie Bild 4.29 für X12CrMoWVNbN10-1-1 bei 600 °C wurde die Anrisslastwechselzahl $N_{A,LCF}$ bestimmt. Die erzielten Ergebnisse sind in Tabelle 7.5 zusammengestellt und ebenfalls in Bild 7.7 eingetragen.

Probe	$F_{S,max}$ / kN	Temp.	t_{HZ} / min	$P_{SWT,1}$ / MPa	$N_{A,LCF}$ nach $P_{SWT,1}$
DT-3	40	600 °C	0	350	4950
DT-5	35	600 °C	0	325	7650
DT-6	25	600 °C	0	266	27500

Tabelle 7.5: Anrisslastwechselzahlen für Berechnung mit zyklischer Fließkurve

Die Verwendung der einfachen elastisch-plastischen Werkstoffbeschreibung mittels einer zyklischen Fließkurve führt im Vergleich zur Verwendung des linearisierten Schädigungsparameters zur Ermittlung geringerer Anrisslastwechselzahlen. Dies hat zur Folge, dass für Beanspruchungen mit höherem Plastifizierungsanteil eine größere Abweichung von den experimentellen Daten vorhanden ist, als bei der Verwendung des Ermüdungsschädigungsparameters im viskoplastischen Stoffgesetz. Dennoch ist zu betonen, dass in jedem betrachteten Fall die Abweichung zu einer konservativen Abschätzung der Anrisslastwechselzahl führt.

Liegen Beanspruchungen mit geringen plastischen Verformungen vor, führt die Anwendung des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper auf Berechnungsergebnisse, die mit Hilfe einer zyklischen Fließkurve gewonnen wurden, zu einem besseren Ergebnis, als dies mit Hilfe des Ansatzes des linearisierten Ersatz-Schädigungsparameters der Fall ist.

7.2 Lebensdauerkonzept bei Kriechermüdungsbeanspruchung

Das in /14/ bereits vorgestellte Lebensdauerkonzept bei Kriechermüdungsbeanspruchung, das in Bild 7.7 schematisch dargestellt ist, setzt die Bewertung anhand eines errechneten quasistabilen Zyklus voraus.

Bei der Berechnung von LCF-Versuchen mit einer Haltezeit von 10 min auf der Zugbelastungsseite konnte ein quasistabiler Zyklus auch für den 10 %-Cr-Stahl X12CrMoWVNbN10-1-1 berechnet werden. Dies ist durch eine deutliche Spannungsreduktion bedingt, die durch die Kriech- und Relaxationsvorgänge während der

Haltephasen hervorgerufen wird. Dieser quasistabile Zyklus kann herangezogen werden, um das Lebensdauerkonzept unter Kriechermüdungsbeanspruchung für stabiles zyklisches Verhalten (vgl. Bild 7.8) zu verwenden.

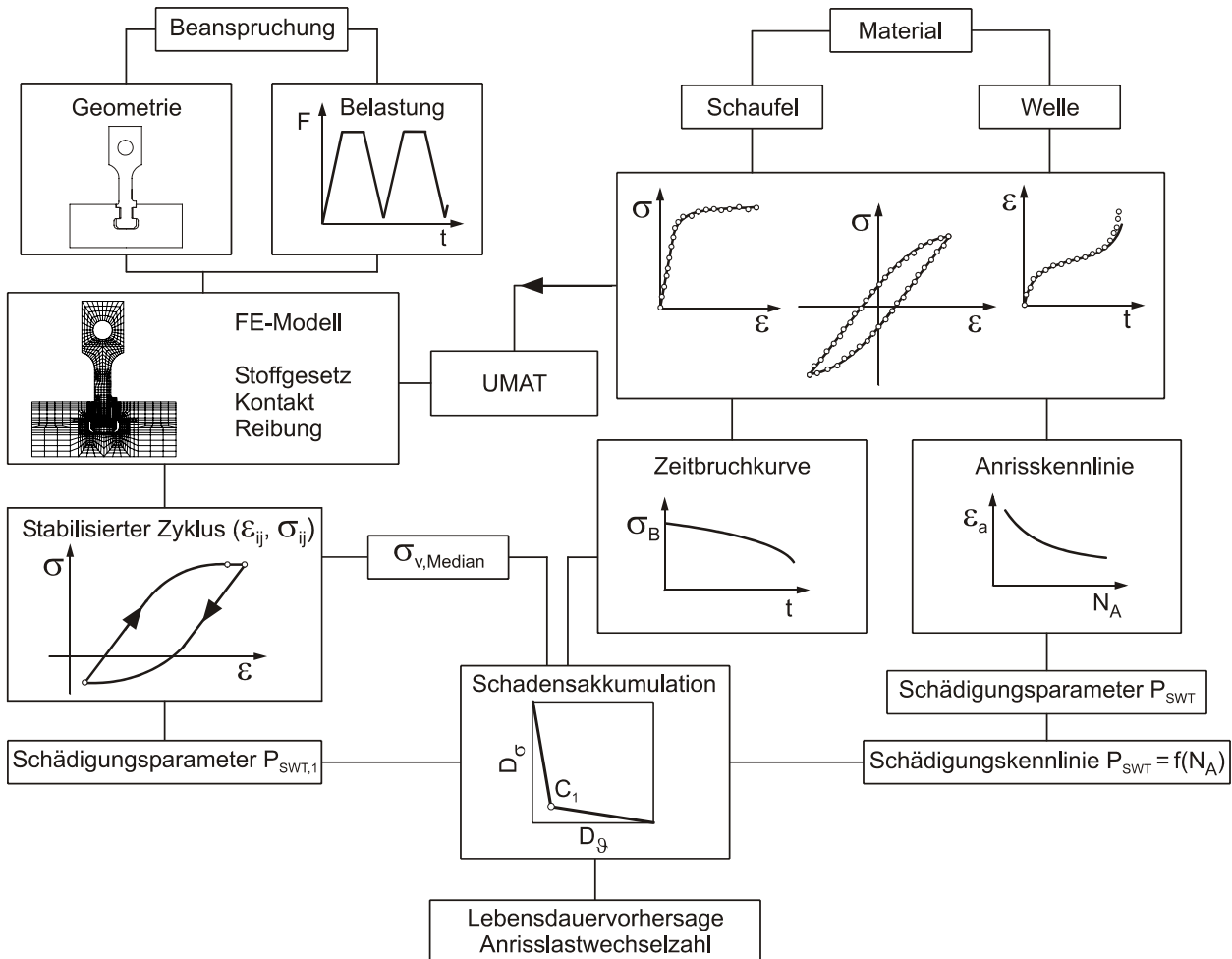


Bild 7.8: Lebensdauerkonzept bei Kriechermüdungsbeanspruchung

Im Gegensatz zu dem für Gasturbinenwerkstoffe mit geringer Kriechneigung entwickelten Lebensdauerkonzept ist bei martensitischen Werkstoffen zu beachten, dass durch die Spannungumlagerungsvorgänge während der Haltezeit keine konstante Spannung innerhalb dieses quasistabilen Zyklus für die Lebensdauerbeurteilung ermittelt werden kann. Folglich wird es notwendig, eine Ersatzvergleichsspannung zu definieren, die die Grundlage für die Bewertung der Zeitstandbeanspruchung darstellt. Diese Ersatzvergleichsspannung $\sigma_{v,Median}$ wird als Median des errechneten quasistabilen Zyklus bestimmt, siehe Bild 7.9.

Dies ist insofern sinnvoll, da anhand dieser Vorgehensweise in guter Näherung dasselbe Ergebnis erzielt wird wie bei einer inkrementellen Schadensakkumulation. Dabei würde für jedes Zeitinkrement während der Haltezeit ein entsprechender Zeitstandschadungsanteil bestimmt werden. Alle Einzelanteile ergeben dann addiert

den Gesamtwert für eine Zyklushaltezeit. Dies stellt jedoch keine wesentliche Verbesserung des Ergebnisses im Vergleich zum hier verwendeten Medianwert dar.

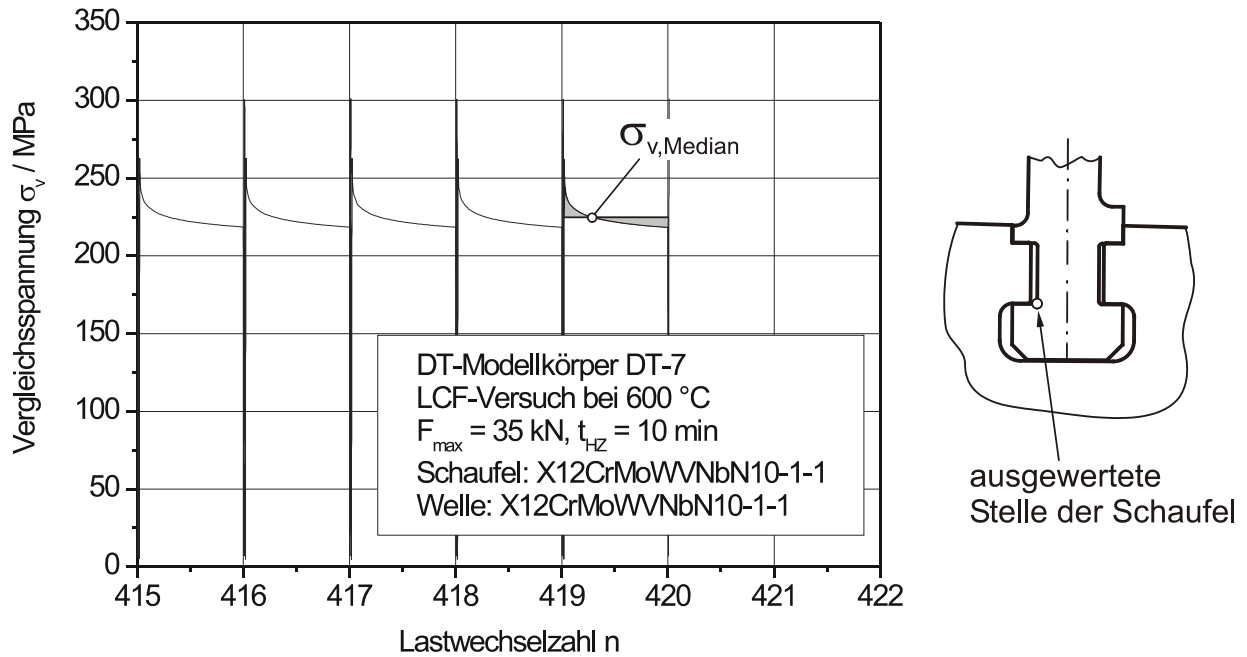


Bild 7.9: Bestimmung des Median für die Vergleichsspannung des quasistabilen Zyklus am Beispiel des Modellkörpers DT-7

Die Bestimmung der Bruchzeit auf Basis der mittleren Vergleichsspannung nach von Mises $\sigma_{v,\text{Median}}$ ist unter Verwendung der Zeitstandkurve für X12CrMoWVNbN10-1-1 (Bild 4.23) in Tabelle 7.6 angegeben.

Probe	Temp.	$F_{S,\max}$ / kN	t_{HZ} / min	$\sigma_{v,\text{Median}}$ / MPa	t_B / h
DT-7	600 °C	35,0	10	226	1600
DT-9	600 °C	25,0	10	210	3025

Tabelle 7.6: Bestimmte Bruchzeit t_B für reine Zeitstandschädigung

Basierend auf der maximalen 1. Hauptspannung zu Beginn der Haltezeit wird der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper berechnet. Dieser bildet durch Vergleich mit der Schädigungsparameterkennlinie für den 10 %-Cr-Stahl (Bild 4.29) die Grundlage der Bewertung des zyklischen Schädigungsanteils, siehe Tabelle 7.7.

Probe	Temp.	$F_{S,\max}$ / kN	t_{HZ} / min	$P_{\text{SWT},1}$ / MPa	$N_{A,\text{LCF}}$ nach $P_{\text{SWT},1}$
DT-7	600 °C	35,0	10	299	13000
DT-9	600 °C	25,0	10	202	275000

Tabelle 7.7: Anrisslastwechselzahl $N_{A,\text{LCF}}$ bei reiner Ermüdungsbeanspruchung

Für die Nutzung der nichtlinearen Grenzkurven bei Kriechermüdungsbeanspruchung nach ASME /81/ wurde für X12CrMoWVNbN10-1-1 der werkstoffabhängige Materialparameter bereits in Abschnitt 4.2.1 zu $C_1 = 0,1$ bestimmt. Der anzuwendende Grenzwert für die zum Versagen führende Gesamtschädigung ist dabei in Abhängigkeit vom Verhältnis der Schädigungsanteile festgelegt.

$$D = D_\sigma + D_g = 1 + D_\sigma \cdot \left(2 - \frac{1}{C_1} \right) \quad \text{für } D_\sigma \leq C_1 \quad (7.1)$$

$$D = D_\sigma + D_g = D_\sigma \cdot \left(\frac{2C_1 - 1}{C_1 - 1} \right) - \frac{C_1}{C_1 - 1} \quad \text{für } D_\sigma > C_1 \quad (7.2)$$

Die zu erwartenden Anrisslastwechselzahlen lassen sich ebenfalls in Abhängigkeit des Verhältnisses der Schädigungsanteile angeben.

$$N_A = \frac{1}{\frac{1 - C_1}{C_1 \cdot N_{A,LCF}} + \frac{t_{HZ}}{t_B}} \quad \text{für } D_\sigma \leq C_1 \quad (7.3)$$

$$N_A = \frac{C_1}{\frac{C_1}{N_{A,LCF}} - (C_1 - 1) \cdot \frac{t_{HZ}}{t_B}} \quad \text{für } D_\sigma > C_1 \quad (7.4)$$

Am Beispiel der Modellkörper DT-7 und DT-9 ergibt sich bei der Anwendung dieser Beziehungen jeweils eine Anrisslastwechselzahl, die gut mit dem experimentell ermittelten Wert übereinstimmt, vgl. Tabelle 7.8. Die Abweichung ist jeweils konservativ und trägt somit zu einer sicheren Auslegung der Verbindungsstelle bei.

Probe	Temp.	$F_{S,max}$ / kN	t_{HZ} / min	$N_{A,berechnet}$	$N_{A,Versuch}$
DT-7	600 °C	35,0	10	1255	1320
DT-9	600 °C	25,0	10	11386	17500

Tabelle 7.8: Ermittelte Anrisslastwechselzahl für Kriechermüdungsbeanspruchung

Grafisch kann dieses Ergebnis durch Vergleich mit der anhand einachsiger LCF-Versuche mit Haltezeit bestimmten Grenzkurve bewertet werden, siehe Bild 7.10. Das Diagramm gibt Aufschluss darüber, wie groß der jeweilige Anteil aus Ermüdung und Kriechen am Versagen ist. Dabei ist für den Modellkörper DT-9 zu erkennen, dass aufgrund der geringen Spannung nahezu reine Zeitstandschädigung vorliegt. Für den Modellkörper DT-7 tragen sowohl die Ermüdungsschädigung als auch die Zeitstandschädigung zu etwa jeweils der Hälfte zum Versagen bei.

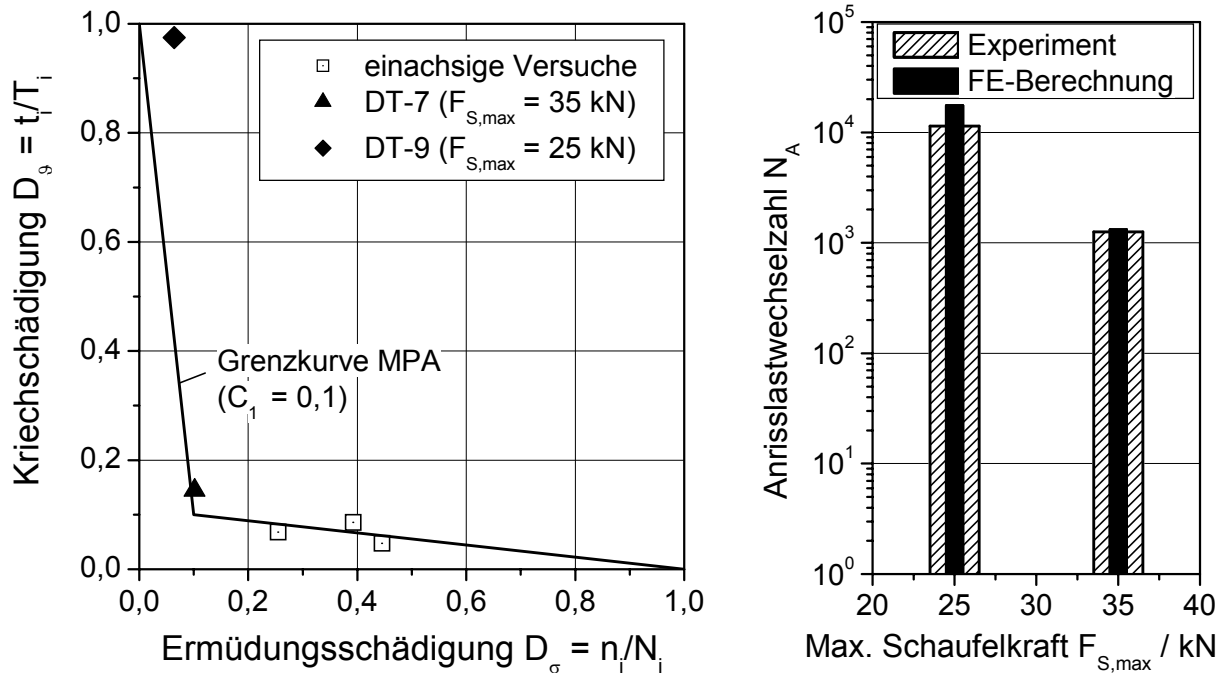


Bild 7.10: Qualität des Lebensdauerkonzeptes bei Kriechermüdungsbeanspruchung der Dampfturbinenmodellkörper bei 600 °C mit einer Haltezeit von 10 min

Bewertung

Der Vergleich der berechneten Anrisslastwechselzahlen mit den experimentellen Ergebnissen bestätigt, dass das in /14/ entwickelte Lebensdauerkonzept auch zum Erfolg führt, wenn die Schaufel-Scheibe-Verbindung einer Gasturbine aus typischen Nickelbasis-Legierungen betriebsnaher, niedriger Beanspruchung unterliegt. Wichtig ist, dass dieses Berechnungsverfahren an den neuen, im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, Modellkörpern überprüft werden konnte, die insbesondere den Einfluss von benachbarten Schaufeln auf den Beanspruchungszustand realitätsnah wiedergeben.

Eine Schwierigkeit, dieses Berechnungskonzept auf Basis des Schädigungsparameters nach Smith, Watson und Topper auf 10 %-Cr-Legierungen bei reiner Ermüdungsbeanspruchung zu übertragen ergibt sich daraus, dass diese martensitischen Stähle ein zyklisch ständig entfestigendes Verhalten zeigen. Dadurch kann kein quasistabiler Zustand berechnet werden. Ein Ausweg bietet daher der erarbeitete Ansatz, mittels eines im viskoplastischen Stoffgesetz implementierten Ermüdungsschädigungsparameters D_f . Durch die Berechnung der Modellkörper bis zur Beendigung der Spannungumlagerungsvorgänge und anschließende lineare Extrapolation des Ermüdungsschädigungsparameters auf einen temperaturabhängigen konstanten Wert, kann eine sehr gute Lebensdauervorhersage von Bauteilen mit elastisch-plastischen Wechselbeanspruchungen erreicht werden.

8 Literatur

- /1/ Verein Deutscher Eisenhüttenleute: Leitbild Nachhaltigkeit – Stahl; Entwicklung der Indikatoren
Informations-CD des VDEh, 2003
- /2/ Roos, E., J. Föhl und M. Rauch: Moderne Materialprüfung
Wechselwirkungen – Jahrbuch aus Lehre und Forschung der Universität
Stuttgart, S. 102-112, 2003
- /3/ Cerjak, H.-H. et al.: Haupteinflussgrößen auf die Kriechbeständigkeit von 9-
12%igen Cr-Stählen für Kraftwerke mit erhöhten Dampfparametern
VGB Kraftwerkstechnik, Band 77, Heft 9, S. 762-769, 1997
- /4/ Riedle, K. and R. Taud: Research and Development in Power Plant Engineering
VGB PowerTech, Band 81, Heft 1, S. 38-45, 2001
- /5/ Bendick, W., B. Hahn und B. Vandenberghe: Neue Werkstoffentwicklungen für
moderne Hochleistungskraftwerke
VGB PowerTech, Band 84, Heft 7, S. 82-88, 2004
- /6/ Tremmel, A. und D. Hartmann: Efficient Steam Turbine Technology for Fossil
Fuel Power Plants in Economically and Ecologically Driven Markets
VGB PowerTech, Band 84, Heft 11, S. 38-43, 2004
- /7/ Staubli, M.: COST 522 Steam Power Plant – Final Summary Report of Turbine
Group, 2003
- /8/ Bauer, F., et al.: Driving Coal-fired Power Plants to Over 50 % Efficiency
VGB PowerTech, Band 83, Heft 12, S. 97-100, 2003
- /9/ Müller, G. und M. Valk: Spitzentechnologie Gasturbine: Schadenmechanismen,
-häufigkeiten und –kosten
Allianz Report, Band 73, Heft 5, S. 307-317, 2000
- /10/ GT24/GT26 Gas Turbine – The solution for deregulated and merchant markets
Broschüre ALSTOM, 2001
- /11/ Fricke, J. und M. Pauls: Erste Betriebserfahrungen mit der modernen 70-MW-
Gasturbine V 64.3 A
VGB PowerTech, Band 84, Heft 4, S. 66-70, 2004

- /12/ Jopp, K.: Neue Maßstäbe im GuD-Prozess
Springer VDI Verlag, BWK, Band 57, Heft 6, S. 52-54, 2005
- /13/ Bohn, E.: Technologien für die Gasturbinen der übernächsten Generation
VGB PowerTech, Band 85, Heft 7, S. 65-71, 2005
- /14/ Issler, S.: Entwicklung und experimentelle Überprüfung eines Verfahrens zur Lebensdauervorhersage für Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen
Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, FVV-Forschungsvorhaben Nr. 661, 2000
- /15/ Pfitzinger, E.-W., M.-A. Schwarz, F. Hiss: Die neue HE-Produktlinie – Eine kompakte Dampfturbine für höchste Wirkungsgrade speziell für Gas- und Dampfturbinen-(GUD-)Kraftwerke
VGB PowerTech, Band 84, Heft 11, S. 32-37, 2004
- /16/ Roos, E. und K. Maile: Werkstoffkunde für Ingenieure
Springer-Verlag, 2. Auflage, 2004
- /17/ Broichhausen, K.: Perspektiven für die Einbindung von KMU's in die Triebwerksindustrie
Vortrag im Rahmen des Innovationsforums „Flugtriebwerkstechnik in Brandenburg“, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, 7.-8. Dezember 2004
- /18/ Koller, R.: Lebensdauervorhersage
Tagungsband zum Seminar „Grundlagen der Betriebsfestigkeit – Konzepte und Methoden für die Praxis“
EMPA Abteilung Festigkeit und Technologie, Teil VIII, 2002
- /19/ Haibach, E.: Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- /20/ Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit – Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile
1. berichtigter Nachdruck, Verlag Stahleisen mbH, Düsseldorf, 1988
- /21/ Schwalbe, K. H.: Bruchmechanik metallischer Werkstoffe
Carl Hauser Verlag, München, Wien, 1980
- /22/ Suresh, S.: Fatigue of Materials
Cambridge University Press, Second Edition, 1998

- /23/ Roos, E.: Grundlagen und notwendige Voraussetzungen zur Anwendung der Risswiderstandskurve in der Sicherheitsanalyse angerissener Bauteile
Habilitationsschrift, Universität Stuttgart, 1992
- /24/ Richter, C.: Ein einheitliches Konzept der elastisch-plastischen Schwingbruchmechanik zur Beschreibung des Rissfortschritts in Eigenspannungsfeldern – Lebensdauerberechnung festgewalzter Bauteile
Dissertation, Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Universität Darmstadt, Heft 64, 2001
- /25/ Issler, L., H. Ruoff, P. Häfele: Festigkeitslehre – Grundlagen
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage, 1997
- /26/ Hänel, B. et al. : Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss und Aluminiumwerkstoffen
Forschungskuratorium Maschinenbau, VDMA Verlag, 4., erweiterte Ausgabe, 2002
- /27/ Richtlinie VDI 2226: Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile
VDI-Handbuch Konstruktion, Juli 1965
- /28/ Mertens, H.: Kerbgrund- und Nennspannungskonzepte zur Dauerfestigkeitsberechnung – Weiterentwicklung des Konzepts der Richtlinie VDI 2226
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 661, S. 1-25, 1988
- /29/ Siebel, E. und M. Stieler: Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung
VDI-Zeitschrift, Band 97, Heft 5, S. 121-126, 1955
- /30/ Wellinger, K. und H. Dietmann: Festigkeitsberechnung – Grundlagen und technische Anwendung
Alfred Kröner Verlag, Stuttgart, 3. Auflage, 1976
- /31/ Neuber, H.: Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen
Zeitschrift Konstruktion, Band 20, Heft 7, S. 245-251, 1968
- /32/ Neuber, H.: Über die Dauerfestigkeit bei Spannungskonzentration
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 129, S. 5-8, 1968

- /33/ Kloos, K. H. et al.: Fertigungsverfahren, Oberflächeneigenschaften und Bauteilfestigkeit
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 214, S. 85-95, 1974
- /34/ Kloos, K. H.: Einfluss des Oberflächenzustandes und der Probengröße auf die Schwingfestigkeitseigenschaften
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 268, S. 63-76, 1976
- /35/ Kloos, et. al.: Oberflächen- und Randschichteinflüsse auf die Schwingfestigkeitseigenschaften
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 661, S. 215-245, 1988
- /36/ Neuber, H.: Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain-law
Trans. ASME, J. Appl. Mech. Vol. 12, pp. 544-550, 1961
- /37/ Seeger, T. und A. Beste: Zur Weiterentwicklung von Näherungsformeln für die Berechnung von Kerbbeanspruchungen im elastisch-plastischen Bereich
VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Berichte Nr. 2, 1977
- /38/ Clausmeyer, H.: Über die Beanspruchung von Stahl bei mehrachsigen Spannungszuständen
Konstruktion, Band 20, S. 395-401, 1968
- /39/ Roos, E.: Festigkeitslehre I
Vorlesungsmanuskript, 29. Auflage, IMWF Universität Stuttgart, 2004
- /40/ Liu, J. und H. Zenner: Berechnung der Dauerfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung I/II
Mat.-wiss. u. Werkstofftechnik, Band 24, S. 240-249/296-303, 1993
- /41/ Roos, E. und S. Issler: Bewertungsansätze bei komplexer mehrachsiger Schwingbeanspruchung und Vergleich mit experimentellen Untersuchungen
VGB PowerTech, Band 82, Heft 6, S. 78-87, 2002
- /42/ Fatemi, A. and L. Yang: Cumulative fatigue damage and life prediction theories - a survey of the state of the art for homogeneous materials
Int. J. of Fatigue, Volume 20, pp. 9-34, 1998
- /43/ Savaidis, G.: Berechnung der Bauteilanrißlebensdauer bei mehrachsigen proportionalen Beanspruchungen
Dissertation, Universität Darmstadt, 1996

- /44/ Fatemi, A. and P. Kurath: Multiaxial fatigue life predictions under the influence of mean-stresses
Transactions of the ASME, Volume 110, pp. 380-388, 1988
- /45/ Hanschmann, D.: Ein Beitrag zur rechnergestützten Lebensdauervorhersage schwingbeanspruchter Kraftfahrzeugbauteile aus Aluminiumwerkstoffen,
DFVLR-Forschungsbericht FB-81-10, 1981
- /46/ Smith, K. N., P. Watson and T. H. Topper: A stress-strain function for the fatigue of metals
Journal of Materials, JMLSA, Volume 5, pp. 767-778, 1970
- /47/ Haibach, E. und H. P. Lehrke: Das Verfahren der Amplituden-Transformation zur Lebensdauerberechnung bei Schwingbeanspruchung,
Arch. Eisenhüttenw. 47, Nr.10, S. 623/28, 1976
- /48/ Bergmann, J. W.: Zur Betriebsfestigkeit gekerbter Bauteile auf der Grundlage der örtlichen Beanspruchung,
Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1983
- /49/ Heitmann, H. H.: Betriebsfestigkeit von Stahl: Vorhersage der technischen Anrisslebensdauer unter Berücksichtigung des Verhaltens von Mikrorissen,
Dissertation, TH Aachen, 1983
- /50/ Landgraf, R. W.: Cumulative Fatigue Damage under Complex Strain Histories in Cyclic Stress-Strain Behaviour,
ASTM STP 519, 1973
- /51/ Morrow, J.: Fatigue Properties of Metals,
Section 3.2 of Fatigue Design Handbook, Society of Automotive Engineers, 1968
- /52/ Giraud, M.: Untersuchung der Kriechermüdung von Dampfturbinenwerkstoffen
Diplomarbeit Nr. 752 392, Institut für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre Universität Stuttgart, 2004
- /53/ Ramberg, W. and W. R. Osgood: Description of stress-strain-curves by three parameters
Washington, D. C.: Nat. Advisory Comm. for Aeronautics (NACA), Technical Note No. 902, 1943

- /54/ DIN 50100: Werkstoffprüfung, Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung, 1978
- /55/ Hепен, M.: Werkstoffkundliche Bauteiluntersuchungen und Konfidenzbetrachtungen der Ergebnisse
2. Zwick/Roell Dynamik Symposium, Ulm, 09.03.2005
- /56/ Manson, S.S.: Behaviour of materials under conditions of thermal stress, Technical Report No. 2933, NACA, 1954
- /57/ Coffin, L. F.: A study of effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal Transactions of ASME, Volume 76, pp. 931-950, 1954
- /58/ Berger, C., J. Granacher und M. Schwienheer: Verbundvorhaben MARCKO DT1/2, Ermittlung der Gebrauchseigenschaften der 600 °C-Stähle für Dampfturbinen, Abschlussbericht Vorhaben BMWA-PTJ0327053, 2001
- /59/ Gudehus, H. und H. Zenner: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, 4. Auflage, Verein zur Förderung der Forschung und Anwendung von Betriebsfestigkeitskenntnissen in der Eisenhüttenindustrie (VBFeh), Düsseldorf, 1999
- /60/ DIN EN 10291: Einachsiger Zeitstandversuch unter Zugbeanspruchung – Prüfverfahren, Januar 2001
- /61/ Granacher, J. et al.: Langzeitverhalten warmfester Stähle für den Kraftwerksbau – Aufgabenstellungen im Wandel der technologischen Anforderungen VGB-Konferenz Werkstoffe und Schweißtechnik im Kraftwerk, S. 61/128, 1980
- /62/ Orowan, E.: The creep of metals
J. West Scotland Iron and Steel Institute 54, pp. 45/96, 1980
- /63/ Gengenbach, T.: Relaxationsverhalten von Rohrflanschen aus 9 % Chrom-Stahl
Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- /64/ Maile, K., M. Rauch, P. Seliger und A. Reuter: Charakterisierung der Schädigungsentwicklung zur Lebensdauerbewertung von Rohrleitungskomponenten aus den neuen 9 %-Chromstählen
Abschlussbericht zum AVIF-Forschungsvorhaben Nr. A152, MPA Universität Stuttgart, SPG Dresden, 2004

- /65/ Maier, M.: Zeitstandverhalten fortschrittlicher Schaufelwerkstoffe für Industriegasturbinen
Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1995
- /66/ Granacher, J. und A. Pfenning: Kriechgleichungen II - rechnergestützte Beschreibung des Kriechverhaltens ausgewählter hochwarmfester Legierungen
Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Forschungsvorhaben Nr. 432, 1991
- /67/ Graham, F. and K. F. A. Walles: Relations between long and short time properties of a commercial alloy
J. Iron and Steel Inst. 179, 1955
- /68/ Sheng, S.: Anwendung von Festigkeitshypothesen im Kriechbereich bei mehrachsigen Spannungs-Formänderungszuständen
Techn.-wiss. Ber. MPA Stuttgart, Heft 92-04, 1992
- /69/ Kußmaul, A. et al.: Einfluss der Mehrachsigkeit der Beanspruchung auf die Kriechporenbildung an der Bauteiloberfläche und über dem Querschnitt
22. Vortragsveranstaltung der Arbeitsgemeinschaft für warmfeste Stähle und Arbeitsgemeinschaft für Hochtemperaturwerkstoffe, VdEH Düsseldorf, 1999
- /70/ Kachanov, Q. M.: Rupture Time under Creep Conditions – Problems in Continuum Mechanics
Philadelphia, p. 202/208, 1961
- /71/ Browne, R. J. et al.: Multiaxial Stress Rupture Testing and Compendium of Data for Creep Resisting Steels
J. Eng. Mat. Technol., 104, p. 291/296, 1982
- /72/ Kussmaul, K., K. Maile, W. Gaudig und H. Purper: Evaluation and Quantification of Creep Damage in a Multiaxial Loaded Pipe Bend
8th International Conference on Pressure Vessel Technology, Montreal, 21 –26 July 1996
- /73/ Kussmaul, K., K. Maile und S. Sheng: Beurteilung von Festigkeitshypothesen für mehrachsige Spannungs-Dehnungszustände unter langzeitiger Kriechbeanspruchung
Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 8107/FVV-Nr. 468, MPA Stuttgart, 1993

- /74/ Shammass, M. S. and K. D. Marchant: Torsion Testing in an Inert Atmosphere Techniques for Multiaxial Creep Testing
Hrsg.: Gooch, D. J. and I. M. How, Elsevier, Applied Science, 1986
- /75/ Penny, R. K. and D. L. Marriott: Design for Creep
McGraw Hill, New York and London, 1971
- /76/ MPA Universität Stuttgart et al.: Integrity – Integrity of Repair Welds in High Temperature Plant Operating under Steady And Cyclic Loading Conditions
Final Report, Project No. GRD1-10886, 2005
- /77/ Rauch, M., K. Maile, E. Roos, R. Scheck: Die Entwicklung von Schädigungsmerkmalen zur Beurteilung der Sicherheitsspanne von Bauteilen im Hochtemperaturbereich
31. MPA Seminar, Stuttgart, 13./14. Oktober 2005
- /78/ Ilschner, B.: Hochtemperatur-Plastizität - Warmfestigkeit und Warmverformbarkeit metallischer und nichtmetallischer Werkstoffe
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1973
- /79/ Sheng, S. und K. Maile: Festigkeitshypothesen im Kriechgebiet II – Beurteilung von Festigkeitshypothesen für mehrachsiale Spannungs-Dehnungszustände unter langzeitiger Kriechbeanspruchung
Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 468, AIF-Nr. 8107, Hefte 521, 1993
- /80/ Viswanathan, R.: Damage mechanism and life assessment of high-temperature components
ASM International, 1989
- /81/ ASME Boiler and Pressure Vessel Code – rules for construction of nuclear power plant components,
American Society of Mechanical Engineers, division 1, subsection NH, class 1, components in elevated temperature service, 1998
- /82/ Föhl, J. und K. Hippelein: Reibermüdung – Untersuchung von Fretting Fatigue-Prozessen von metallischen Paarverbindungen
Abschlussbericht Vorhaben Nr. 066 300, AiF-Nr. 10530, 1999
- /83/ Vinsbo, O. und D. Söderberg: Wear, Vol. 126, 131-147, 1988
- /84/ Ambrico, J. M. and M. R. Begley: Plasticity in fretting contact, Journal of Mechanics and Physics of Solids, Vol. 48, 2391-2417, 2000

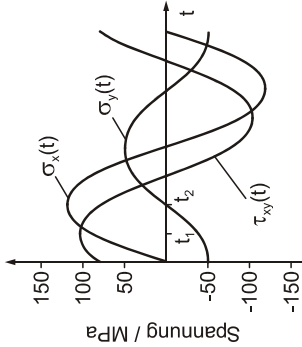
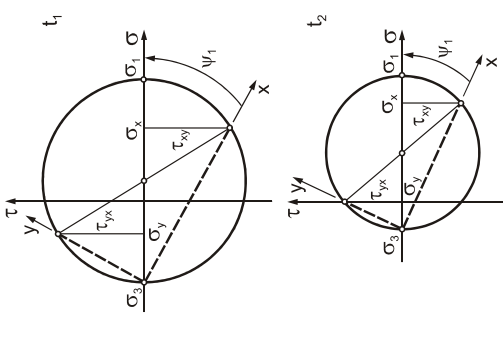
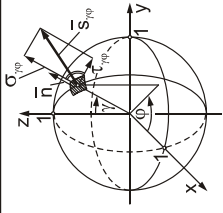
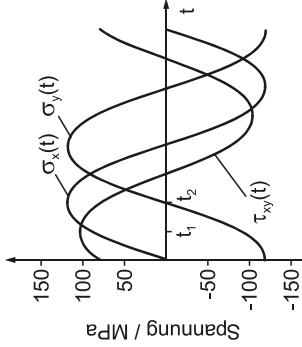
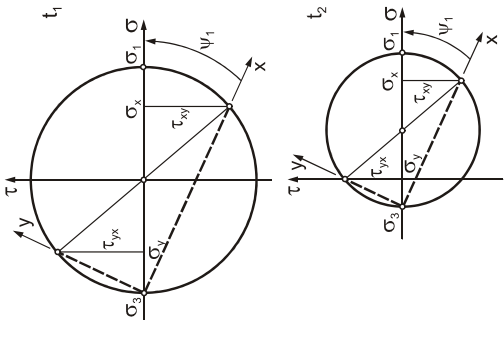
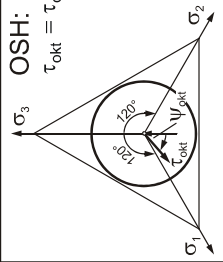
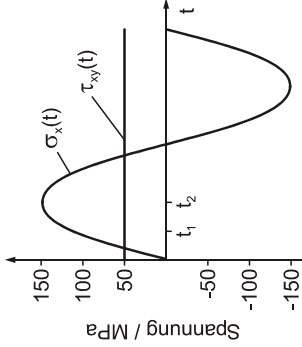
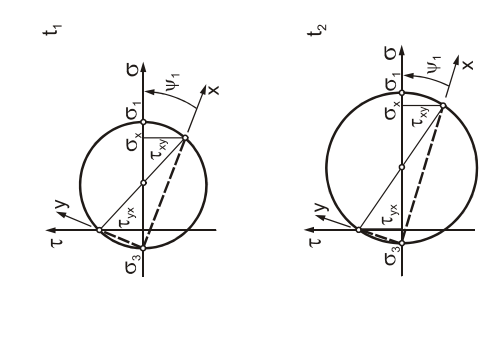
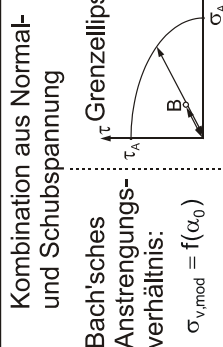
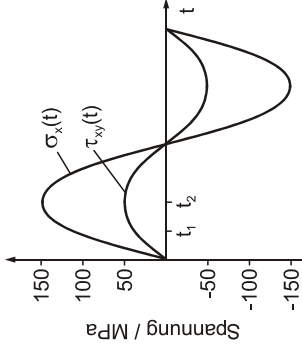
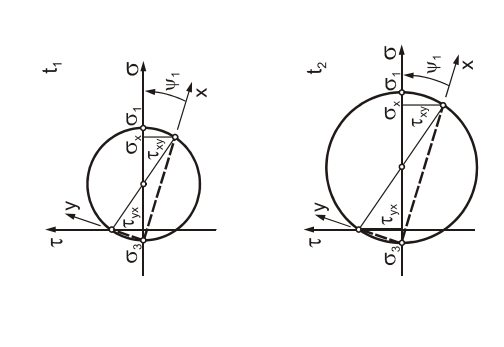
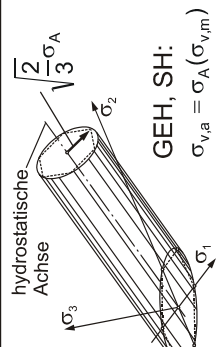
- /85/ Nowell, D.: Recent Developments in the Understanding of Fretting Fatigue, 15th European Conference of Fracture of European Structural Integrity Society, Stockholm, Sweden, August 11-13, 2004
- /86/ Ruiz, C. et al.: An investigation on fatigue and fretting in a dovetail joint, Experimental Mechanics, Vol. 24, p. 208, 1984
- /87/ Hills, D. A., D. Nowell and J. J. O'Connor: Wear, Vol. 125, 129-156, 1988
- /88/ Szolwinski, M. P. and T.N. Farris: Mechanics of Fretting Fatigue Crack Formation, Wear, Vol. 198, p. 93, 1996
- /89/ Fouvry, S. et al.: Multiaxial Fatigue Analysis of Fretting Contact taking into account the size effect, Fretting Fatigue: Current Technology and Practices, ASTM STP1367, 2000
- /90/ Dang Van, K. et al.: On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion : Theory and Application, Biaxial and multiaxial fatigue, Brown M.W. and K. Miller, Eds., EGF Publication 3, pp. 479-496, 1982
- /91/ Dang Van, K.: Introduction to Fatigue Analysis in Mechanical Design by the Multiscale Approach, High-Cycle Metal Fatigue in the Context of Mechanical Design, Dang Van K. and I. Papadopoulos, Eds., CISM Courses and Lectures No. 392, Springer-Verlag, pp. 57-88, 1999
- /92/ Seidenfuß, M.: Untersuchungen zur Beschreibung des Versagensverhaltens mit Hilfe von Schädigungsmodellen am Beispiel des Werkstoffes 20MnMoNi5-5 Dissertation, Universität Stuttgart, 1992
- /93/ Robinson, D. N. and P. A. Bartolotta: Viscoplastic Constitutive Relationships with Dependence on Thermomechanical History NASA CR-174836, 1985
- /94/ Walker, K. P.: Research and Development for Nonlinear Structural Modeling with Advanced Time-Temperature Dependent Constitutive Relationships NASA CR-165533, 1981
- /95/ Armstrong, P. J. and C. O. Frederick: A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger Effect C.E.G.B. report RD/B/N 731, 1966

- /96/ Chaboche, J.-L. and G. Rousselier: On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations
Journal of Pressure Vessel Technique, No. 105, pp. 153-164, 1983
- /97/ Scheffold, A.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum zyklischen, inelastischen Verformungsverhalten austenitischer Stähle
Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- /98/ Xu, H.: Anwendung eines viskoplastischen Schädigungsmodells zur Beschreibung des Verformungs- und Versagensverhaltens einer Hochtemperatur-Schraubenverbindung
Dissertation, Universität Stuttgart, 1998
- /99/ Bonn, R.: Experimentelle und numerische Ermittlung der thermo-mechanischen Beanspruchung des Wurzelbereichs austenitischer Rundnähte
Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- /100/ Maile, K. et al.: Brite/Euram Project 4285 – VALID – Verified approaches to life assessment and improved design of elevated temperature turbine equipment, Final Report of MPA and associated partners ABB, KWU, MAN, Report No. 524/MPA10/PR08, June 1996
- /101/ Chaboche, J.-L.: Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity
International Journal of Plasticity, Volume 5, pp. 247-302, 1989
- /102/ Nouailhas, D.: Unified modelling of cyclic viscoplasticity - application to austenitic stainless steels
International Journal of Plasticity, Volume 5, pp. 501-520, 1989
- /103/ Lemaitre, J. and J.-L. Chaboche: Mechanics of solid materials
Cambridge University Press, 1990
- /104/ v. Mises, R.: Mechanik der plastischen Formänderung von Kristallen
ZAMM, Band 8, Heft 3, 1928
- /105/ v. Mises, R.: Mechanik der festen Körper im plastischen deformablen Zustand
Nachr. Königl. Ges. Wiss. Göttingen, Math.-phys. Kl., S. 582-292, 1913
- /106/ Tresca, H.: Mémoire sur l'écoulement des corps solides soumis des fortes pressions
Paris: C. R. Acad. Sci, 59, 1864

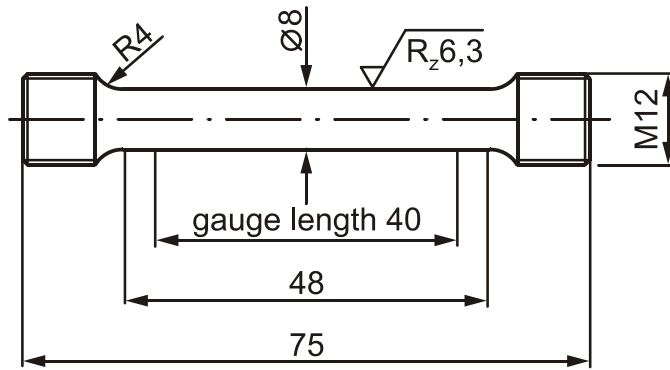
- /107/ Bauschinger, J.: Über die Veränderung der Elastizitätsgrenze und der Festigkeit des Eisens und Stahls durch Strecken und Quetschen, durch Erwärmen und Abkühlen und durch oftmals wiederholte Beanspruchung
Mitt. Mech.-Techn. Lab. K. Techn. Hochschule München 13, 1886
- /108/ Ohno, N. and J. D. Wang: Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part I, Formulations and Basic Features for Ratchetting Behaviour
Int. J. Plasticity, Vol. 7, 1991, p. 661-678
- /109/ Ohno, N. and J. D. Wang, Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part II, Applications to Experiments of Ratchetting Behaviour
Int. J. Plasticity, Vol. 9, 1993, p. 691-403
- /110/ Ohno, N.: Constitutive Modelling of Cyclic Plasticity with Emphasis on Ratchetting
Int. J. Sci. Vol. 40. p. 251/261, 1998
- /111/ Prandtl, L.: Spannungsverteilung in plastischen Körpern
Proc. 1st Int. Con. Appl. Mech., Delft, pp. 43-54, 1925
- /112/ Reuss, E.: Berücksichtigung der elastischen Formänderung in der Plastizitätstheorie
Z. Angew. Math. Mech., S. 266-274, 1930
- /113/ Schemmel, J.: Beschreibung des Verformungs- und Festigkeitsverhaltens von Komponenten im Kriechbereich unter instationärer Beanspruchung
Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, FVV-Forschungsvorhaben Nr. 233, 2002
- /114/ Skrypec, J. and A. Grancarski: Modelling of Material Damage and Failure of Structures – Theory and Application
Springer Verlag, 1999
- /115/ Altenbach, H. and J. Skrypec: Creep and Damage in Materials and Structures
Springer Verlag, 1999
- /116/ Chandra, S.: Persönliche Zuschrift: Abnahmezeugnis einer Turbinenscheibe aus IN718, MAN Turbomaschinen AG GHH Borsig, Oberhausen

- /117/ DIN EN ISO 643: Mikrophotographische Bestimmung der scheinbaren Korngröße, September 2003
- /118/ DIN EN 10002-1: Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren (bei Raumtemperatur), Dezember 2001
- /119/ DIN EN 10002-5: Zugversuch – Teil 5: Prüfverfahren bei erhöhter Temperatur, Februar 1992
- /120/ DIN EN 3988: Prüfverfahren für metallische Werkstoffe – Dehnungsgesteuerter Kurzzeit-Ermüdungsversuch (LCF), September 1998
- /121/ Chandra, S.: Persönliche Zuschrift – Qualitätssicherung Werkstoffblatt: Präzisionsgussteile aus NC 13 KT (Inconel 792), MAN Turbomaschinen AG GHH Borsig, Oberhausen
- /122/ Lindblad, N. R. and J. H. Wood: Superalloy Data aus Sims, Hagel: The Superalloys, John Wiley & Sons, 1972
- /123/ Zeitstanddaten der Arbeitsgemeinschaft Warmfester Stähle (AGW)
- /124/ Stahl-Eisen-Werkstoffblatt SEW 555: Stähle für größere Schmiedestücke für Bauteile von Turbinen- und Generatorenanlagen, 2. Ausgabe, Januar 2001
- /125/ Nounou, M. R.: Untersuchungen über Grenzschicht-Temperaturen im Zusammenhang mit Verschleiß und Gefügeumwandlung bei Gleitreibung von Stahl
Dissertation, Universität Stuttgart, 1971
- /126/ Czichos, H. und K.-H. Habig: Tribologie-Handbuch – Reibung und Verschleiß Vieweg Verlag, Branschweig/Wiesbaden, 1992
- /127/ DIN EN ISO 3506: Verbindungselemente aus nichtrostenden Stählen – Technische Lieferbedingungen, 1998
- /128/ Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc.: ABAQUS 6.1 Standard-Manual, 2000

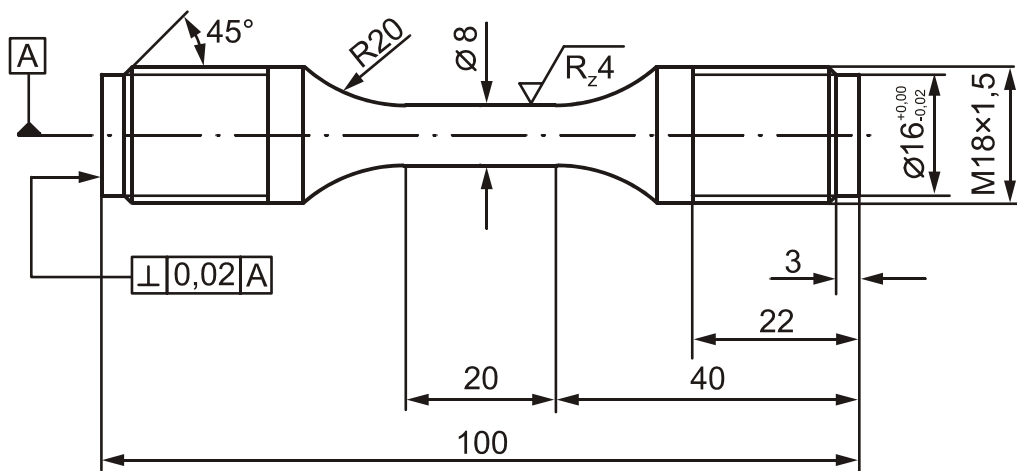
9 Anhang

Beanspruchung	Beanspruchungsverlauf	Hauptachsensystem im Mohrschen Spannungskreis	mögliche Hypothese
phasenverschobene Schwingbeanspruchung	<p>nicht körperfestes Hauptachsensystem $\psi_1 \neq \text{const.}$</p> 		<p>MKS bzw. SIH</p> 
	<p>körperfestes Hauptachsensystem $\psi_1 = \text{const.}$</p> 		<p>OSHI: $\tau_{\text{okt}} = \tau_{\text{okt.krit}} = \sqrt{\frac{2}{3}} \tau_w$</p> 
synchrone Schwingbeanspruchung	<p>nicht körperfestes Hauptachsensystem $\psi_1 \neq \text{const.}$</p> 		<p>Kombination aus Normal- und Schubspannung</p> <p>Bach'sches Anstrengungsverhältnis: $\sigma_{v,\text{mod}} = f(\alpha_0)$</p> 
	<p>körperfestes Hauptachsensystem $\psi_1 = \text{const.}$</p> 		<p>hydrostatische Achse</p> <p>GEH, SH: $\sigma_{v,a} = \sigma_A(\sigma_{v,m})$</p> 

Anhang 1: Berechnungskonzepte im Dauerfestigkeitsbereich



Anhang 2: Abmessungen der Zugprobe zur Basischarakterisierung der Werkstoffe der Dampfturbinen- und Gasturbinenmodellkörper



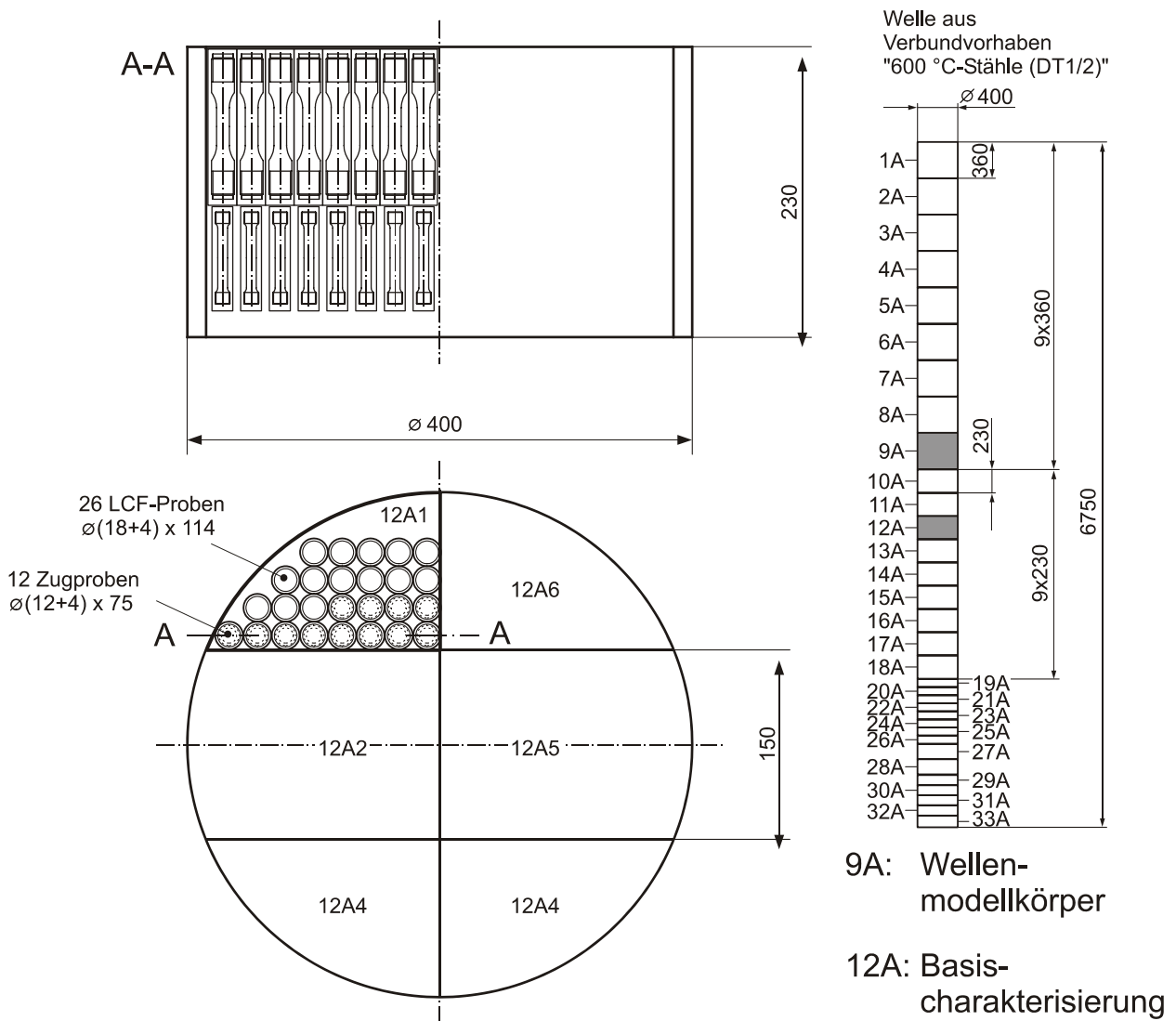
Anhang 3: Abmessungen der LCF-Probe zur Basischarakterisierung der beim Gasturbinenmodellkörper eingesetzten Nickelbasislegierungen

Temp.	Belastung	Probe	ϵ_a / %	σ_a ($N_A/2$) / MPa	σ_{max} ($N_A/2$) / MPa	t_{HZ} / min	N_A
550 °C	$R_\epsilon = -1$	IN718-1	0,48	730,4	741,8	0	2330
		IN718-2	0,40	522,7	565,7	0	52000
		IN718-3	0,45	723,5	713,3	0	6830

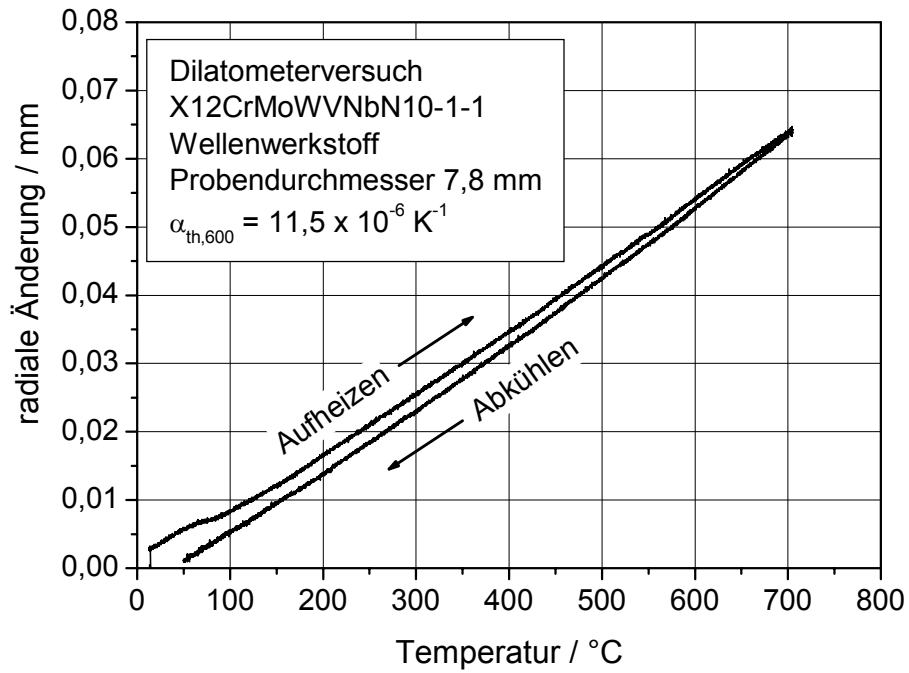
Anhang 4: Dehnungskontrollierte LCF-Versuche an IN718

Temp.	Belastung	Probe	$\epsilon_a / \%$	$\sigma_a (N_A / 2)$ / MPa	$\sigma_{max} (N_A / 2)$ / MPa	t_{HZ} / min	N_A
RT	$R_\epsilon = -1$	IN792-4	0,35	814,8	803,8	0	4800
		IN792-5	0,45	922,0	923,2	0	1160
		IN792-6	0,55	948,3	918,0	0	450
		IN792-8	0,25	474,7	473,4	0	51350
550 °C	$R_\epsilon = -1$	IN792-2	0,45	795,0	784,3	0	360
		IN792-1	0,35	644,0	648,0	0	2105
		IN792-3	0,30	555,0	557,0	0	2865

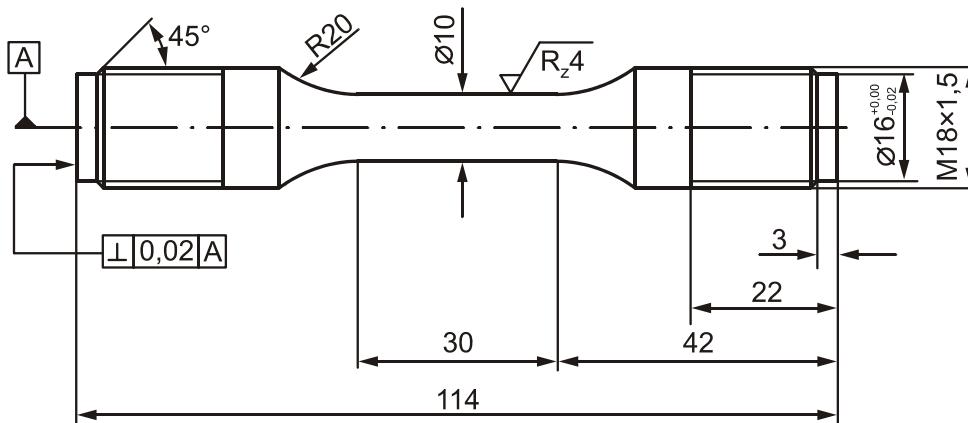
Anhang 5: Dehnungskontrollierte LCF-Versuche an IN792



Anhang 6: Entnahmeplan der Proben zur Basischarakterisierung des Dampfturbinenwellenwerkstoffs aus dem Wellenstück 12A1 (vgl. /58/)



Anhang 7: Bestimmung des Wärmeausdehnungskoeffizienten für den Wellenwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1



Anhang 8: Abmessungen der LCF-Probe zur Basischarakterisierung des martensitischen Dampfturbinenwerkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1

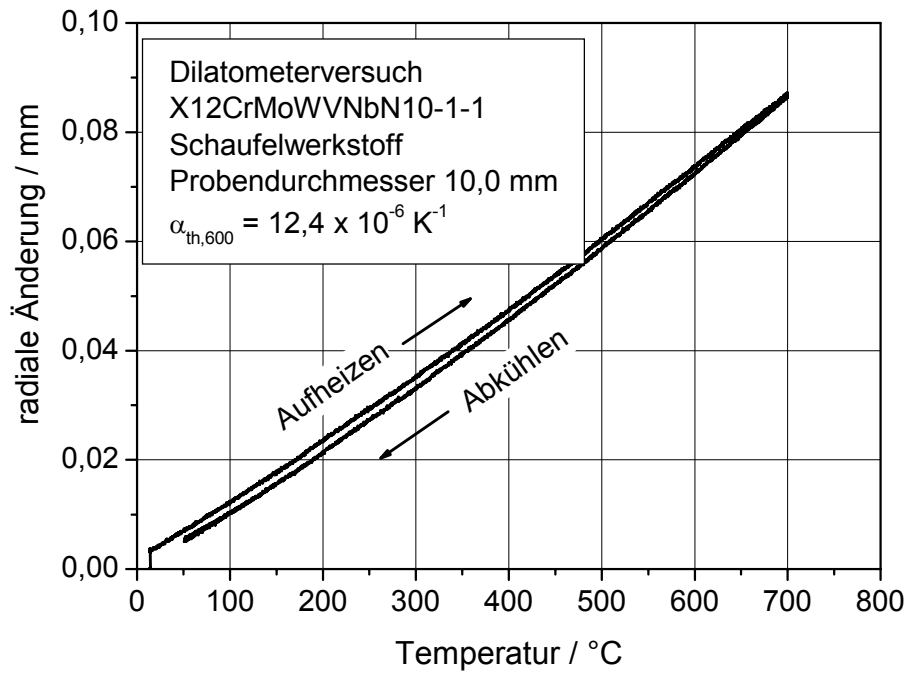
Temp.	Belastung	Probe	$\varepsilon_a / \%$	$\sigma_a (N_A / 2)$ / MPa	$\sigma_{max} (N_A / 2)$ / MPa	t_{HZ} / min	N_A
RT	$R_\varepsilon = -1$	XL-1-RT	0,60	675,9	668,6	0	1970
		XL-3-RT	0,45	637,5	648,4	0	5280
		XL-4-RT	0,35	613,2	619,3	0	12700
		XL-2-RT	0,75	702,5	692,8	0	1030
600 °C	$R_\varepsilon = -1$	XL-21	0,61	323,1	313,6	0	890
		XL-1	0,36	303,1	299,9	0	2940
		XL-2	0,30	295,3	293,7	0	4300
		XL-3	0,23	262,5	275	0	20900
		XL-5	max. 1,00	Incremental Step Test			-
		XL-13	max. 0,80	Incremental Step Test			-
630 °C	$R_\varepsilon = -1$	XL-9	0,19	232,75	233,8	0	23800
		XL-10	0,24	276,55	279,8	0	5150
		XL-11	0,36	286,85	284,7	0	1570
		XL-12	0,52	277,5	273,3	0	730
630 °C	$R_\varepsilon = -1$	XL-31	0,50	368,4	356,2	5	32
		XL-30	0,30	310,4	298,7	5	296
		XL-29	0,25	294,8	269,3	5	1009
		XL-28	0,22	277,6	264,5	5	457
		XL-27 *)	0,20	-	-	5	4000

*) Messwertaufzeichnung ausgefallen

Anhang 9: Dehnungskontrollierte LCF-Versuche an X12CrMoWVNbN10-1-1 (Welle)

Temp.	Belastung	Probe	σ_a / MPa	$\sigma_{max} (N_A / 2)$ / MPa	$\varepsilon_a (N_A / 2)$ / %	t_{HZ} / min	N_A
600 °C	$R_\sigma = -0,5$	XL-18	307,5	410,0	0,23	0	2900
		XL-19	285,0	380,0	0,20	0	7000
		XL-23	262,5	350,0	0,17	0	20000
600 °C	$R_\sigma = 0,1$	XL-15	202,5	450,0	0,12	0	23800
		XL-16	216,0	480,0	0,13	0	5150

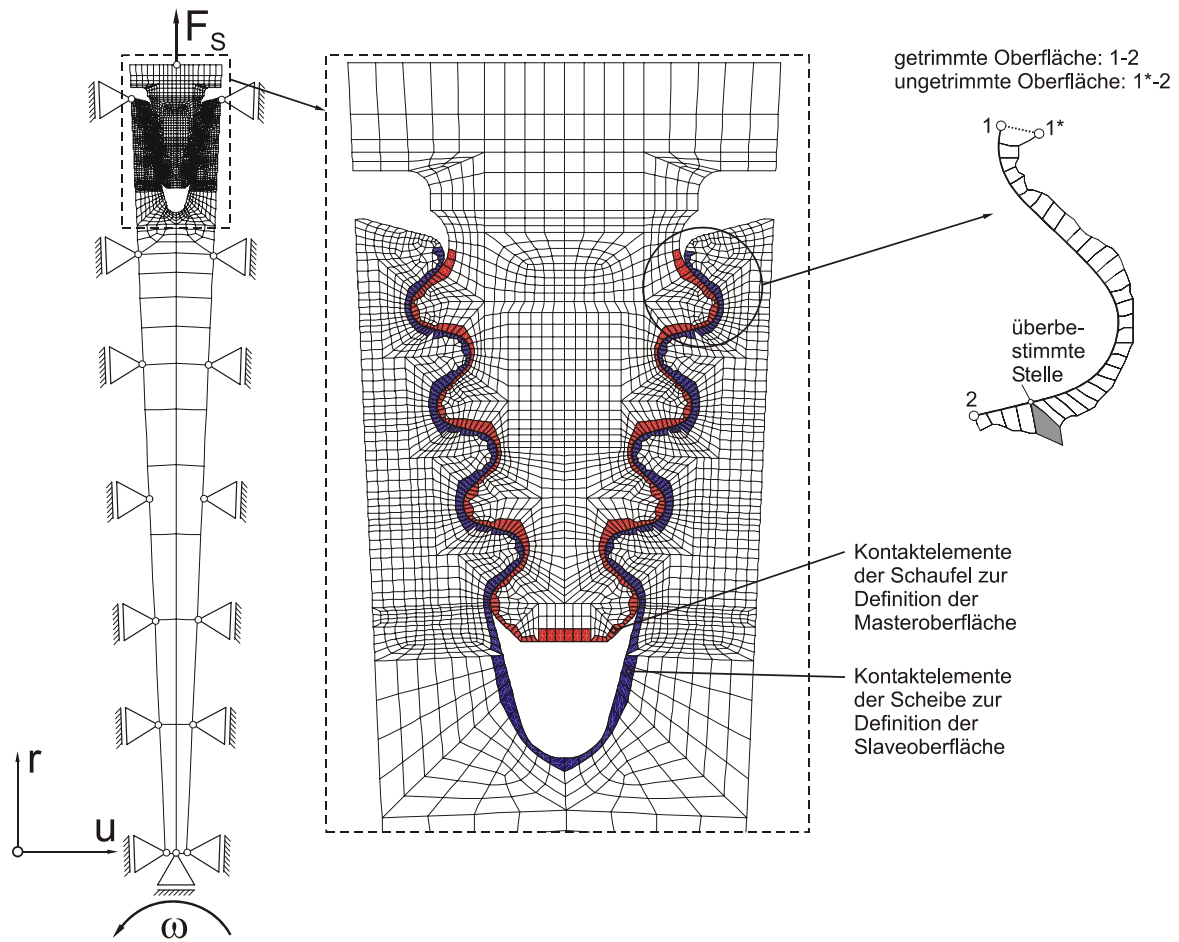
Anhang 10: Spannungskontrollierte LCF-Versuche an X12CrMoWVNbN10-1-1 (Welle)



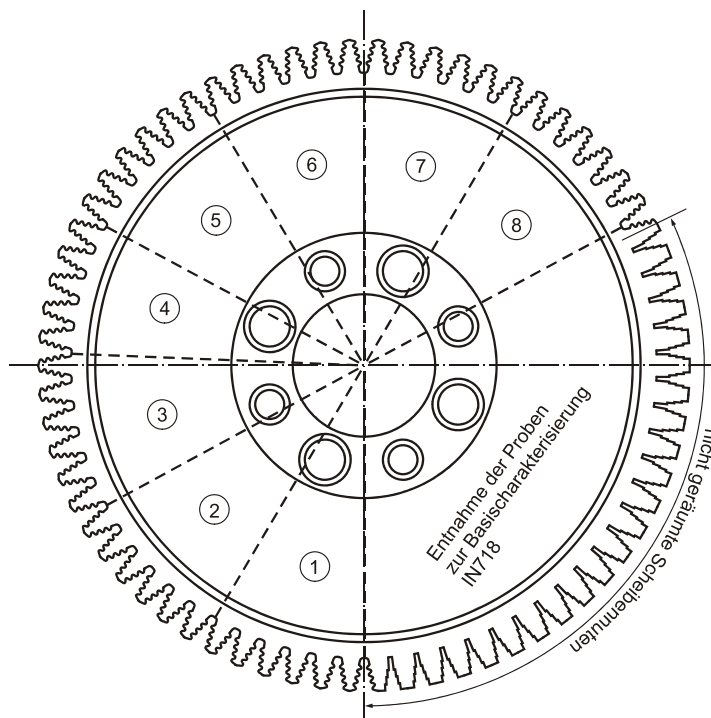
Anhang 11: Bestimmung des Wärmeausdehnungskoeffizienten für den Schaufelwerkstoff X12CrMoWVNbN10-1-1

Temp.	Belastung	Probe	ε_a / %	σ_a ($N_A / 2$) / MPa	σ_{max} ($N_A / 2$) / MPa	t_{HZ} / min	N_A
RT	$R_\varepsilon = -1$	SL-8-RT	0,40	667,8	688,7	0	8630
		SL-9-RT	0,75	747,4	738,8	0	1220
600 °C	$R_\varepsilon = -1$	SL-1	0,51	445,8	442,1	0	580
		SL-2	0,25	405,2	378,1	0	9600
		SL-3	0,18	282,3	299,2	0	52000
		SL-4	0,37	433,4	427,5	0	3750

Anhang 12: Dehnungskontrollierte LCF-Versuche an der Schaufelvariante des Werkstoffs X12CrMoWVNbN10-1-1



Anhang 13: FE-Modell der Gasturbine mit Darstellung der Kontaktelemente



Anhang 14: Nummerierung der Scheibenmodellkörper und Entnahmestelle der Proben zur Basischarakterisierung der Gasturbinenscheibe aus IN718

Chaboche 2.0
 Datei Werkstoff LCF-Versuch Zeitstandversuch Diagramm Anpassung_LCF

X12 600°C Auswa...

Eingabe der Materialparameter

Materialekonstanten - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

E 145000 MPa k 120 MPa

Berechnung von X1

a _{1_1} 17,94117647 MPa	c _{1_1} 12500	β _{1_1} 0 1/s	r _{1_1} 0	m _{1_1} 50
a _{2_1} 18,48739496 MPa	c _{2_1} 4000	β _{2_1} 0 1/s	r _{2_1} 0	m _{2_1} 50
a _{3_1} 28,13525836 MPa	c _{3_1} 2020,20202	β _{3_1} 0 1/s	r _{3_1} 0	m _{3_1} 50
a _{4_1} 31,69521508 MPa	c _{4_1} 1036,26943	β _{4_1} 0 1/s	r _{4_1} 0	m _{4_1} 50
a _{5_1} 15,9216379 MPa	c _{5_1} 603,8647343	β _{5_1} 0 1/s	r _{5_1} 0	m _{5_1} 50
a _{6_1} 42,81931724 MPa	c _{6_1} 350,0175009	β _{6_1} 0 1/s	r _{6_1} 0	m _{6_1} 50

Berechnung von X2

a _{2_2} 50 MPa	c _{2_2} 750	β _{2_2} 0 MPa	r _{2_2} 0	m _{2_2} 0
a _{2_2} 50 MPa	c _{2_2} 750	β _{2_2} 0 MPa	r _{2_2} 0	m _{2_2} 0

Berechnung von Dc

A_Para_1 0,00000789	A_crit 0,0142
A_Para_2 2	Abz 1
A_Para_3 -0,0023	a_exp 0
A_Para_4 0,1805	dp2_exp 1
A_Para_5 0,00243	p2_exp 0
A_Para_6 -0,4174	Grenze 0,3
A_Para_7 0,0145	

Berechnung von Df

Df_A 0,013
Df_B 0,000000008
Df_exp_C 5,85

Berechnung von P

K1 175 MPa s
n ₁ 8
K2_1 75000 MPa s
K2_2 -383,322 MPa s
K2_3 128485 MPa s
n ₂ 2

Berechnung von R

Q -110 MPa s
b 1,6

LCF-Versuch - dehnungskontrolliert

Zeitstandversuch

Beanspruchung - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

Dehnungskontrollierter LCF-Versuch (R=1)

Dehnungamplitude ε_a 0,3 %

Dehngeschwindigkeit ε̇_a 0,001 1/s

Anzahl der Zyklen N 1000

Eingabe der Beanspruchungsparameter

Beanspruchung - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

Spannung σ₀ 119 MPa

Versuchszeit t 16000 h

Berechnung

LCF-Berechnung - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

Der LCF-Versuch wird berechnet.

N 0 1000

Kriech-Berechnung - X12 600°C Auswahl V01_neu...

Der Kriechversuch wird berechnet.

t 0 16000 h

Darstellung

Beanspruchung - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

Spannungs-Dehnungs-Kurve

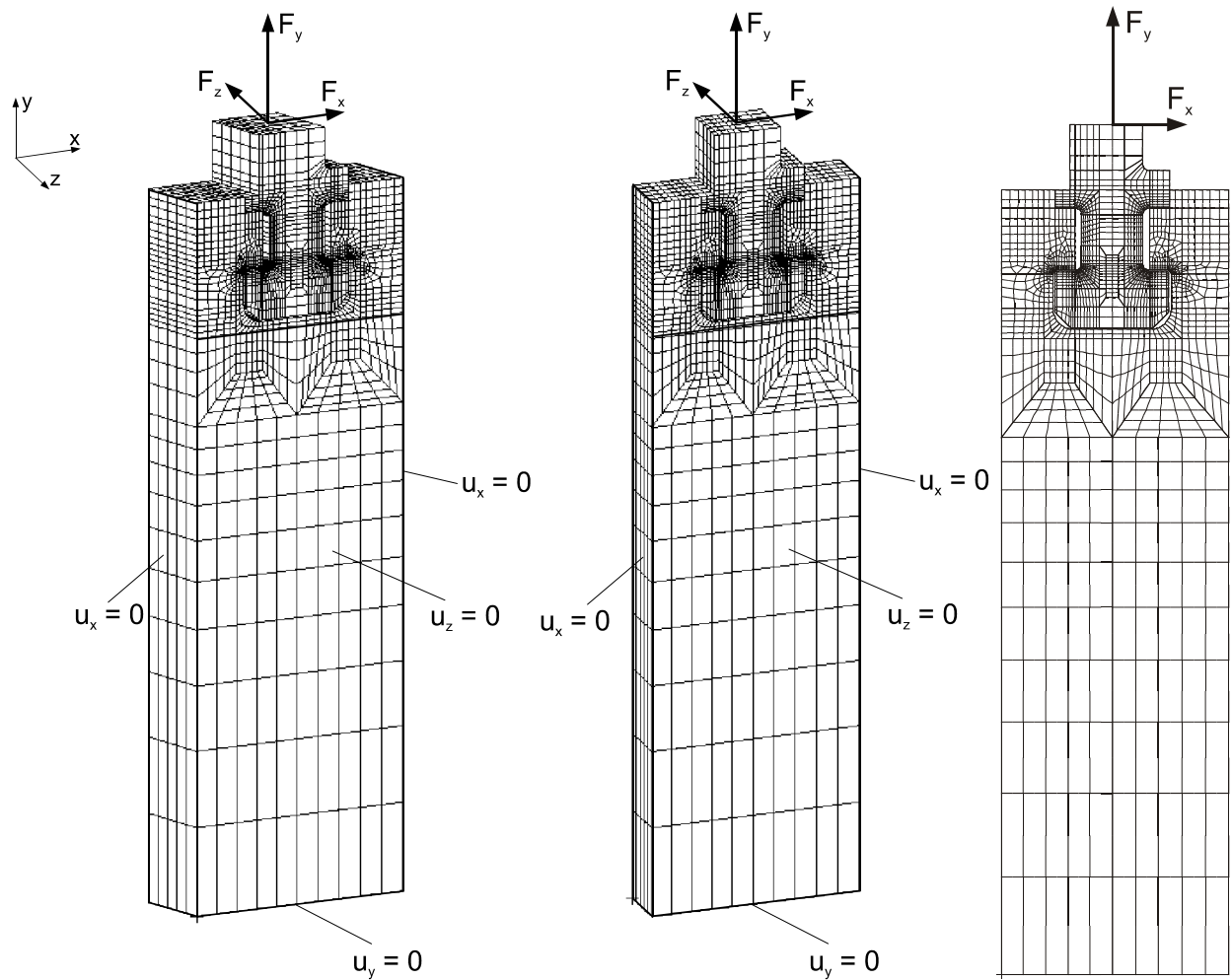
Beanspruchung - X12 600°C Auswahl V01_neu.cha

Kriechversuch

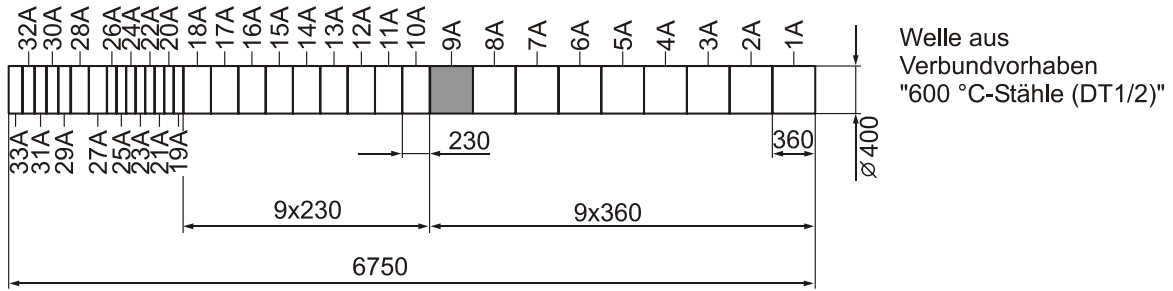
Anhang 15: Programm Chaboche 2.0 zur Berechnung einachsiger Versuche

Gruppen	Bezeichnungen	IN718 / 550 °C	IN792 / 550 °C	X12 / 600 °C	X12 / 630 °C
	E	171000	185000	145000	144500
	k	689	630	120	117
X ₁	a ₁₁	26,708	38,565	17,941	15,311
	a ₂₁	35,070	35,514	18,487	34,383
	a ₃₁	36,896	38,747	28,135	19,774
	a ₄₁	62,512	46,165	31,6952	7,265
	a ₅₁	56,465	38,360	15,922	12,426
	a ₆₁	74,622	78,650	42,819	17,841
	c ₁₁	5555,6	6329,1	12500,0	11236,0
	c ₂₁	2976,2	2105,3	4000,0	4000,0
	c ₃₁	1533,7	867,3	2020,2	2020,2
	c ₄₁	385,1	286,5	1036,3	1036,3
	c ₅₁	111,1	119,0	603,9	603,9
	c ₆₁	56,5	40,3	350,0	350,0
	β ₁₁ - β ₆₁	0	0	0	0
	r ₁₁ - r ₆₁	0	0	0	0
	m ₁₁ - m ₆₁	50	50	50	50
X ₂	a ₁₂	1	1	50	50
	a ₂₂	1	1	50	48
	c ₂	0	0	750	750
	c ₂₂	0	0	750	750
	β ₁₂	0	0	0	0
	β ₂₂	0	0	0	0
	r ₁₂	0	0	0	0
	r ₂₂	0	0	0	0
	m ₁₂	0	0	0	0
	m ₂₂	0	0	0	0
D _c	A ₁	0	0	7,89E-6	6,36E-7
	A ₂	0	0	2	2
	A ₃	0	0	-2,3E-3	-1,534E-4
	A ₄	0	0	0,1805	8,9E-3
	A ₅	0	0	2,43E-3	1,26E-3
	A ₆	0	0	-0,4174	-0,26
	A ₇	0	0	0,0145	2,8E-4
	A _{crit}	0	0	0,0142	0
	A _{bz}	0	0	1	0
	C ₂	0	0	1	0
	Grenze	0,3	0,3	0,3	0,13
D _f	F ₁	0	0	0,013	0,028
	F ₂	3E-16	3E-16	8E-9	8E-14
	F ₃	20	20	5,85	11,5
R	Q	-155	43	-110	-114
	b	3,038	33,49	1,6	2,8
P	K ₁	39,5	14,5	175	190
	n ₁	4,1	10,8	8	8
	K ₂₁	1E+10	1E+10	75000	16000
	K ₂₂	1	1	-383,322	-66
	K ₂₃	1E+10	1E+10	128485	25000
n ₂	1	1	2	2,3	

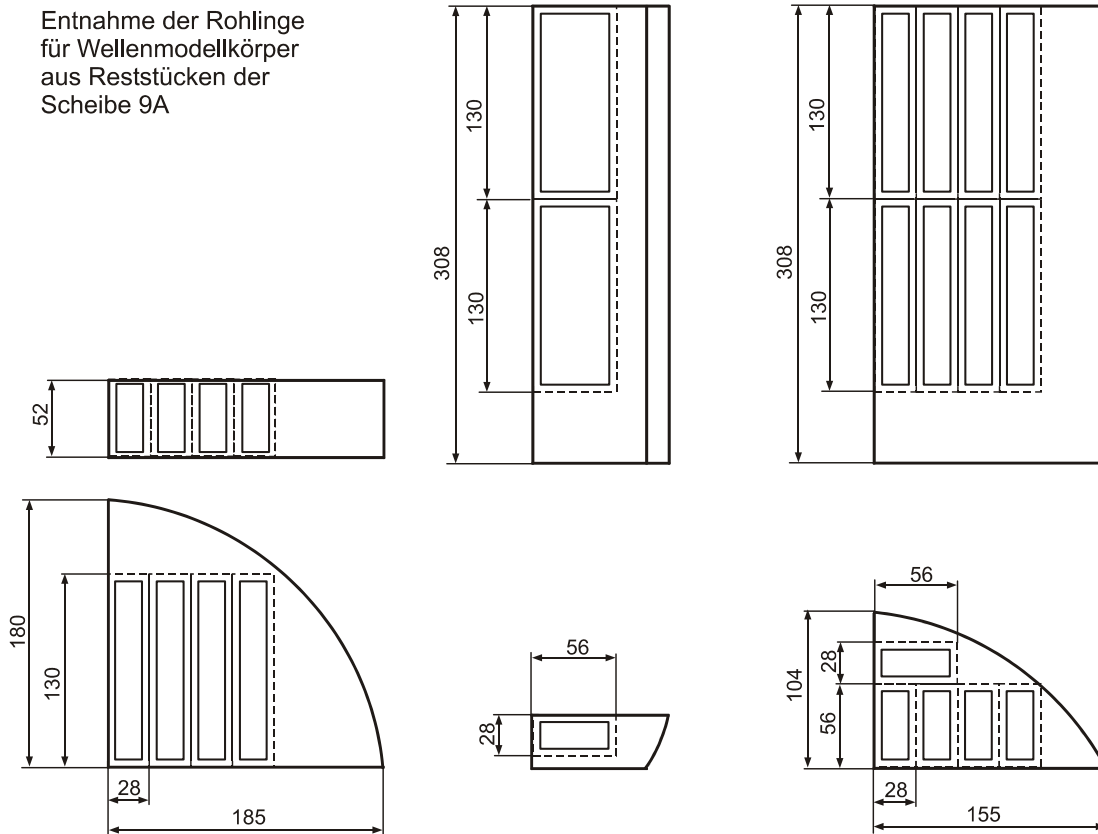
Anhang 16: Verwendete Materialparameter für die untersuchten Werkstoffe



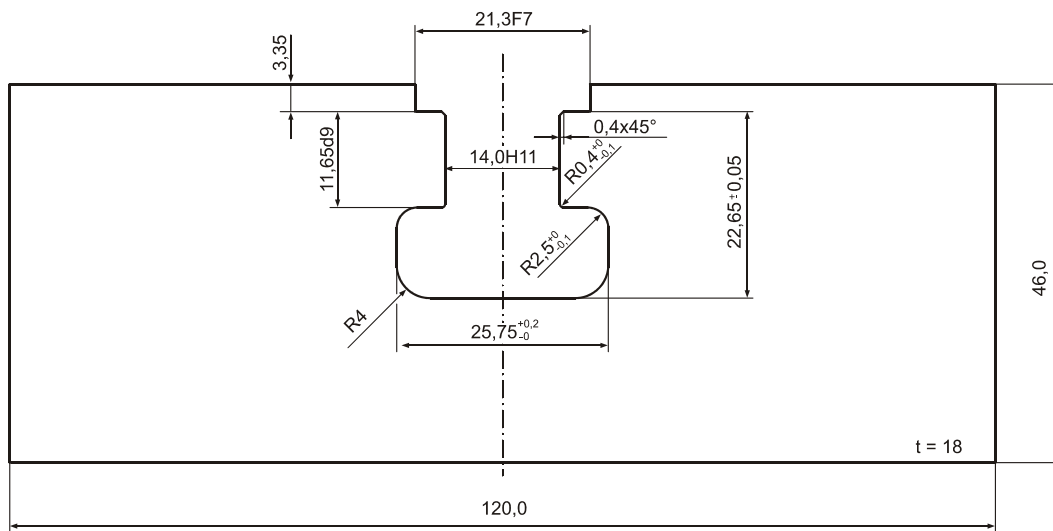
Anhang 17: Finite-Elemente-Modelle zur Berechnung des Einflusses des Rhomboidwinkels



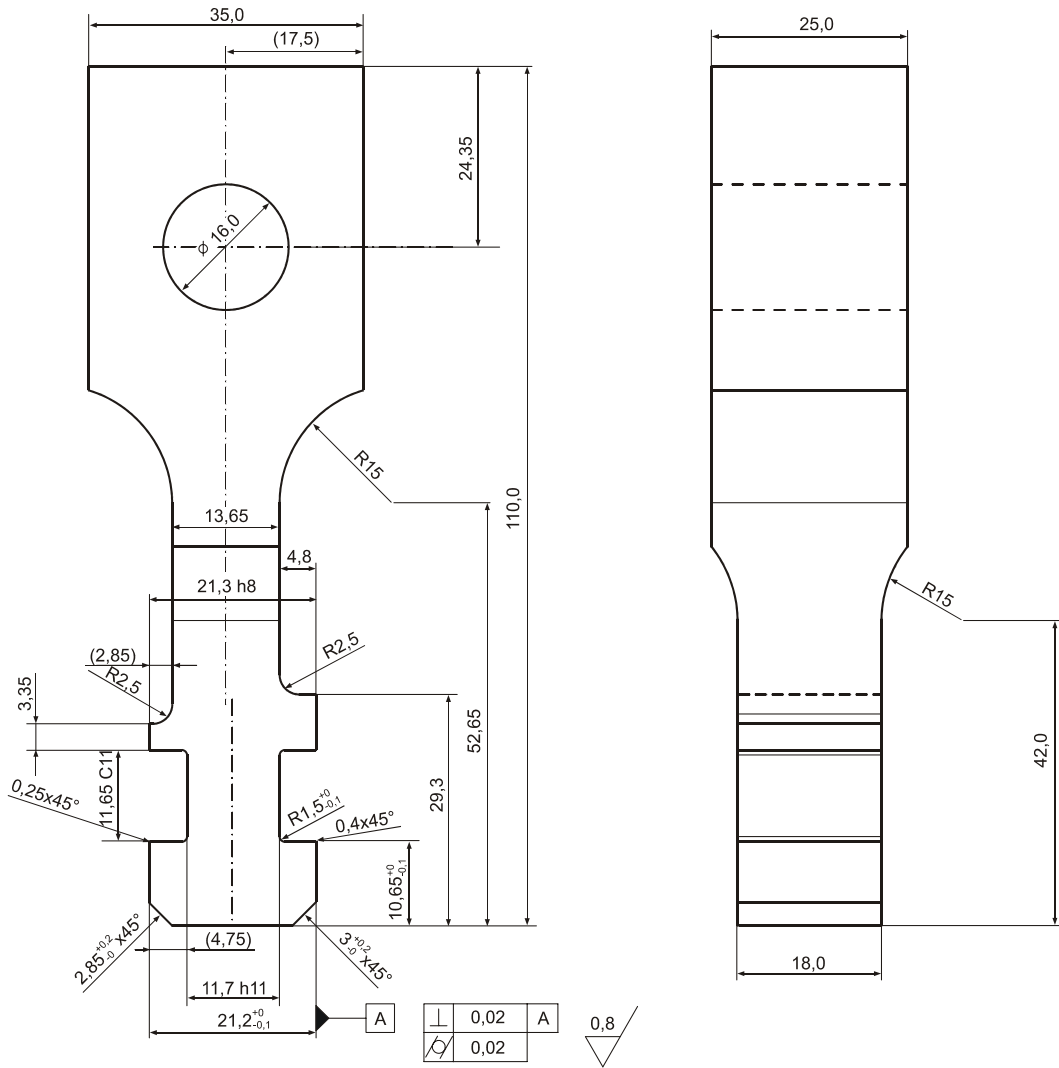
Entnahme der Rohlinge für Wellenmodellkörper aus Reststücken der Scheibe 9A



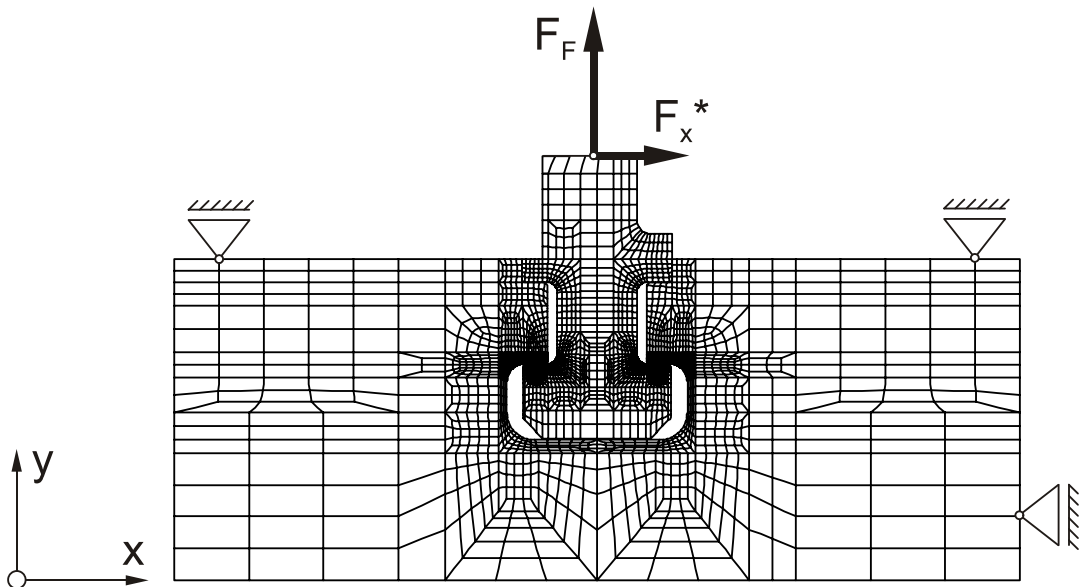
Anhang 18: Entnahmeplan für die Fertigung der DT-Wellenmodellkörper (vgl. /58/)



Anhang 19: Abmessungen des Wellenmodellkörpers der Dampfturbinenkombination



Anhang 20: Abmessungen des Schaufelmodellkörpers der Dampfturbinenkombination



Anhang 21: Finite-Elemente-Modell des reduzierten Dampfturbinen-Modellkörpers

Lebenslauf

Zur Person

Name	Markus Rauch
geboren	13. April 1975

Schulbesuch

1981 - 1985	Grundschule Marbach
1985 - 1994	Störck-Gymnasium Saulgau
17.06.1994	Allgemeine Hochschulreife

Grundwehrdienst

01.07.1994 – 30.06.1995	Grundwehrdienst beim 4. Pzgrenbataillon 294, Stetten a.k.M.
-------------------------	---

Studium

01.10.1995 - 09.05.2001	Studium der Fachrichtung Maschinenwesen an der Universität Stuttgart mit Abschluss als Diplom-Ingenieur
03.08.1999 - 16.07.2000	Auslandsstudium an der George Washington University, Washington, D.C., USA mit Abschluss als Master of Science (M.S.)

Berufstätigkeit

01.06.2001 - 30.06.2003	Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Staatlichen Materialprüfanstalt der Universität Stuttgart
01.07.2003 - 30.04.2005	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre der Universität Stuttgart
07.04.2005 – 31.03.2006	Leiter des Referats Werkstoffprüfung der Materialprüfanstalt Universität Stuttgart
seit 01.04.2006	Angestellter bei der Robert Bosch GmbH im Zentralbereich Forschung und Voraentwicklung, Abteilung Werkstoff- und Bearbeitungstechnik Metalle

Stuttgart, April 2006