

549 | März 1995

SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

Berend Bohlmann

**Zur Schwingfestigkeit von
Schweißverbindungen-
Das Örtliche Konzept am Beispiel
einer Rohrverzweigung**

TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg

Zur Schweißfestigkeit von Schweißverbindungen- Das örtliche Konzept am Beispiel einer Rohrverzweigung

Berend Bohlmann, Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1995

ISBN: 3-89220-549-3

© Technische Universität Hamburg-Harburg
Schriftenreihe Schiffbau
Schwarzenbergstraße 95c
D-21073 Hamburg

<http://www.tuhh.de/vss>

**Zur Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen -
Das Örtliche Konzept am Beispiel einer Rohrverzweigung**

Dissertation
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
der Universität Hamburg

vorgelegt von

Berend Bohlmann
aus Bremerhaven

Hamburg
Dezember 1994

Tag der Disputation: 23.3.1994
.....

Gutachter: Prof.Dr.-Ing. H. Petershagen
.....

Prof.Dr.-Ing. H. Schimmöller
.....

INSTITUT FÜR SCHIFFBAU DER UNIVERSITÄT HAMBURG

Bericht Nr. 549

Zur Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen -
Das Örtliche Konzept
am Beispiel einer Rohrverzweigung

Berend Bohlmann

März 1995

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Aufgabenstellung | 1 |
| 3 | Stand der Wissenschaft und Technik | 2 |
| 3.1 | Nennspannungskonzept | 3 |
| 3.2 | Strukturspannungskonzepte | 3 |
| 3.3 | Örtliche Konzepte | 4 |
| 3.3.1 | Kerbgrundkonzept | 5 |
| 3.3.2 | Kerbspannungskonzept nach Radaj | 7 |
| 3.4 | Bruchmechanisches Konzept | 7 |
| 4 | Experimentelle Untersuchungen an Bauteilmodellen | 8 |
| 4.1 | Versuchsaufbau und -durchführung | 8 |
| 4.2 | Dehnungsmessungen | 10 |
| 4.3 | Schwingfestigkeit | 11 |
| 5 | Kleinprobenexperimente | 17 |
| 5.1 | Probenfertigung | 18 |
| 5.2 | Versuchsdurchführung | 19 |
| 5.3 | Versuchsauswertung | 20 |
| 5.3.1 | Zyklisches Werkstoffgesetz und Dehnungswöhlerlinien . . | 20 |
| 5.3.2 | Schädigungsparameterwöhlerlinien | 25 |
| 6 | Numerische Untersuchungen an den Bauteilmodellen | 28 |
| 6.1 | FE-Modellierungen | 28 |
| 6.2 | Vergleich Rechnung - Messung | 32 |

1 Einleitung

In der Vergangenheit zeigte sich in zunehmendem Maße, daß die Ermüdungsfestigkeit von Detailkonstruktionen großen Einfluß auf Eigenschaften wie etwa Sicherheit oder Gebrauchsfähigkeit einer ganzen Struktur haben kann. In diesem Zusammenhang sei z. B. an den Untergang des Halbtauchers „Alexander Kielland“ Ende der 70er Jahre erinnert. Bei schiffbaulichen und meerestechnischen Konstruktionen ist oft besonders der Anrißbildung an schwingrißgefährdeten Strukturen Aufmerksamkeit zu widmen, weil bei vielen Bauteilen die Anrißlebensdauer den größten Anteil an der Gesamtlebensdauer ausmacht.

Grundsätzliches Ziel von anwendungsbezogener Forschung auf dem Gebiet der Ermüdungsfestigkeit muß die Bereitstellung von industriell anwendbaren Verfahren sein, die ausreichend abgesicherte Vorhersagen zu Bauteil(rest)lebensdauern ermöglichen. Eng verknüpft mit dieser Forderung sind Fortschritte bei der Auslegung von Konstruktionen in Bezug auf erhöhte Sicherheit bei gleichzeitig verringertem Konstruktionsgewicht, geringere Produktionskosten, verbesserte Entwurfsbedingungen.

2 Aufgabenstellung

Die Bewertung der Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen wird derzeit überwiegend mit Hilfe des Nennspannungskonzeptes oder des Strukturspannungskonzeptes vorgenommen. Letzteres bietet insbesondere dann Vorteile, wenn eine sinnvolle Definition von Nennquerschnitten problematisch wird. Beide Verfahren erfordern eine oftmals als störend empfundene Katalogisierung der Verbindungen, die von den Örtlichen Konzepten vermieden wird. Heute wird das Entwicklungspotential der erstgenannten Verfahren im Vergleich zu dem der Örtlichen Konzepte als deutlich geringer beurteilt.

Ein bedeutender Vertreter aus der Gruppe der Örtlichen Konzepte ist das Kerbgrundkonzept. Es handelt sich dabei um eine Theorie, deren Anwendung auf Kerben im Grundwerkstoff als weitgehend abgesichert gilt. Eine Ausdehnung auf die Bewertung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Schweißverbindungen ist wünschenswert und wird seit geraumer Zeit und mit unterschiedlichem Erfolg versucht. Mit der vorliegenden Arbeit soll ein weiterer Schritt in diese Richtung getan werden.

Ein Ziel der Arbeit ist damit die Beurteilung der Schwingfestigkeit eines geschweißten Bauteils auf der Basis der Kerbgrundbeanspruchungen. Als exemplarischer Untersuchungsgegenstand wurde eine Rohrverzweigung ausgewählt. Sie stellt mit ihren vielfältigen Teilproblemen (z. B. Schalenstruktur mit veränderlicher Schweißnahtgeometrie, zweiachsiger Zugspannungszustand vor der Schweißnaht) hohe Anforderungen an das Kerbgrundkonzept.

Die Anwendung des Kerbgrundkonzeptes setzt die Kenntnis des zyklischen elastoplastischen Materialverhaltens voraus. Zur Ermittlung sind Experimente an Kleinproben geeignet. Da der Kerbgrund in der Schweißnaht liegt, wurden Proben mit den Gefügen der Wärmeeinflußzone (WEZ) und des Nahtgutes (NG) entwickelt. Zusätzliche Versuche an Grundwerkstoffproben (GW) vervollständigen den Materialdatensatz. Die Übertragung der an Kleinproben gewonnenen Wöhlerlinien geschieht mit Hilfe von Schädigungsparameterwöhlerlinien. Dabei hat sich der Schädigungsparameter von Smith, Watson, Topper auch im Schiffbau stark durchgesetzt. In der vorliegenden Arbeit überzeugte die Anwendung wegen des ausgeprägten zweiachsigen Zugspannungszustandes im Kerbgrund nicht uneingeschränkt. Mit dem von Kandil, Brown und Miller entwickelten Parameter wird eine Alternative erarbeitet.

Neben dem Kerbgrundkonzept haben linearelastische Kerbspannungsbewertungen in den letzten Jahren eine starke Entwicklung erfahren. Dem Konzept von Radaj wird eine besondere Bedeutung beigemessen. Es gilt heute für ebene und normalspannungsbeanspruchte Schweißstöße als weitgehend abgesichert. Die vorliegende Arbeit wendet sich Fragestellungen zur Übertragbarkeit auf mehrachsige beanspruchte Schweißverbindungen zu.

Das besondere Interesse insbesondere der Offshore-Industrie am Strukturelement Rohrverzweigung findet u. a. in einer umfangreichen wissenschaftlichen Literatur ihren Niederschlag. Damit ist die Grundlage für eine vergleichende Beurteilung der Konzepte gegeben.

Im Rahmen einer Kooperation mit der GKSS-FORSCHUNGSZENTRUM GEESTHACHT GMBH wurden vom Autor Bauteilversuche zur Schwingfestigkeit von Pipelineverzweigungen betreut. Eine experimentell abgesicherte rechnerische Behandlung des Betriebsfestigkeitsverhaltens hätte u. a. eine Anzahl zusätzlicher Bauteilmodelle erfordert, die aus den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht beschafft werden konnten. Speziellen Fragestellungen zur Erfassung von nicht-einstufigen Kollektiven wird deshalb nicht nachgegangen.

3 Stand der Wissenschaft und Technik

Rechnerische Ansätze zur Bewertung der Schwingfestigkeit von Bauteilen können nach verschiedensten Gesichtspunkten unterteilt werden. Eine methodische Charakterisierung führt auf eine Einteilung in folgende 4 Gruppen:

- Nennspannungskonzept
- Strukturspannungskonzept
- Örtliches Konzept

- Bruchmechanisches Konzept

Diese Konzepte sind allerdings nicht in allen Fällen streng voneinander abzugrenzen. So besitzt das Strukturspannungskonzept wesentliche Eigenschaften sowohl des Nennspannungs- wie auch des Örtlichen Konzeptes. Das Bruchmechanische Konzept könnte auch den Örtlichen Konzepten zugeordnet werden.

3.1 Nennspannungskonzept

Eine seit vielen Jahren etablierte Methode ist das Nennspannungskonzept. Sie hat Eingang in viele Regelwerke und Empfehlungen gefunden, wie [2] – [8]. Das Konzept basiert auf einer vergleichenden Betrachtung eines zur Diskussion stehenden Bauteils mit einem Konstruktionsdetail, dessen Wöhlerlinie aus Kleinproben- oder auch Bauteilversuchen bekannt und katalogisiert ist. Als Bezugsgröße dient die Beanspruchung im ungestörten Querschnitt. Sie ist also globalen Charakters und wird auf der Grundlage elementarer Beziehungen der Festigkeitslehre berechnet. Das Festlegen des Nennquerschnittes und damit der maßgeblichen Beanspruchung kann bei komplexen Bauteilen mitunter sehr schwierig sein. Nachteilig ist ferner, daß eine Übertragung der Daten für Standardfälle auf besondere Konstruktionselemente problematisch sein kann. Experimentelle Nachweise stellen in solchen Fällen weder in wissenschaftlicher Hinsicht noch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten eine befriedigende Lösung dar.

3.2 Strukturspannungskonzepte

Das Problem der Nennspannungsdefinition wird im Strukturspannungskonzept durch die Annahme umgangen, daß sich von der Gesamtbeanspruchung einer Schweißnaht ein konstruktionsbedingter Anteil abspalten läßt. Dieser Anteil wird als Strukturspannung (engl.: Hot Spot Stress oder auch Geometric Stress) bezeichnet und dient der Lebensdauerprognose als Bezugsgröße.

Das Hot Spot Konzept wurde ursprünglich zur Bewertung von Rohrkonstruktionen entwickelt und war zuerst im Regelwerk für Offshore-Installationen verankert [9] – [13].

Die weitere Entwicklung führte zu Anwenderempfehlungen für angrenzende Stahlbaubereiche [1] [2] [3] [8] [14] [15], sodaß seine Anwendung längst nicht mehr nur auf Hohlprofile beschränkt ist. Umfangreiche Versuche an Bauteilmodellen aus der Schiffskonstruktion dokumentieren dies u. a. in [16].

Die Entwicklung des Konzeptes ist bis heute nicht abgeschlossen. Insbesondere die Frage nach der Definition der Hot Spot Spannung und in Verbindung

damit die „richtige“ Bemessungskurve bedarf noch weiterer Diskussion. Verschiedene Empfehlungen propagieren derzeit eine lineare Extrapolation der Strukturspannung auf den Hot Spot, z. B. UEG [17]. Andere stellen Lokalisierung und Quantifizierung des Hot Spot Stress dem Berechnungsingenieur anheim [2] [3] [13] [14] [15].

Für Details aus der Schiffskonstruktion wurden im Forschungsvorhaben [1] Vorschläge erarbeitet, die auf einer quadratischen Extrapolation von Berechnungsergebnissen zur Hot Spot Spannung beruhen und im Vorhaben [18] systematisch aufbereitet wurden, sodaß heute für eine große Anzahl schiffbaulicher Details Strukturformzahlen vorliegen. Die beiden letztgenannten Arbeiten widmeten sich auch der Abhängigkeit der mit der Finite Element Methode berechneten Strukturspannungen vom verwendeten Berechnungsmodell.

Vereinzelt wurden auch Definitionen benutzt [11], die eher dem von Haibach [19] vorgestellten Konzept zuzuordnen sind. Als für die Schwingfestigkeit maßgebliche Strukturbeanspruchung gilt die gemessene Dehnung 3 mm vor dem Nahtübergang. Dies Konzept wurde in umfangreichen Untersuchungen weiter abgesichert [20].

Wenn auch bei allen Varianten des Hot Spot Konzeptes die Strukturspannung im Kerbgrund abgeschätzt wird, so ist doch eine Einordnung in die Gruppe der Örtlichen Konzepte problematisch. Mit der zur Erfassung lokaler Effekte notwendigen Differenzierung, die beispielsweise der Berücksichtigung unterschiedlicher Nahtformen dient, und dem fiktiven Maß Strukturspannung weist dies Konzept doch auch wesentliche Elemente des Nennspannungskonzeptes auf, weshalb es gelegentlich auch als „modifiziertes Nennspannungskonzept“ bezeichnet wird. Das für den Schiffbau entwickelte Hot Spot Konzept [1] steht dabei den Örtlichen Konzepten am nächsten. Der kennzeichnende Wert der Schwingfestigkeit ist hier in Anlehnung an das Kerbspannungskonzept nach Radaj (Kap. 3.3.2) festgelegt.

3.3 Örtliche Konzepte

Neben einer Reihe weiterer Ansätze wird, auch international, dem Kerbspannungskonzept nach Radaj und Seeger und dem Kerbgrundkonzept ein besonderes Interesse entgegengebracht. Örtliche Konzepte setzen voraus, daß der Anriß im höchstbelasteten Werkstoffelement auftritt. Als maßgebliche Beanspruchung gelten die im Kerbgrund wirkenden Spannungen und/oder Dehnungen. Die Örtlichen Konzepte vermeiden die im Nenn- und Strukturspannungskonzept notwendige Kerbfallkatalogisierung, erhöhen den durchzuführenden Berechnungsaufwand jedoch ganz beträchtlich.

3.3.1 Kerbgrundkonzept

Die ursprünglich zur Bewertung mechanischer Kerben entwickelte Theorie betrachtet die geschlossenen Hystereseschleifen der Kerbgrundbeanspruchung als schädigungsrelevante Ereignisse. Auf der Grundlage elastoplastischer Kerbgrundbeanspruchungen und mit Hilfe geeigneter Schädigungsparameter werden diese bewertet. Durch die Berücksichtigung plastischer Anteile bietet sich das Konzept besonders für Fragestellungen zum Zeit- und Kurzzeitfestigkeitsverhalten an. Den bei der Bewertung von nicht-einstufigen Kollektiven zutage tretenden Eigenschaften kann hier wegen des eingangs abgegrenzten Rahmens nicht nachgegangen werden.

Die Frage, ob in der Ableitung geeigneter Schädigungsparameter grundsätzlich eher der Theorie der kritischen Schnittebene oder der Theorie der integralen Schädigung der Vorzug zu geben ist, wird gegenwärtig noch kontrovers diskutiert [21] [22] [23]. Bomas et. al. [24] sehen den Dauerfestigkeitsbereich besser durch Integralverfahren wie z. B. der Schubspannungsintensitätshypothese [23] oder einer Hypothese der plastischen Arbeit [25] und die Kurzzeitfestigkeit eher durch einen Critical Plane Approach (z. B. P_{SWT} , P_{KBM} , P_{LE}) beschrieben.

Als besonders geeignet hat sich der Parameter P_{SWT} nach Smith, Watson und Topper [26] herausgestellt. Er ist schnittebenenbezogen und dient der Bewertung überwiegend einachsig beanspruchter Kerben. Der Schädigungsparameter wird auch in der Schiffskonstruktion mit Erfolg verwendet [27] – [30]. Die Entwicklung des Konzeptes ist in [31] mit umfangreichen Schrifttumshinweisen belegt. Mit [32] [33] und spezieller Literatur wie [34] steht heute eine große Anzahl Schädigungsparameterwöhlerlinien zur Verfügung.

Bei der Lebensdauerabschätzung mehrachsig beanspruchter Kerben ist nach [35] im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich die Verwendung von Vergleichsdehnungswöhlerlinien erfolgversprechend. Nachteilig ist jedoch, daß der Mittelspannungseinfluß nicht enthalten ist. Schwierigkeiten kann die Bestimmung der elastoplastischen Querkontraktion bereiten; Lösungsansätze bieten [36] [37] [22]. Anhand von Experimenten an axial- und torsionsbelasteten Kerbstäben untersuchen Amstutz und Hoffmann [22] u. a. die Anwendung eines nach dem von Mises-Kriterium gebildeten P_{SWT} -Derivates, um so dem R-Einfluß wieder in einer einzigen Wöhlerlinie gerecht zu werden. Dadurch wird der streng einparametrische Parameter auf mehrachsige Beanspruchung anwendbar. Er bleibt der Gruppe „Methode der kritischen Schnittebene“ zugehörig, weist aber auch Elemente der integralen Schädigungstheorie auf. Weitere Untersuchungen von [22] gelten den Schädigungsparametern P_{KBM} von Kandil, Brown und Miller [38] und P_{LE} von Lohr und Ellison [39]. Die Autoren von P_{KBM} und P_{LE} setzen ebenfalls eine bestimmte Schnittebene als schädigungsrelevant voraus (Einzelheiten unter Kap. 5.3.2). Sie berücksichtigen keine R-Abhängigkeit. Eine von Socie [40] vorgeschlagene Erweiterung des P_{KBM} zur Erfassung von Mittelspannungseinflüssen soll diesem Mangel abhelfen. Eine Applikation die-

ser Parameter ist im maritimen Betätigungsfeld bisher unterblieben.

Bei der Lebensdauerabschätzung mehrachsig beanspruchter Proben muß zur Zeit noch mit deutlich unschärferen Prognosen als bei einachsiger Belastung gerechnet werden. Insbesondere sind ausgeprägte zweiachsige Zugspannungszustände nur schwer beherrschbar. Amstutz und Hoffmann ermitteln für verschiedene Stähle unter proportionalen Zug-Druck- und Torsionsbelastungen, daß der Schadensparameter P_{KBM} in der von Socie erweiterten Form mit Abstand die zuverlässigste Beschreibung bietet.

Im Zusammenhang mit Untersuchungen an Stumpfnahthproben stellen Lawrence et. al. [41] ein Verfahren zur Bestimmung der Kerbwirkungszahl K_f von Schweißnähten vor. Dazu sind die σ - ϵ -Kurven von Wärmeeinflußzone und Nahtgefüge zu bestimmen. Zur Vermeidung aufwendiger Gefügeuntersuchungen wird eine Korrelation von zyklischen Materialwerten mit der Härte vorgeschlagen. In [42] und [43] wird dieser Vorschlag aufgegriffen und auf Kreuzstoßproben angewendet. Prowatke [42] erweitert das Konzept mit Hilfe des Schädigungsparameters P_{SWT} in den Zeitfestigkeitsbereich hinein.

Gimperlein [44] wendet das Kerbgrundkonzept auf die Anrißorte einer schiffbaulichen Schweißkonstruktion an. Die Abweichungen von den experimentellen Befunden sind von sehr unterschiedlicher Größe.

Im Gegensatz zur Beanspruchung im Grundwerkstoff zeigen Schweißverbindungen bei Grenzspannungsverhältnissen $R \geq 0$ nur eine schwache Mittelspannungsabhängigkeit [45]. Der Grund liegt in der Existenz von Zugeigenstressungen, die selbst durch Spannungsarmglühen nicht vollkommen abgebaut werden [46]. Resultate aus Eigenstressmessungen sind in der Regel und auch im vorliegenden Fall der Rohrverbindung nicht verfügbar, weshalb zu ihrer näherungsweise Berücksichtigung Annahmen getroffen werden müssen. Lawrence [43] geht dabei von Eigenstressungen in Höhe der halben Zugfestigkeit aus. Im BMFT-Vorhaben [47] werden Eigenstressungen in Höhe der statischen Fließgrenze vorausgesetzt. Prowatke [42] nimmt die Existenz von Eigenstressungen in Höhe der zyklischen 0,2%-Grenze an und erzielt damit deutlich auf der sicheren Seite liegende Ergebnisse.

Besondere Probleme sind derzeit noch mit der Behandlung der Mittelspannungsrelaxation verbunden. Lawrence et al. [48] und Prowatke [42] verwenden Näherungslösungen, die Lawrence an einer Reihe verschiedener Stähle und Gefüge (GW, WEZ, NG) ableitete. [47] berichtet von vergeblichen numerischen Experimenten zur Relaxationssimulation. Busch [49] zeigt am Grundwerkstoff, daß unter Inkaufnahme ganz erheblichen Aufwandes eine entsprechende Simulation des örtlichen σ - ϵ -Pfades über mehrere Lastwechsel möglich ist.

3.3.2 Kerbspannungskonzept nach Radaj

Im Vergleich zu Spannungs-konzentrationen zeichnen sich linearelastische Kerbspannungskonzepte dadurch aus, daß über die Beschreibung der strukturbedingten Spannungskonzentration hinaus auch technologisch bedingte Spannungsüberhöhungen am Nahtübergang bzw. an der Nahtwurzel erfaßt werden. Das von Radaj vorgeschlagene Konzept [50] basiert ebenso wie [41] und eine Reihe weiterer Verfahren auf dem Konzept der Kerbwirkungszahlen. Die experimentelle Absicherung des Konzeptes [50] ist weit gediehen [20] und auch im Schiffbau erfolgreich eingesetzt worden [51]. Derzeit wird die Aufnahme in die Neufassung der IIW-Empfehlungen diskutiert [52]. Allerdings beschränkt sich die sichere Anwendbarkeit des Verfahrens noch auf stählerne Schweißverbindungen in ebenen Beanspruchungssituationen [20]. Zur Bewertung mehrachsiger beanspruchter Kerbfälle kann nach einem Vorschlag in [53] verfahren werden. Der Übertragung auf den Werkstoff Aluminium gilt ein vom Laboratorium für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt initiiertes und derzeit in der Bearbeitung befindliches Forschungsvorhaben.

Clormann [54] versucht die Kerbwirkungszahl einer Rohrstumpfnah mit elastoplastischer FE-Analyse und unter Modellierung verschiedener Materialgesetze für Grundwerkstoff, Wärmeeinflußzone und Nahtgefüge zu berechnen. Aus der Modellierung (extrem feines FE-Netz) erwachsen Schwierigkeiten, deren Lösung in der Einführung einer fiktiven Kerbausrundung (ρ^* nach Neuber/Radaj) gesucht wird.

Fricke und Prowatke [55] stellen ein Verfahren vor, welches das Kerbgrundkonzept mit dem Kerbspannungskonzept nach Radaj verbindet. Untersucht werden Kleinproben und Bauteilmodelle. Während für die Kleinproben durchweg Ergebnisse auf der sicheren Seite erzielt werden, ist die rechnerische Bauteilwöhlerlinie der untersuchten Spantekverbindungen im Zeit- und Kurzzeitfestigkeitsbereich unkonservativ. Angaben zur Dauerfestigkeit werden nicht gemacht.

3.4 Bruchmechanisches Konzept

Bruchmechanische Ansätze eignen sich in besonderer Weise zur Analyse von Schweißverbindungen mit rißartigen Imperfektionen. Als Ziel kann z. B. die Berechnung der (Rest)lebensdauer oder die Festlegung von Inspektionsintervallen angegeben werden.

In der vorliegenden Arbeit wird das Konzept eingesetzt, um Anrißblastspielzahlen für einheitliche Anrißlängen aus experimentell gefundenen, stark streuenden Anrißblastspielzahlen zu berechnen. Die dafür durchgeführten Rißfortschrittsberechnungen gelten trotz mancher Unsicherheiten heute als Stand der Technik. Sie werden nicht nur vom IIW [56] oder [17] [45] [57] empfohlen, sondern sind auch in vielen Vorschriften verankert.

4 Experimentelle Untersuchungen an Bauteilmodellen

4.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Während der Entwurfsphase der Bauteilmodelle waren Planungen bezüglich der Errichtung einer Anlage für Mehrphasen- und Mehrkomponentenexperimente im Fluß. Mit Blick auf diese Projektierung wurden die Abmessungen festgelegt. Der Maßstab wurde zu ca. 2 : 1 gewählt.

Die Modellierung einer Pipelinesektion machte die Entfernung des Plug, der vom Innendurchmesser des abzweigenden Rohres (Brace) begrenzten Fläche des durchlaufenden Rohres (Chord), notwendig. Insgesamt wurden 12 Modelle beschafft. Das Halbzeug entspricht DIN 17172 [58]. In Tab. 1 sind die wesentlichen Eigenschaften des verwendeten Werkstoffes aufgelistet.

Die Fugenform der Schweißnaht geht aus Abb. 1 hervor. Die Wurzel der mehrlagigen Handschweißung wurde im WIG-Verfahren eingebracht; alle anderen Lagen elektrisch. Die erforderliche Schweißerqualifikation richtete sich nach DIN 8560 [59]. Auf Vor- und Nachwärmungen konnte gemäß [6] verzichtet werden. Details können Tab. 2 entnommen werden. Die verwendeten Elektroden (DIN 1913 – E 5132 [60]) weisen höhere Streckgrenzen- und Zugfestigkeitskennwerte auf als der Grundwerkstoff. Es ist bekannt, daß das sog. Mismatching (hier: overmatching) erheblichen Einfluß auf das (statische) Bruchverhalten einer Schweißnaht ausüben kann. Von Seiten der US-amerikanischen Industrie werden in der Quantifizierung noch erhebliche Fortschritte erwartet [61]. Im vorliegenden Anwendungsfall kommt den Festigkeitsunterschieden jedoch nur eine untergeordnete Rolle zu, weil sich in den Schwingfestigkeitsexperimenten zeigte, daß nicht das Nahtgut, sondern die Wärmeeinflußzone der Verbindung ermüdungskritisch ist.

Der Versuchsaufbau ist in Abb. 2 skizziert. Am Flansch des Brace lag die aktive Seite der Belastungsvorrichtung. An den Enden des Chord wurde die Last über eine spezielle Schnittstelle an das Widerlager übergeben. Das Kernstück dieser Kupplung bestand aus dicken, gebohrten Augplatten, in denen die Flansche des Chord mit wenig Spiel lose aufgelagert waren. Durch die gewählte Konstruktion der Rohraufnahmen sollten die Versuchsmodelle durch reine Dreipunktbiegung beansprucht werden. Die losen Auflagen sollten also keine Momente übertragen; tatsächlich konnten durch Messungen der Augplattenverschiebungen in Richtung der Chordachse geringe Einspanngrade nachgewiesen werden. Sie wurden ausschließlich durch Reibung verursacht und blieben wegen der gefahrenen Versuchsfrequenzen von 2 bis 30 Hz auch bei Schmierung praktisch unveränderlich. Ihr Einfluß auf das Steifigkeitsverhalten der Versuchsmodelle ist jedoch ohne Belang.

Die Bauteilmodelle waren mit Dehnungsmeßstreifen (DMS) versehen. Sie dienten im einzelnen

- als Detektoren für unerwünschte Unsymmetrien
- zur Ermittlung der Nenn- und Kerbdehnungen
- zur Überwachung des Versuchsablaufes

Verwendet wurden DMS der Firma HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK (HBM). Appliziert wurde mit dem Schnellklebstoff Z 70.

Die symmetrische Rohrknoutenausbildung wurde u. a. deshalb gewählt, um an jeder Probe mehrere einander gleichwertige Anrißorte zu schaffen. Zur Begrenzung der Beanspruchungsdifferenzen der möglichen Anrißstellen auf lokale Einflüsse waren die Modelle vor Beginn der Schwingprüfungen mit Hilfe der DMS sorgfältig auszurichten. Die dazu benötigten Belastungen lagen stets unter den eigentlichen Prüflasten.

Während der Versuche wurden die Dehnungen und die zugehörigen Kräfte nach vorgegebenen Lastspielzahlen über die Meßwerterfassungsanlage UNILOG 2500, PEEKEL INSTRUMENTS B.V., Essen abgefragt. Die Lastverläufe waren kraftgeregelt und sinusförmig. Um ein Schlagen der Chordflansche in den Augplatten zu verhindern, betrug die Unterlasten 10 kN . Die Oberlasten lagen in den Reißinitiiierungsphasen zwischen 100 kN und 225 kN , sodaß durchaus von reiner Schwellbeanspruchung gesprochen werden darf.

Zur Bestimmung der Wöhlerlinie wurden zwei Lasthorizonte angefahren. Da ein besonderes Interesse dem kennzeichnenden Wert der Schwingfestigkeit galt, wurde ein Horizont sehr nahe an die vorab eingeschätzte Dauerfestigkeitsgrenze gelegt. Als Versagenskriterium wurde der Oberflächenanriß verwendet. Das Feststellen der Anrisse geschah mit Hilfe des Farbeindringverfahrens.

Zur Untersuchung des Verhaltens angerissener Bauteile wurde ein großer Anteil der Schwingversuche mit der Rastlinientechnik betrieben. Zur Rastlinienerzeugung wurde in Anlehnung an [62] die Unterlast angehoben. Die in [62] untersuchten Rastlinien basieren z. T. auf einer kurzzeitigen Umstellung von $R = 0$ auf $R = 0,7$. Abweichend davon wurde hier eine Schwellbeanspruchung von nur $R = 0,5$ angestrebt, weil je Modellkörper in der Regel mehrere verwertbare Anrisse erzeugt wurden. Da die Rastlinientechnik spätestens nach dem Entdecken des ersten Anrisses einzusetzen hat, war ein Einfluß der höheren Unterlasten auf die Reißinitiiierung der folgenden Anrisse vorstellbar. Um diesen unerwünschten Effekt weitgehend zu unterdrücken, mußte eine geringere Ausprägung der Rastlinien in Kauf genommen werden. Aufgrund von Vibrationsproblemen wurde das Grenzspannungsverhältnis noch einmal verkleinert. Es betrug in den Experimenten $R = 0,4$. Die Oberlasten waren auf $F = 140\text{ kN}$ eingestellt. Zyklen, bei denen auf 30 000 Lastwechsel mit $R = 0$

weitere 10 000 Lastwechsel mit $R = 0,4$ folgten, führten zu Bruchflächen, deren Auswertung in Bezug auf Qualität und Aufwand vertretbar waren.

Der Rißfortschritt der Anrisse wurde auf der Rohroberfläche mit Hilfe des Farbeindringverfahrens visualisiert und aufgemessen. Die Bruchflächen wurden nach Beendigung der Experimente freigelegt und mit einer Lupe vermessen.

Eine alternative Methode zur Rastlinienerzeugung, die unter Beibehaltung der Extremwerte den zeitlichen Kraftverlauf ändert, war aus technischen Gründen nicht durchführbar.

4.2 Dehnungsmessungen

Im Folgenden werden Beanspruchungen (Dehnungen, Spannungen) häufig nach Maßgabe der Richtung, die den Messungen bzw. Rechnungen zugrunde liegen, in axiale und tangentielle Beanspruchungen unterschieden. Mit axial wird die in Richtung der jeweiligen Rohrachse verlaufende Beanspruchung angesprochen. Radiale Komponenten weisen in Richtung der Normalen zur Rohrachse. Eine tangentielle Beanspruchung ist normal zu axialer und radialer Komponente.

In Abb. 3 ist der Meßstellenplan von Probe 1 auszugsweise wiedergegeben. Die Meßstellen $A 13$, $B 13$, 19 und 20 sowie die Axialkomponenten von $A 3$ und $B 3$ wurden neben der Ermittlung der Globalbeanspruchungen auch zum Einrichten der Versuchsmodelle und zur Kontrolle der aufgebrachten Versuchslasten verwendet. Sie waren deshalb an allen Probekörpern vorzusehen. In den Tabellen 3 bis 6 sind deren Ergebnisse als Schwingweite der aus der gemessenen Dehnung berechneten einachsigen Spannung ($\Delta\sigma_{Exp} = \Delta\epsilon \cdot E$) notiert. Die in Tab. 4 ausgewiesenen Variationskoeffizienten von ca. 8% (auf den Mittelwert bezogene Standardabweichungen) lassen sich auf Rohrbiegung, Unterschiede in der Wandstärke (zulässig nach DIN 17172 sind $\pm 10\%$), Ausrichtung der DMS usw. zurückführen.

Die in Tab. 6 aufgeführten Mittelwerte von jeweils $\Delta\sigma_{Exp} = 37,1 N/mm^2$ für globale Axialspannungen auf einander zugeordneten Positionen des Chord belegen zusammen mit den geringen Streuungen den hohen Fertigungsstandard von Modellkörpern und Versuchsaufbau sowie die sorgfältige Ausrichtung der Modelle im Versuchsstand.

An ausgewählten Modellen wurden weitere Dehnungsmessungen zur Erfassung der globalen Beanspruchungsverteilung vorgenommen (Tab. 7 bis 16). Das Modell 2 fällt deutlich aus dem Rahmen (Tab. 9) und ist an späterer Stelle eingehender zu untersuchen.

Zur Beurteilung der auftretenden Kerbbeanspruchungen ist eine Reihe von Modellen mit DMS-Rosetten bestückt worden. Die Meßgitterlänge betrug 3 mm.

Sie wurden auf dem Chord plaziert. Ihre Meßgittermitte hatte einen Abstand von 3 mm zum Schweißnahttrand. In Tab. 17 sind die Ergebnisse notiert. Tab. 18, 19 und 20 zeigen die aufbereiteten Rohdaten. Besonders auffällig sind die sehr geringen Streuungen. Allerdings ist die statistische Absicherung insbesondere auf den 45° -Positionen nicht vollkommen.

Haibach [19] findet in umfangreichen Untersuchungen an geschweißten Kleinproben für 3 mm vor der Naht applizierte lineare 3 mm -DMS Variationskoeffizienten von $8,2\%$. Die vorliegenden Messungen fügen sich mit $3\% \leq v \leq 13\%$ in dieses Bild ein.

Um neben den absoluten Beanspruchungen im Schweißnahtbereich auch Aussagen über das Verhalten des Spannungsgradienten zu erlauben, wurden zwei Modelle normal zur Naht mit DMS-Ketten bestückt. Die Sattelpunkte (Abb. 11) wurden mit insgesamt 4 Ketten (je 2 auf Chord und Brace) versehen. In Abb. 4 sind u. a. die am Modell 1 gemessenen einachsigen Spannungsverläufe aufgetragen. Das Maximum der gemessenen Spannung liegt auf dem Chord. Keines der Experimente brachte einen vom Brace ausgehenden Anriß hervor, sodaß die exemplarische Darstellung sicher verallgemeinerungsfähig ist.

4.3 Schwingfestigkeit

Die registrierten Anrisse wurden nach dem Entstehungsort und der Möglichkeit einer Einflußnahme von benachbarten Anrissen auf die Rißentwicklung in typische und atypische Anrisse unterschieden.

Den Abbildungen 35 und 36 ist zu entnehmen, daß die berechneten maximalen Beanspruchungen im Nahtübergang zum Chord von gleicher Größe sind wie die Wurzelbelastungen am Sattelpunkt. Daraus könnte abgeleitet werden, daß es sich bezüglich der Schwingfestigkeit um konkurrierende Kerben handelt. Tatsächlich ist jedoch die innere Kerbe wegen der ausgeprägt einachsigen und parallel zur Wurzelkerbe verlaufenden Beanspruchung unkritisch. Diese am linearelastischen FE-Modell $V2$ abgeleitete Feststellung wurde durch die Experimente bestätigt. Die typischen Anrisse starteten an der Rohraußenwand des Chord an der Einbrandkerbe der Schweißnaht und folgten der Wärmeeinflußzone, bevor sie dann bei merklichen Änderungen in der Spannungsverteilung in das Grundmaterial des Chord abbogen und den Chord nahezu senkrecht zu seiner Rohrachse zu durchtrennen versuchten.

Insgesamt wurden 5 innen gestartete Anrisse registriert. Davon sind zwei Wurzelanrisse auf Fertigungsfehler zurückzuführen: Am Modell 5 startete ein solcher Anriß an einem sehr stark ausgeprägten Wurzelfehler (Tropfenbildung) und am Modell 12 kam es aufgrund eines fehlerhaft ausgedrehten Plugs zu Veränderungen in der Spannungsverteilung. Ein weiterer Wurzelanriß am Modell 5 startete so spät, daß eine Beeinflussung durch 3 benachbarte Anrisse

mit Längen zwischen 15 und 40 mm offensichtlich war. Ein vergleichbares Verhalten wurde am Modell 3 beobachtet.

Das Modell 2 zeigte bereits bei den Dehnungsmessungen ein auffälliges Verhalten (Tab. 9, 10). Der Innenriß startete an der höchst beanspruchten Stelle der Wurzellage (Sattelpunkt, Abb. 36); der Außenriß auf der gegenüberliegenden Seite ca. 4° neben dem Sattel. Lediglich zwei weitere Außenrisse sind annähernd so weit vom mittleren Anrißort aufgefunden worden (Tab. 21). Die weiteren Untersuchungen brachten keinen gesicherten Aufschluß über mögliche Wechselwirkungen zwischen Außen- und Innenriß. Das Rißwachstum des Modells 2 wich sehr stark von dem der anderen Proben ab. Es kam nicht zum sonst beobachteten Durchtrennen des Chord, sondern zu einem Ausreißen der Schweißung an der Wärmeeinflußzone aus dem Chord, weshalb das Modellverhalten als nicht repräsentativ bewertet werden mußte. Von einer Einbeziehung des Modells 2 in die statistische Auswertung zur Wöhlerlinienbestimmung war deshalb abzusehen.

Die Rohdaten der Lastspielzahlen und Anrißlängen der typischen Anrisse sind in Tab. 22 aufgelistet. Da die gemessenen Längen der Anrisse erheblich streuen, war es zweckmäßig, die im Experiment registrierten Lastspielzahlen mit Hilfe bruchmechanischer Ansätze für eine konstante Anrißlänge umzurechnen. Als Maßstab für diese Rechnungen diente die Länge des technischen Anrisses, die hier zu $2c = 2 \text{ mm}$ festgesetzt worden ist.

Zahlreiche Arbeiten und Regelwerke empfehlen die Anwendung der Paris-Erdogan-Beziehung für Rohrkonstruktionen [14] [17] [56] [57] :

$$\frac{dc}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (1)$$

mit dc/dN : Rißfortschrittsgeschwindigkeit an der Rohroberfläche
 C, m : Konstante
 ΔK : Spannungsintensitätsfaktor [$N/mm^{3/2}$]

Der Spannungsintensitätsfaktor beträgt:

$$\Delta K = Y \cdot \Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2)$$

mit Y : Geometriefunktion
 $\Delta \sigma$: Spannungsschwingweite [N/mm^2]
 a : Rißtiefe [mm] mit $a = f(c)$

Die experimentelle Bestimmung der Konstanten und der Geometriefunktion hätte im vorliegenden Anwendungsfall einen unvermeidbaren Aufwand verursacht, sodaß statt dessen auf Literaturangaben zurückgegriffen wurde. Eine Überprüfung der getroffenen Annahmen in einer generalisierten Form ist möglich, indem der auf Annahmen für C , m und Y basierende rechnerische Rißfortschritt den protokollierten Rißfortschritten der Experimente gegenübergestellt

wird. Dazu sollte das Rifortschrittverhalten der Proben durch Aufmessen von auf den Schwingbruchflchen erzeugten Rastlinien studiert werden. Abb. 5 zeigt am Beispiel des Modells 7 die Entwicklung des typischen Anrisses. Da die Rastlinien zumeist nicht besonders ausgeprägt waren, der Zeitpunkt zur Umschaltung auf Rastlinienversuche nur schwer prognostizierbar war und zudem aus organisatorischen Gründen nur 7 Modelle für Rastlinienexperimente genutzt werden konnten, mußten Schwierigkeiten bei der Identifizierung von Rastlinien insbesondere an kleinen Rittiefen hingenommen werden. Beispielsweise wurde am Modell 7 lediglich eine Rastlinie in diesem Bereich vorgefunden. Sie wurde durch eine Erhöhung der Oberlast von 100 kN auf 140 kN verursacht, die der Beschleunigung des Versuchsablaufes diente. Die Verwendung der gemessenen Rittiefen war deshalb wenig geeignet, um die Rißfortschrittsberechnungen am Experiment zu verifizieren. Hingegen war die Feststellung der Rißausbreitung an der Oberfläche an 17 Anrissen von 10 Modellen gelungen.

Vor der Abschätzung der Geometriefunktion sind zunächst C und m zu bestimmen. Der Exponent m liegt meist zwischen $2 \leq m \leq 4$. In dieser Arbeit wurde der vom IIW [56] für Rißwachstum an Luft und Sthlen mit $R_{p0,2} \leq 600\text{ N/mm}^2$ vorgeschlagene Wert von $m = 3$ verwendet. Die Wöhlerlinie eines angerissenen Bauteils kann durch Integration von Gl. 1 gewonnen werden. Die Konstante m steht dann für die Neigung der logarithmierten Wöhlerlinie. Die Auswertung der vorliegenden Experimente ergab eine Wöhlerlinienneigung von $m = 3,97$. Da die Neigungen von Bauteilwhlerlinien in der Riinitiierungsphase oftmals flacher sind als während des Rifortschritts, wird durch verschiedene Exponenten nicht zwingend ein Widerspruch gebildet. Eine Beurteilung wird durch die Kombination aus Rißinitiierung und Rißfortschritt bis zum technischen Anriß allerdings etwas erschwert. Die Konstante C korreliert mit m . UEG [17] und IIW [56] formulieren für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $p_{\ddot{u}} = 50\%$ und in den Einheiten N und mm :

$$C = \frac{1,315 \cdot 10^{-4}}{895,4^m} \quad (3)$$

Gl. 3 gilt für allgemeine und hochfeste Baustähle. Außerdem besteht kein signifikanter Unterschied zwischen dem Rifortschrittverhalten von Grundwerkstoff, Schweißgut und Wärmeeinflußzone, sodaß die Verwendung von $m = 3$ und $C = 1,834 \cdot 10^{-13}$ keine außergewöhnlichen Unschärfen erwarten läßt.

Die Geometriefunktion Y dient der Anpassung des elementaren Spannungsfaktors an das aktuelle Problem. Dabei ist die Definition der verwendeten Spannungsschwingweite von Bedeutung. In der klassischen Bruchmechanik ist mit dem Begriff der Spannungsschwingweite $\Delta\sigma$ aus Gl. 2 die Nennspannung verbunden. An komplexen Bauteilen ist jedoch eine sinnvolle Definition der Nennspannung mitunter schwierig oder sogar unmöglich. Dementsprechend finden sich in der Literatur verschiedene Ansätze zur Bestimmung von

$\Delta\sigma$ an Rohrkonstruktionen. Den in Abb. 6 dargestellten Geometriefunktionen liegt als Spannungsschwingweite die Hot Spot Spannung nach UEG [17] zugrunde. Sie wird durch lineare Extrapolation über vorgeschriebene Stützpunkte aus der großen Hauptspannung am Ort der maximalen Beanspruchung berechnet. Der von Dover [63] angegebenen Funktion liegen nur wenige Experimente an axial belasteten T-Knoten zugrunde. Die mangelhafte Datenbasis veranlaßte UEG [17] zur gemeinsamen Auswertung aller verfügbaren Rohrknottenformen und Belastungsarten. Stellvertretend für die Pipelineverzweigung ist der Y-Verlauf des Modells 7 angegeben. Im Hinblick auf die mit bruchmechanischen Berechnungen verbundenen Unschärfen unterscheiden sich die Kurven nicht übermäßig. Im weiteren wird die Funktion der UEG verwendet. Sie genügt der Gleichung:

$$Y = 0,35 \cdot \left(\frac{T}{a}\right)^{0,35} \quad T: \text{Wandstärke} \quad (4)$$

Aus den eingangs genannten Gründen wird hier die Einführung einer Rißlänge und -tiefe verknüpfenden Funktion notwendig. Es herrscht heute noch keine Klarheit darüber, welcher Art diese Funktion bei Rohrknotten grundsätzlich ist. Es wird sowohl von linearen, von sinusförmigen und von gemischten Abhängigkeiten berichtet. Die an T-förmigen Rohrverzweigungen der Offshore-Industrie gewonnenen Erkenntnisse [63] lassen sich nicht auf das vorliegende Problem übertragen, weil die dort beobachteten Anrisse sich vor allem in der Umfangsrichtung der Rohre ausbreiteten. Die Seitenverhältnisse der Ellipsen sind bei einem Mittelwert von $a/c = 0,14$ und einem als Ausreißer anzusehenden Maximum von $a/c = 0,36$ erheblich kleiner als bei den Pipelineverzweigungen mit $a/c > 0,5$. Der Grund dürfte vor allem in den unterschiedlichen örtlichen Steifigkeitsverhältnissen liegen. Die geometrischen Abmessungen der Schweißnähte an den Pipelineknotten sind vergleichsweise groß und dadurch von geringerer Kerbschärfe. Zusätzlich bewirkt der fehlende Plug eine Verringerung der örtlichen Steifigkeit.

Wegen des Mangels an verwertbaren Rastlinien auf den Pipelineanrissen muß eine exemplarische Ableitung von $a = f(c)$ am Modell 7 vorgenommen werden. An Abb. 7 fällt auf, daß die Seitenverhältnisse der zur Schweißnaht und der zum Chord wachsenden Rißfronten sich mit gleichem Gradienten, aber auf unterschiedlichem Niveau fortpflanzen. Allerdings sind die Differenzen für die weitere Auswertung ohne Belang, sodaß zum Zurückrechnen der Anrißlastspielzahlen eine gemeinsame Gerade angenommen werden darf. Die bei zunehmender relativer Rißtiefe a/T wachsende Unsicherheit wirkt sich wegen der zugehörigen großen Anfangsrißlänge von ca. $2c = 40 \text{ mm}$ nicht aus. Die größte zurückzurechnende Anrißlänge betrug nur $2c = 20 \text{ mm}$. Damit könnte auch ein Verzicht auf die Beschreibung bei mittleren und großen a/T diskutiert werden. Zum Zeitpunkt der Bearbeitung waren jedoch noch 5 Modelle zu untersuchen, sodaß mit längeren Anrissen zu rechnen war. Etwas schwieriger ist

wegen der in der Rastlinientechnik begründeten Probleme eine Bewertung bei kleinen a/T . In Anlehnung an [64] wird gleiches Rißwachstum in Oberflächen- und Dickenrichtung angenommen.

Zur Überprüfung der getroffenen Annahmen für C , m , Y und $a = f(c)$ wird für alle protokollierten Anrißentwicklungen der rechnerische Rißfortschritt bestimmt und den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt (Abb. 8). Als Startwert einer Berechnung dient jeweils die im Versuch registrierte Anrißlastspielzahl. In Abb. 8 liegen diese Ausgangspunkte auf der Linie der exakten Übereinstimmung von Rechnung und Messung. Die Ergebnisse liegen ausnahmslos innerhalb eines Streubandes von 1 : 3. Die Rechnungen unterschätzen den tatsächlichen Rißfortschritt zumeist ein wenig. Lediglich im Bereich der hohen Lastspielzahlen kommt es zu geringfügigen Überschätzungen. Die Übereinstimmung von Rechnung und Messung ist selbst bei großen Rißlängen noch gut. Weniger zutreffende Ergebnisse wie z. B. ein Riß am Modell 5 (Rechnung/Messung = 0,5) unterschätzen den realen Rißfortschritt auch deshalb, weil die Rechnung keine Wechselwirkungen zwischen benachbarten Anrissen simuliert.

Die verwendeten Parameter der Paris-Erdogan-Beziehung sind damit soweit abgesichert, daß eine Umrechnung von den Rohdaten der Versuche auf den technischen Anriß mit guter Genauigkeit durchführbar ist. In Tab. 23 sind die korrigierten Anrißlastspielzahlen der typischen Anrisse aufgeführt. Der Einfachheit halber wird die Spannungsschwingweite aus dem Sollwert der Versuchskraft bestimmt. Eine individuelle Umstellung auf den Istwert wäre zwar möglich; jedoch sind die Unterschiede im Spannungsintensitätsfaktor mit ca. 2% nicht relevant. Eine Ausnahme bildet das Modell 9. Hier versagt die Rechnung, obwohl das Rißfortschrittsverhalten im gemessenen Rißlängenbereich von $2c = 20\text{ mm}$ bis $2c = 30\text{ mm}$ zutreffend wiedergegeben wird (Abb. 8). Das Rißwachstum vom einheitlichen Anriß $2c = 2\text{ mm}$ bis zur tatsächlichen Entdeckung bei 20 mm wird jedoch stark unterschätzt. Im weiteren wird noch gezeigt, daß das außergewöhnliche Verhalten seine Ursache in der Schweißnahtgeometrie hat. Zunächst wird die Bauteilwöhlerlinie ohne Berücksichtigung dieser Probe ermittelt.

Die Annahme normalverteilter Anrißlastspielzahlen eines Horizontes erlaubt eine Auswertung im Gaußschen Wahrscheinlichkeitsnetz (Abb. 9). Das Modell 11 wurde nach $2,7 \cdot 10^6$ Lastwechseln auf dem Horizont $\Delta F = 90\text{ kN}$ als Durchläufer registriert und anschließend mit $\Delta F = 130\text{ kN}$ weitergefahren (Tab. 22). Der auf dem höheren Horizont erzeugte Anriß ordnet sich in die übrigen Versuchspunkte ein und rechtfertigt somit die Annahme eines Durchläufers (Abb. 10).

Ähnliche Überlegungen erlauben auch die Einbeziehung der Ergebnisse von Modell 10. Nachdem bei $4,8 \cdot 10^6$ Lastwechseln, davon $2,2 \cdot 10^6$ auf dem Horizont $\Delta F = 130\text{ kN}$ noch kein Anriß feststellbar war, wurde die Prüflast auf die max. verfügbare von $\Delta F = 215\text{ kN}$ festgesetzt (Tab. 22). Nach weiteren

68 000 Zyklen wurden 2 Anrisse ausgemacht. Die These vom Durchläufer auch auf $\Delta F = 130 \text{ kN}$ kann anhand der Abb. 10 belegt werden. Die Anrisse lassen sich einwandfrei in das Streuband einordnen. Durch die Einbeziehung von Modell 10 nimmt die Streuung $T_N = N_{90}/N_{10}$ des höheren Horizontes von 1 : 4,7 auf 1 : 8,1 erheblich zu. Sie liegt damit deutlich über der von [65] an Kleinproben abgeleiteten normierten Wöhlerlinie mit Lebensdauerstreuungen von 1 : 3 bis 1 : 4 im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich. [44] findet mit 7 : 1 vergleichbare Streuspannen.

Abb. 10 zeigt die aus den Experimenten ohne Berücksichtigung des Modell 9, aber mit den Modellen 10 und 11, abgeleitete Wöhlerlinie für 50 % Überlebenswahrscheinlichkeit. Die Neigung beträgt $k = 3,97$. Bei Ausschluß des Durchläufers 10 aus den Berechnungen ergibt sich mit $k = 4,14$ eine etwas flachere Wöhlerlinie. Die Neigung der 90 %-Linie fällt von 4,82 auf 4,53 leicht ab; bei 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit steigt sie von 3,10 auf 3,73. Für den 10 %-Wert wird eine Wöhlerlinie ohne Abknickpunkt vorausgesetzt, worunter die Aussagekraft etwas leidet.

Die Lebensdauerlinie für $p_{\ddot{u}} = 50\%$ ist mit $k = 3,97$ geringfügig flacher als die mit $k = 3,75$ in [65] angegebene normierte Linie. In Anbetracht der Lebensdauerlinien anhaftenden Unsicherheit darf dem Unterschied keine große Bedeutung zugemessen werden; er widerspricht jedenfalls nicht neueren Erkenntnissen der Betriebsfestigkeitsforschung, nach denen Bauteilwöhlerlinien flacher geneigt sein können als vergleichbare Kleinprobenlinien. Die Wöhlerlinien für 10 % und 90 % zeigen in Bezug auf ihre Neigungen ein auffälliges Verhalten. Mit zunehmender Belastung wird die Streuung in der Lebensdauer größer. Es kann nicht erwartet werden, daß das Bauteilverhalten damit korrekt wiedergegeben wird. Anhand der in Abb. 9 aufgeführten Streuungen mit und ohne Berücksichtigung des Modells 10 wird deutlich, daß dieser Effekt wesentlich durch das Modell 10 verursacht wird. Deshalb ist das an Schweißverbindungen bewährte Streuband aus [65] in die Abb. 10 aufgenommen worden. Es wurde aus der Streuung $T_N = 1 : 3$ bei 10^5 LW und $T_\sigma = 1 : 1,5$ bei $2 \cdot 10^6 \text{ LW}$ gewonnen. Hilfreich wäre in diesem Zusammenhang die Durchführung von Experimenten auf dem Horizont $\Delta F = 215 \text{ kN}$. Es standen jedoch nur 12 Modelle zur Verfügung und zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung hatte die Bestimmung des kennzeichnenden Wertes der Schwingfestigkeit Priorität.

Die Wöhlerlinie für $p_{\ddot{u}} = 50\%$ darf mit 10 bzw. 12 Versuchspunkten je Horizont als ausreichend abgesichert angesehen werden. Der kennzeichnende Wert der Schwingfestigkeit ist $\Delta F_{50\%} = 85,3 \text{ kN}$ (ohne Modell 10: $82,3 \text{ kN}$). Die 10 %- bzw. 90 %-Werte der normierten Wöhlerlinie [65] unterscheiden sich um den Faktor $\sqrt{1,5}$ vom Mittelwert. Wenn auch das vorliegende Streuband nicht vollständig befriedigen kann, so sind doch die Abweichungen am kennzeichnenden Wert der Wöhlerlinie gering. Das Ergebnis für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit liegt $1,02 \cdot \sqrt{1,5}$ über dem Mittelwert; bei 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit $0,94 \cdot \sqrt{1,5}$ darunter.

Die Untersuchung der Schweißnaht an Probe 9 zeigte, daß an der Anrißstelle eine steilere Nahtflanke vorlag als an den übrigen Versuchsmodellen. Ein Nahtabdruck lieferte für den Anrißort einen Flankenwinkel (Abb. 11) von $\Theta = 58^\circ$; der an 6 anderen Modellen bestimmte Winkel betrug dagegen am Sattelpunkt nur $\Theta = 30^\circ$. Da der Anrißort des Modells 9 nur 20° neben dem Sattel liegt, dürfen beide Positionen ohne Abstriche in der Genauigkeit direkt miteinander verglichen werden. Nach [1] kann die Abhängigkeit der kennzeichnenden Schwingfestigkeit σ_A von Schweißverbindungen mit Hilfe der Nahtformzahl α_N beschrieben werden:

$$\sigma_A \sim \alpha_N = 2 \left(\frac{\Theta}{30^\circ} \right)^{\frac{1}{2,1}} \quad (5)$$

Demnach liegt der Abknickpunkt von Modell 9 um den Faktor

$$\frac{\bar{\alpha}_N}{\alpha_{N,9}} = \left(\frac{30}{58} \right)^{\frac{1}{2,1}} = 0,731$$

unter dem der durchschnittlichen Nahtformzahl $\bar{\alpha}_N$. Eine Übertragung der Gl. 5 auf den Lasthorizont der Probe 9 ist statthaft, weil dieser mit $\Delta F = 90 \text{ kN}$ sehr nahe am kennzeichnenden Wert von $85,3 \text{ kN}$ liegt. Unter diesen Voraussetzungen beträgt die äquivalente Prüfkraft $\Delta F = 1/0,731 \cdot 90 \text{ kN} = 123,1 \text{ kN}$. Die zu diesem Horizont gehörende Anrißlastwechselzahl von 400 000 (Tab. 22) wird zur gemeinsamen Auswertung mit der mittleren Neigung $k = 3,97$ auf den Horizont $\Delta F = 90 \text{ kN}$ transformiert. Das Ergebnis von $1,39 \cdot 10^6 \text{ LW}$ kann in einer Rißfortschrittsrechnung von der im Experiment beobachteten Anrißlänge $2c = 20 \text{ mm}$ auf den technischen Anriß $2c = 2 \text{ mm}$ zurückgerechnet werden. Das Resultat von 749 641 Lastspielen liegt jetzt auf der 90 %-Linie (Abb. 10) und sichert damit die Wöhlerlinie weiter ab.

5 Kleinprobenexperimente

Die numerische Simulation des elastoplastischen Kerbgrundverhaltens der Rohrverzweigung setzt die Kenntnis des zyklischen Werkstoffverhaltens voraus. Zudem verlangt die Anwendung des Kerbgrundkonzeptes die Bereitstellung geeigneter Schädigungsparameterwöhlerlinien. Die an 3 Serien von Kleinproben (GW, WEZ, NG) durchgeführten Schwingfestigkeitsexperimente dienen deshalb vordergründig der Ermittlung zyklischer Werkstoffgesetze und Schadensparameterwöhlerlinien der Rohrverzweigung. Darüber hinaus können die Ergebnisse die aus der Literatur bekannte, vergleichsweise kleine Datenbasis bezüglich zyklischer Kennwerte von WEZ und NG um einen Datensatz erweitern.

5.1 Probenfertigung

Abb. 12 zeigt die entsprechend der ASTM-Richtlinie [66] gefertigten Proben. Der nach Peterson [67] bestimmte Kerbfaktor beträgt $K_t = 1,02 \approx 1$. Um einen eventuell vorhandenen Formeinfluß zu kompensieren, besitzen alle Serien die gleiche Probenform. An einer Vorserie wurden Probenform und Schweißnahtfuge optimiert. Die Proben wurden aus durchlaufenden Rohren von verschiedenen Bauteilmodellen ausgesägt. Die wesentlichen Eigenschaften des verwendeten Grundwerkstoffes sind in Tab. 1 aufgeführt. Alle Rohlinge wurden auf der Drehbank weiterverarbeitet und anschließend so lange in Längsrichtung poliert (Körnung ≤ 800), bis unter 8-facher Vergrößerung keine Querriefen mehr erkennbar waren.

Die für Schweißgutuntersuchungen vorgesehenen Rohre wurden vor dem Zerlegen in Kleinprobenrohlinge, wie in Abb. 12 skizziert, geschweißt. Die in Anlehnung an DIN 8551 [68] simulierte einseitige U-Naht ohne Spalt wurde in Mehrlagentechnik und horizontal von Hand eingebracht. Zur Bestimmung der Streckenenergie wurden die Schweißparameter protokolliert. Die Nachbehandlung dieser Proben ging zugunsten schweißporenfreier Oberflächen über das übliche Maß hinaus. Eine Beseitigung der vollständig eingebetteten Imperfektionen ist nicht möglich; erwartungsgemäß starteten die Schwingbrüche stets an solchen Inhomogenitäten.

Die zur WEZ-Simulation vorgesehenen Proben wurden in einem ZTU-Simulator Contric 96E der Firma SMIT WELD BV, Niederlande einer Glühbehandlung zur Erzeugung des gewünschten Gefüges unterzogen. Die Ermittlung des dazu benötigten Zeit-Temperatur-Verlaufes der an den Bauteilmodellen ausgeführten Schweißungen auf versuchstechnischem Wege war wegen des damit verbundenen Aufwandes nicht vertretbar. Zudem stehen in der Literatur umfangreiche Untersuchungen zu diesem Teilproblem zur Verfügung, sodaß eine zuverlässige Abschätzung gelingen kann: Die Erwärmzeit von A_{c1} bis zur Spitztemperatur ist bei den wichtigsten Schweißverfahren nahezu unabhängig vom Verfahren und beträgt 2 bis 5 s [69]. Die Spitztemperatur der Überhitzungszone beträgt zwischen 1200°C und 1400°C [70]. Hier wurde der von Seyffarth [71] in umfangreichen Versuchen zur Analyse von zügigen WEZ-Eigenschaften verwendete Wert von 1350°C übernommen. Zur weiteren Charakterisierung von Temperaturzyklen hat sich die mit $t_{8/5}$ bezeichnete Abkühlzeit von 850°C auf 500°C gut bewährt. Seyffarth bietet eine Zusammenstellung verschiedener Näherungsverfahren zur Bestimmung von $t_{8/5}$ in Abhängigkeit von Schweißverfahren, Nahtform, Wärmeeintrag, Plattendicke und Vorwärmtemperatur an.

Ohne Berücksichtigung einer Vorwärmung ergab sich für die Bauteilmodelle eine $t_{8/5}$ -Zeit von 11 s. Mit diesem Wert wurden die WEZ-Proben eingestellt. Abb. 13 zeigt die Zeit-Temperatur-Funktion im Vergleich zu ausgewählter Literatur [48] [72].

Wegen der Wahl der Probenform (Sanduhr) war in der Längenausdehnung des Prüfquerschnittes ein kleiner Gradient in der Stromdichte und infolgedessen auch in der Glühtemperatur unvermeidlich. Der Radius des Prüfquerschnittes war jedoch mit 60 mm so groß eingestellt, daß der entstehende Fehler als vernachlässigbar eingestuft werden kann. Die vom verwendeten ZTU-Simulator erreichte Genauigkeit bezüglich Spitztemperatur und $t_{8/5}$ -Zeit lag im Mittel bei $\pm 10\%$. Bedingt durch das Regelverhalten der Strecke wurden einige Proben bis an den Schmelzpunkt erwärmt und dadurch ganz oder teilweise zerstört. Sie wurden nicht weiter bearbeitet.

Das Schweißprotokoll (Tab. 2) stand aus nichttechnischen Gründen erst zur Verfügung, als die Arbeiten am ZTU-Simulator bereits abgeschlossen waren. Eine Reanalyse unter Verwendung der vom Protokoll ausgewiesenen maximalen Zwischentemperatur von 250°C ergab eine Veränderung auf $t_{8/5} = 24\text{ s}$. Den Auswirkungen wird auf S. 23 nachgegangen.

5.2 Versuchsdurchführung

Für die Experimente stand eine 25 kN -Säulenmaschine der Firma SCHENCK AG, Darmstadt zur Verfügung. Die Versuche wurden an Luft und bei Raumtemperatur durchgeführt. Die Belastungen waren sinusförmig mit dem Grenzspannungsverhältnis $R = -1$. Protokolliert wurden totale Dehnung, Zylinderkraft und Lastspielzahl. Als Führungsgröße wurde die Dehnung verwendet, um der in den Bauteilmodellen auftretenden weitgehenden dehnungskontrollierten Kerbgrundbeanspruchung gerecht zu werden. In den Tab. 24 und 25 sind die aufbereiteten Rohdaten und die aus diesen ermittelten zyklischen Werkstoffkennwerte aller Versuchsserien aufgeführt.

An den Grundwerkstoff- und Nahtgutproben wurde die Dehnung mit einem Extensiometer mit 10 mm Meßlänge aufgenommen. Im Fall der WEZ-Proben mußte wegen der zu großen Meßlänge auf DMS-Messungen umgestellt werden. Verwendet wurden lineare Dehnungsmeßstreifen 3/120 LY11 und Schnellklebstoff Z 70 der Firma HBM. Nach Herstellerangaben [73] ist wegen der z. T. hohen Beanspruchungen bei den DMS fallweise mit Nullpunktdrift zu rechnen. Sie wirkt sich in der Erstellung der Dehnungswöhlerlinien ($\Delta\epsilon$ -Konzept) jedoch nicht negativ aus. Meßgitterschäden aufgrund dynamischer Überbeanspruchung waren nach [73] nicht zu erwarten. Während der Versuche zeigte sich jedoch, daß der Klebstoff den Anforderungen nicht immer genügen konnte. Es kam verschiedentlich zur Ablösung von DMS und damit zum vorzeitigen Bruch der betroffenen Proben. Dadurch, daß alle Versuche im Bereich der zyklischen Entfestigung gefahren wurden, bestand die Möglichkeit, auch DMS mit geringfügig unzureichender Haftung zu erkennen.

Der typische Anrißort der Bauteilmodelle lag in der WEZ am Nahtübergang. Mit den Kleinprobenexperimenten sollten deshalb vorrangig die Eigenschaften des Überhitzungsbereiches der WEZ (Grobkorn) ermittelt werden. Als

Meßlänge wurde anhand des in Abb. 14 dargestellten Schlibbildes und unter Berücksichtigung der handelsüblichen DMS-Meßgitterlängen 3 mm festgelegt. Mit der gezielten Simulation des Überhitzungsbereiches wurde zugleich der Nachteil in Kauf genommen, daß sich die WEZ der Bauteilmodelle insgesamt etwas duktiler verhalten als die geglühten Kleinproben. (Schubert [72] gibt den Unterschied zwischen WEZ-Feinkorn (Normalisierungszone) zu WEZ-Grobkorn (Überhitzungszone) mit etwa 1 : 1,6 in der Spannung an.)

5.3 Versuchsauswertung

5.3.1 Zyklisches Werkstoffgesetz und Dehnungswöhlerlinien

Zur Beschreibung des zyklischen σ - ϵ -Verhaltens von Metallen ist die Ramberg-Osgood-Gleichung gut geeignet:

$$\epsilon_{at} = \epsilon_{ael} + \epsilon_{apl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (6)$$

Mit Gl. 6 wird vorausgesetzt, daß sich die totale Dehnungsamplitude ϵ_{at} durch Superposition elastischer (ϵ_{ael}) und plastischer (ϵ_{apl}) Dehnungsanteile beschreiben läßt. Im doppeltlogarithmischen Maßstab gehorcht $\epsilon_{apl} = f(\sigma_a)$ einer Geradengleichung, was bei der Auswertung der Experimente am Nahtgefüge noch eine wesentliche Rolle spielen wird.

An allen Serien (GW, WEZ, NG) wurde die elastische Dehnung durch einachsige Elastizitätstheoretische Rechnung bestimmt. Der plastische Anteil ergibt sich sodann durch Vergleich mit der gemessenen totalen Dehnung des stabilisierten Zustandes. Abb. 16 zeigt die stabilisierte Hysterese einer Grundwerkstoffprobe.

$$\Delta\epsilon_{pl} = \Delta\epsilon_t - \frac{\Delta F}{E \cdot A} \quad (7)$$

mit $\Delta\epsilon_t$: Schwingweite der Dehnung (Führungsgröße)
 ΔF : Zylinderkraft
 $E \cdot A$: Zugsteifigkeit der Probe

Bei einer verschiedentlich angewandten und grundsätzlich gleichwertigen Methode werden die Dehnungsanteile durch Aufmessen sowohl der elastischen als auch der plastischen Dehnung ermittelt. In der Regel ist die berechnete plastische Dehnung größer als die gemessene. Der Unterschied ist im Vergleich zu anderen Unschärfen belanglos. Am Beispiel der Abb. 16 liegt er innerhalb der Zeichengenauigkeit. Bei kleinen Lasten kommt es verschiedentlich zur physikalisch nicht denkbaren Situation, daß die berechnete elastische Dehnung größer

ist als die gemessene totale (Abb. 19). In Anlehnung an [32] [33] wurden deshalb für die Bestimmung plastischer Dehnungswöhlerlinien nur Experimente mit $\epsilon_{a\,pl} \geq 100 \mu$ verwertet.

Zur analytischen Beschreibung von Dehnungswöhlerlinien hat sich die von Morrow und Manson vorgeschlagene Form gut bewährt (Abb. 17):

$$\epsilon_{a\,t} = \epsilon_{a\,el} + \epsilon_{a\,pl} \quad (8)$$

$$\epsilon_{a\,el} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N)^b \quad (9)$$

$$\epsilon_{a\,pl} = \epsilon'_f \cdot (2N)^c \quad (10)$$

mit: σ'_f, b elastische Ermüdungskoeffizienten
 ϵ'_f, c plastische " "
 N Bruchlastspielzahl

Anstelle der Bruchlastspielzahl wird oft auch die Anrißlebensdauer verwendet. Als Anrißkriterium dient dann bei dehnungskontrollierten Experimenten z. B. ein Abfall der Versuchskraft um 3-5 %. In der Lebensdauer von Kleinproben beträgt der Unterschied zumeist wesentlich unter 10 %. Die Gl. 9 und 10 gelten streng genommen für wahre Dehnungen und Spannungen [74]. Der Unterschied zur technischen Definition der Beanspruchungsgrößen kommt bei sehr kurzen Lebensdauern zum Tragen, ist hier aber ohne Einbußen an Genauigkeit vernachlässigbar. Die Gl. 6 und 8 bis 10 sind nicht unabhängig voneinander, sondern es gilt:

$$n' = \frac{b}{c} \quad (11)$$

$$K' = \frac{\sigma'_f}{\epsilon'_f{}^{n'}} \quad (12)$$

Die Abbildungen 18 bis 25 reflektieren die Ergebnisse der GW- und WEZ-Versuche. Die Durchläufer werden in die Auswertungen nicht einbezogen. Die Dehnungswöhlerlinien und das σ - ϵ -Verhalten werden durch die vorstehenden Gleichungen gut beschrieben. Der Umfang der Datenbasis läßt vor allem im Fall der WEZ noch Wünsche offen. Die Ausbeute liegt hier mit 5 Ergebnissen aus 15 Proben wegen der genannten Gründe unter den ursprünglichen Erwartungen. Der von Liu und Zenner [75] beobachtete Abknickpunkt der Spannungsamplitude bei $\epsilon_{a\,pl} = 0,026 \%$ kann beim Grundwerkstoff wegen einer zu geringen Zahl von Versuchen im hohen Lastwechselbereich und in der Wärmeeinflußzone wegen insgesamt zu geringer Probenzahl nicht unmittelbar nachvollzogen werden (Abb. 20 und 21). Allerdings kann festgestellt werden,

daß die erzielten Ergebnisse dem nicht entgegenstehen. Nach [75] markiert $\epsilon_{a\,pl} = 0,026\%$ gleichzeitig den Abknickpunkt der Wöhlerlinie von ungekerbten, polierten Kleinproben unter Zug-Druck-Wechselast und der Überlebenswahrscheinlichkeit $p_{\bar{u}} = 50\%$. Damit ergäbe sich für den Grundwerkstoff eine Dauerwechselfestigkeit von $\sigma_W = 236\text{ N/mm}^2$. Näherungsformeln aus [21] und [5] schätzen die Dauerfestigkeit zwischen $218\text{ N/mm}^2 \leq \sigma_W \leq 242\text{ N/mm}^2$ ein. Die Dauergrenze des StE 290-Grundwerkstoffes kann damit näherungsweise zu $\sigma_W = 230\text{ N/mm}^2$ abgeschätzt werden. Für Einstufenversuche an polierten Proben gilt $\sigma_W \approx \sigma_A$. Aus der Wöhlerlinie der totalen Dehnung berechnet sich σ_A zu 201 N/mm^2 . Der Unterschied ist mit $230/201 = 1,14$ vertretbar, wenn die Unsicherheiten vor allem aus der Schätzung von σ_W und auch aus der Annahme des Abknickpunktes der Wöhlerlinie bei $2 \cdot 10^6$ berücksichtigt werden.

Auf eine Ermittlung der vollständigen statischen Fließkurve wird verzichtet. Der Vergleich der zügigen mit der zyklischen Streckgrenze des Grundwerkstoffes (Tab. 1 und 25, Abb. 22) zeigt schon das für niedrig- bis mittelfeste Stähle typische entfestigende Verhalten bei niedrigen Dehnungsamplituden. In Abb. 22 deutet sich bei ca. $\epsilon_a = 0,4\%$ der Beginn der zyklischen Verfestigung an.

Im Vergleich zum Grundwerkstoff ist eine Abschätzung der Dauerfestigkeit beim WEZ-Gefüge ungleich schwieriger. Nach Liu/Zenner würde die Dauerfestigkeit bei $\sigma_W = 385\text{ N/mm}^2$ liegen. Die aus den Experimenten bestimmte kennzeichnende Schwingfestigkeit beträgt nur $\sigma_A = 251\text{ N/mm}^2$. Die Diskrepanz ist erheblich. Vergleichbare Experimente an einem simulierten WEZ-Gefüge aus normalfestem Stahl SB 42 (entspricht St 42) [33] ergaben einen Abknickpunkt der Wöhlerlinie bei $1,4 \cdot 10^6$ und eine zugehörige Spannung von $\sigma_W = 223\text{ N/mm}^2$; die Abschätzung nach Liu/Zenner gelingt gut mit $\sigma_W = 240\text{ N/mm}^2$. Eine WEZ-Simulation am Feinkornbaustahl A 514 (entspricht StE 500) aus [48] zeigt jedoch das am StE 290 beobachtete Verhalten:

$$\begin{aligned}\sigma_W &= 771 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_A &= 575 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}$$

Experimentelle Daten zum Abknickpunkt des A 514-WEZ oder anderer Feinkornbaustähle wurden bisher nicht bekannt. Überhaupt liegen derzeit nur sehr wenige Schwingversuche an der Wärmeeinflußzone von Feinkornbaustählen vor. Es ist deshalb davon auszugehen, daß eine Anwendung des Verfahrens [75] auf WEZ-Gefüge eine besonders kritische Würdigung der Ergebnisse erfordert.

Grundwerkstoff und Wärmeeinflußzone zeigen im Vergleich zueinander die auch aus [74] bekannten typischen Unterschiede zwischen duktilen und weniger duktilen (hier: aufgehärteten) Werkstoffen. Die elastische Dehnungswöhlerlinie der WEZ liegt über der des GW ($\sigma'_{f\,WEZ} = 1117$, $\sigma'_{f\,GW} = 853$, $b_{WEZ} \approx$

b_{GW}). Bei der plastischen Wöhlerlinie ist es gerade umgekehrt. Aufgrund der etwas größeren Neigung der WEZ-Linie verstärkt sich der in ϵ'_f schon bemerkenswerte Unterschied im Zeitfestigkeitsbereich noch. Die Gesamtdehnungswöhlerlinien schneiden sich bei ca. $5 \cdot 10^5$ Lastwechseln im oberen Zeitfestigkeitsgebiet.

Die Abb. 24 und 25 ermöglichen die Einordnung der eigenen Experimente in ausgewertete Literatur [32] [33] [48]. Die Verfestigungskoeffizienten n' des StE 290-GW und -WEZ fügen sich nahtlos in das Gesamtbild ein. Damit dürfen auch die Neigungen der elastischen und plastischen Dehnungswöhlerlinien trotz des geringen Probenumfangs als zutreffend erachtet werden. In einer gemeinsamen Auswertung aller in [32] gesammelten Experimente fanden Bäumel und Seeger ein mittleres $n' = 0,15$. Für die untersuchten Feinkornbaustähle zeigt sich eine Tendenz zu etwas kleineren Werten. Ein relevanter Unterschied zwischen GW und WEZ besteht nicht. Das für StE 290-GW bestimmte K' ordnet sich entsprechend der statischen Festigkeit zwischen den Stählen 10CrMo9 10 und SB 42 ein (Abb. 24). Die durch Glühen erzeugte Aufhärtung drückt sich auch in den Ermüdungskoeffizienten σ'_f und ϵ'_f des StE 290-WEZ aus ($\sigma'_f \uparrow, \epsilon'_f \downarrow$). K' liegt über der Kurve des SB 42-WEZ (Abb. 25).

Wie in Kap. 5.1 ausgeführt, kühlten die Kleinproben schneller ab als die Schweißnähte der Bauteilmodelle. Nach Seyffarth [71] korreliert die Bruchgrenze R_m mit der Abkühlzeit $t_{8/5}$. Für die Kleinproben darf demnach $R_m = 698 \text{ N/mm}^2$ erwartet werden; für die Bauteilmodelle nur $R_m = 608 \text{ N/mm}^2$. Aus der Veränderung in R_m können nach Bäumel und Seeger die zyklischen Kennwerte σ'_f, ϵ'_f und K' der WEZ der Pipelineknoten berechnet werden :

| σ'_f | | ϵ'_f | | K' | |
|-------------|-------|---------------|-------|------|-----|
| K^1 | B^2 | K | B | K | B |
| 1117 | 971 | 1,224 | 1,275 | 1089 | 947 |

Ein relevanter Einfluß der Abkühlzeit ist auf n' nicht gegeben. Aus Abb. 23 wird der Unterschied zwischen Kleinproben und Bauteilmodellen ersichtlich. Demnach sind auch schon im technisch relevanten Bereich ($\epsilon_a < 0,5\%$) merkliche Veränderungen in Materialverhalten zu verzeichnen.

Im Zusammenhang mit der im Kap. 9 einzusetzenden Mittelspannungsrelaxation nach [48] wird für die WEZ der Bauteilmodelle noch die Transitionsdehnung ϵ_T benötigt. Sie ergibt sich aus dem Schnittpunkt der elastischen mit der plastischen Dehnungswöhlerlinie und beträgt $\epsilon_T = \epsilon_{el} = \epsilon_{pl} = 2037 \mu$.

¹Kleinproben

²Bauteilmodelle

Im Hinblick auf die gestellte Aufgabe wurden die Experimente im wesentlichen der Zeitfestigkeit gewidmet, weshalb eine Extrapolation der abgeleiteten Dehnungswöhlerlinien in den Kurzzeitfestigkeitsbereich hinein mit Unsicherheiten verbunden ist.

Die an Schweißgut durchgeführten Experimente dienen lediglich der Bestimmung des zyklischen Werkstoffgesetzes. Auf die Verwirklichung der Vorhabensziele bleibt die Vernachlässigung von Dehnungs- und Schädigungsparameterwöhlerlinien ohne Einfluß, denn die Experimente an den Pipelineknoten zeigen, daß die Anrisse stets in der WEZ auftreten; d. h. die Dehnungs- und Schädigungsparameterwöhlerlinien des Nahtgefüges sind für die Lebensdauerberechnungen ohnehin nicht von Interesse. Allein die Kenntnis des zyklischen σ - ϵ -Verhaltens ist wegen der durchzuführenden elastoplastischen FE-Rechnungen von Belang.

Zur zusätzlichen Ableitung von Kleinprobendehnungswöhlerlinien hätte es einer wesentlichen Verbesserung der Schweißnahtqualität bedurft, die unter den gegebenen Bedingungen nicht erhältlich war. Die untersuchten Schweißproben wiesen Imperfektionen, vor allem Schlackeneinschlüsse auf, die in den Schwingversuchen als Anrißstarter wirkten. Die Rißinitiierungsphase verkürzte sich dadurch drastisch. Das Rißfortschrittsverhalten bekam dominanten Einfluß auf die Lebensdauer. Wegen der unterschiedlichen Anrißcharakteristika ist eine Übertragung der Dehnungswöhlerlinien auf die Bauteilversuche nicht zweckmäßig. In [76] konnte anhand systematischer Versuche an geschweißten Kleinproben unterschiedlicher Nahtqualitäten gezeigt werden, daß die zyklische Entfestigung des Schweißgutes von der Nahtqualität praktisch unabhängig ist, sodaß in der Übertragung des zyklischen Werkstoffgesetzes auf die Bauteilmodelle keine außergewöhnlichen Unschärfen zu erwarten sind. Die Abb. 26 zeigt das σ - ϵ -Verhalten der eigenen Experimente als Funktion der aus Gl. 7 ermittelten plastischen Dehnung. Die Verfestigungskoeffizienten K' und n' werden mittels linearer Regression aus $\log \sigma_a$ und $\log \epsilon_{a,pl}$ berechnet. Versuchsergebnisse mit $\epsilon_{a,pl} \leq 100 \mu$ werden wieder von der Berechnung ausgenommen. Im Vergleich zu den Stählen 10CrMo9 10, SWT 32 und SB 42 [32] [33] und StE 355 [47] zeigt das Schweißgut des StE 290 die größte Verfestigung. Dabei darf unterstellt werden, daß weitere Experimente an StE 290 bei größeren Dehnungen das $n' = 0,119$ noch etwas verringern würden. Nach Bäumel und Seeger kann aus $K' \approx 1,65 \cdot R_m$ die Zugfestigkeit des Schweißgutes abgeschätzt werden. Sie liegt mit $R_m \approx 560 \text{ N/mm}^2$ an der oberen Grenze des in DIN 1913 angegebenen Bereiches von $430 \text{ N/mm}^2 < R_m < 550 \text{ N/mm}^2$ für die eingesetzte Elektrodenklasse E 4322. Die in den Bauteilschweißungen verwendete Elektrodenklasse E 5132 gewährleistet Bruchgrenzen zwischen 510 und 650 N/mm^2 . Die Mindeststreckgrenzen beider Klassen sind mit 360/380 nahezu gleich. Damit ergibt sich für Kleinproben und Bauteile näherungsweise die gleiche Dauerfestigkeit [21] und unter Voraussetzung gleicher Wöhlerlinieneigungen übereinstimmendes Verhalten auch im Zeitfestigkeitsbereich.

5.3.2 Schädigungsparameterwöhlerlinien

Eine Reihe von Schädigungsparametern wurde in der Vergangenheit entwickelt, mit deren Hilfe u. a. der Einfluß des Grenzspannungsverhältnisses erfaßt werden soll. Anstatt durch eine Schar von Wöhlerlinien mit unterschiedlichem R und sonst gleichen Bedingungen wird das Ermüdungsverhalten (Anriß oder Bruch) durch eine einzige Lebensdauerlinie $P = f(N)$ darstellbar.

Schädigungsparameter P_{SWT} Der Schädigungsparameter von Smith, Watson und Topper [26] hat sich bisher am weitesten durchgesetzt. Im Sinne der Normalspannungshypothese wird unterstellt, daß allein die Beanspruchung normal zum Anriß ermüdungsrelevant ist. Dem R-Einfluß wird durch Verschieben der Hysteresenmittelpunkte um die Mittelspannung σ_m begegnet.

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \epsilon_a \cdot E} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \epsilon_a \cdot E} \quad (13)$$

mit: σ_a Spannungsamplitude
 ϵ_a Dehnungsamplitude
 σ_m Mittelspannung

Durch Einsetzen der Gl. 8 bis 10 ergibt sich die Wöhlerlinie des Schädigungsparameters:

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_f'^2 \cdot (2N)^{2b} + E \cdot \sigma_f' \cdot \epsilon_f' \cdot (2N)^{b+c}} \quad (14)$$

Häufig wird die Schädigungsparameterwöhlerlinie auch unmittelbar aus den Versuchsergebnissen bestimmt. Dazu wird eine im log-log-Koordinatenkreuz als Gerade erscheinende Exponentialfunktion unterstellt, die mittels linearer Regression leicht aus den Versuchen bestimmt werden kann. Gegebenenfalls wird die Darstellung noch durch Annahme eines, ausnahmsweise auch zweier Abknickpunkte im Bereich der Zeitfestigkeit verfeinert.

Abb. 28 und 29 zeigen die P_{SWT} -Linien des Grundwerkstoffes und der Wärmeinflußzone. Zur Berechnung der unmittelbar durch Regression bestimmten Wöhlerlinie werden die Durchläufer ausgeklammert. Im Fall des Grundwerkstoffes deutet sich bei 10^5 Lastwechseln ein Abknickpunkt dieser Linie an. Zur Absicherung wären eine Reihe weiterer Versuche vor allem im hohen Lastspielzahlbereich erforderlich. Es darf als sicher angenommen werden, daß die kennzeichnende Festigkeit ohne Berücksichtigung des Abknickpunktes mit $P_{SWT} = 165 \text{ N/mm}^2$ unterschätzt wird. Der nach Gl. 14 bestimmte Wert von $P_{SWT} = 210 \text{ N/mm}^2$ ist deshalb als zutreffender anzusehen. Unter der Voraussetzung, daß der kennzeichnende Wert der Schwingfestigkeit zugleich die Dauergrenze repräsentiert, könnte P_{SWT} auch über die 0,026 %-Dehngrenze

[75] beschafft werden. Das Ergebnis unterscheidet sich mit 263 N/mm^2 wiederum deutlich von dem nach Gl. 14 ermittelten. Da die dieser Gleichung zugrunde liegenden Dehnungswöhlerlinien den Übergang zur Dauerfestigkeit weniger genau zu beschreiben vermögen als den Bereich der Zeitfestigkeit, erscheint die Diskrepanz leicht erklärlich. Allerdings fand Paetzold [34] das gleiche Verhalten an den Schiffbaustählen GL-A24 und GL-D36, ohne dabei auf die Dehnungswöhlerlinienbeschreibung von Morrow/Manson zurückzugreifen. Der Unterschied ist zu einem gewissen Teil auf die Annahme $N_A = N_D$ zurückzuführen. Weiter spielt die Anzahl der Proben insbesondere nahe der Dauerfestigkeit eine Rolle. Vor allem aber ist zu berücksichtigen, daß sowohl das P_{SWT} -Konzept als auch die Annahme der plastischen Dehngrenze als Schwingfestigkeitskennwert nicht aus dem Verständnis um die im Material ablaufenden Schädigungsvorgänge abgeleitet wurden und deshalb absolute Werte nur bei Nennung der zugrunde liegenden Theorien Aussagekraft erhalten.

Die unter betriebsähnlichen Belastungen zu diskutierende Frage nach dem Verlauf der P_{SWT} -Linie für $N > N_A$ stellt sich in dieser Arbeit wegen der Beschränkung auf Einstufenkollektive nicht.

Die am WEZ-Gefüge vorgenommenen Experimente erlauben keine Aussage zum Abknickpunkt der „linearen“ Schadensparameterwöhlerlinie (Abb. 29). Die Anwendung des zyklischen Dehngrenzenkriteriums zeigte schon in der Abschätzung der Dauergrenze Schwächen (s. S. 22), die sich auch im Schadensparameter widerspiegeln. Ansonsten haben die am Grundwerkstoff angestellten Überlegungen auch für die WEZ Gültigkeit, sodaß als kennzeichnender Wert $P_{SWT} = 253 \text{ N/mm}^2$ angegeben werden kann.

Der Vergleich GW-WEZ liefert das von den Dehnungswöhlerlinien bekannte Bild. Der Schnittpunkt der P_{SWT} -Kurven ist aber um eine Größenordnung der Lastspiele zur Kurzzeitfestigkeit verlagert. Hier drückt sich wieder die schon angesprochene Abhängigkeit der Ergebnisse vom verwendeten Konzept aus.

Im Abschnitt 5.3.1 wurden bereits einige wesentliche Unterschiede im Materialverhalten der simulierten WEZ der Kleinproben zu den Bauteilmodellen herausgearbeitet. In Abb. 29 ist zusätzlich die Schadensparameterwöhlerlinie abgetragen, wie sie sich nach Gl. 14 unter Verwendung der auf S. 23 aufgeführten Koeffizienten ergibt. Die Neigungen b und c werden dabei wegen der zu erwartenden kleinen Änderungen und in Übereinstimmung mit dem *Uniform Material Law* von [33] als konstante Größen betrachtet.

Schädigungsparameter P_{KBM} Mit P_{KBM} wird heute ein Schädigungsparameter bezeichnet, der auf Kandil, Brown und Miller [38] zurückgeht und zur Beschreibung der Schwingfestigkeit von mehrachsigen beanspruchten Kleinproben entwickelt wurde. Dieser Theorie zufolge wird ein Anriß durch die Schubbeanspruchung initiiert. Die Ebene des maximalen Gleitwinkels gilt als

Kerbgrund. Abb. 30 verdeutlicht: Ein Schaden tritt entweder in der Kerboberfläche auf oder der Riß entsteht in der Ebene normal zur Oberfläche. Da es sich um einen Schubri handelt, entwickelt sich ein ins Innere des Materials vordringender Anriß unter 45° zur Oberfläche. Durch Annahme des γ_{max} -Kriteriums empfiehlt sich die Theorie besonders für duktile Werkstoffe. Weiter wird angenommen, daß die Phase von der Riinitiiierung bis zum technischen Anriß bzw. Bruch der Probe von der normal zum Anriß gerichteten Dehnungskomponente ϵ_N beeinflt wird:

$$\hat{\gamma}_{max} + \hat{\epsilon}_N = \text{konst. für Bruchlastspielzahl} \quad (15)$$

mit $\hat{\gamma}, \hat{\epsilon}$: Gleitungs-/Dehnungsamplitude.

Auf die Arbeiten von Socie et al. [40] geht die Erfassung unterschiedlicher Grenzspannungsverhltnisse durch Addition der elastischen Mitteldehnung $\sigma_{N,0}/E$ in der Schnittebene zurück. Damit lautet die heute gebräuchliche Form des Schädigungsparameters:

$$P_{KBM} = \hat{\gamma}_{max} + \hat{\epsilon}_N + \frac{\sigma_{N,0}}{E} \quad (16)$$

P_{KBM} -Wöhlerlinien können ebenso wie die P_{SWT} -Linien aus Kleinprobenexperimenten unter Zug-Druckwechselbeanspruchung abgeleitet werden. Dies ist umso bemerkenswerter, als einachsige Experimente die Grundlage zur Bewertung mehrachsiger (Betriebs)beanspruchung bilden. Für Versuche mit $R = -1$ ergibt sich für den Schadensparameter unter Verwendung des Mohr'schen Dehnungskreises

$$P_{KBM} = \frac{1}{2} (3 \hat{\epsilon}_1 - \hat{\epsilon}_3) \quad (17)$$

mit: $\hat{\epsilon}_1$ große Hauptdehnung
 $\hat{\epsilon}_3$ kleine Hauptdehnung

Die kleine Hauptdehnung ist über die Querdehnungsbehinderung mit der großen gekoppelt. Wegen der Möglichkeit auch plastischer Verformungen gilt $0,3 \leq \nu' = -\hat{\epsilon}_3 / \hat{\epsilon}_1 \leq 0,5$. Die Querkontraktionszahl ν' im konkreten Anwendungsfall zu bestimmen ist schwierig und in Anbetracht eines maximalen Fehlers von 3% in P_{KBM} auch von sekundärer Bedeutung.

Der Verbindung des Schädigungsparameters mit der Lebensdauer dienen die Dehnungswöhlerlinien nach Morrow/Manson. Durch Einsetzen der Gl. 8 bis 10 in Gl. 17 und unter Annahme von $\nu'_{el} = 0,3$ im elastischen und $\nu'_{pl} = 0,5$ im plastischen Dehnungsanteil ist die Gleichung der Schädigungsparameterwöhlerlinie der Kleinproben bestimmt:

$$P_{KBM} = 1,65 \frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2N)^b + 1,75 \epsilon_f' \cdot (2N)^c \quad (18)$$

Von Lohr und Ellison wurde ein Schädigungsparameter P_{LE} eingeführt [39], der sich von P_{KBM} grundsätzlich nur dadurch unterscheidet, daß ein Anriß nicht unbedingt in der Schnittebene der maximalen Gleitung entsteht. Vielmehr wird angenommen, daß sich der Anriß stets unter 45° in das Materialinnere entwickelt (Abb. 30 und 31). Ein geringfügiger Unterschied besteht in der Wichtung von Rißinitiierung und Mikrorißwachstum. Nach Leese [35] sprechen die am Experiment gewonnenen Erfahrungen für den Ansatz P_{KBM} . Zur Berechnung der Schädigungsparameterwöhlerlinien P_{KBM} von StE 290, GW und WEZ, können wieder die im Abschnitt 5.3.1 gesammelten Erkenntnisse herangezogen werden (Tab. 25). Die Abb. 32 und 33 reflektieren die ausgewertete Gl. 18; die Versuchspunkte stehen für $P_{KBM} = 1,7 \cdot \Delta \epsilon_t / 2$ (Gl. 17 mit $\nu' = 0,4$).

Die Einheit des Parameters könnte analog zum Vorgehen beim P_{SWT} durch einfache Multiplikation mit dem E-Modul auf Spannungen abgestimmt werden. Zugunsten einer Betonung des grundsätzlichen Charakters von P_{KBM} als Dehnungsparameter wird darauf verzichtet.

Anstelle einer ausführlichen Diskussion der Abb. 32 und 33 darf auf den vorigen Abschnitt verwiesen werden. Die entsprechenden Passagen gelten hier sinngemäß.

6 Numerische Untersuchungen an den Bauteilmodellen

Der überwiegende Anteil der numerischen Untersuchungen wurde nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) mit Hilfe des Programmsystems ADINA [77] durchgeführt.

Die aus Strukturspannungs- und Kerbgrundkonzepten zur Lebensdauerabschätzung abzuleitenden Anforderungen an die FE-Modellierung führten zur Entwicklung einer Reihe von Modellvarianten. Alle Modellierungen wurden aus dem Basismodell $V0$ (Abb. 34) abgeleitet.

6.1 FE-Modellierungen

Für das Modell $V0$ wurde im wesentlichen auf Schalenelemente zurückgegriffen. Die Schweißnaht ist auf eine Knotenreihe reduziert. Entsprechend gering ist an dieser Stelle die Aussagekraft der berechneten Spannungen. Die

Überprüfung der mit $V0$ erzielten Ergebnisse zeigt, daß das Modell zur Beschreibung der globalen Beanspruchung gut geeignet ist. Die Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften läßt die Erstellung eines Viertelmodells mit entsprechenden Randbedingungen zu. Das Materialverhalten ist linearelastisch. Auf eine Diskussion der weiteren Modelleigenschaften soll an dieser Stelle verzichtet werden. Sie werden im Zusammenhang mit den weiteren Modellierungen sichtbar.

Durch die Entwicklung von $V2$ und $V4$ ließ sich die Genauigkeit der numerischen Schweißnahtsimulation erheblich verbessern. Diese Modelle sollten den Ansprüchen genügen, die aus dem Einsatz der Strukturspannungskonzepte erwachsen. Sie unterscheiden sich von $V0$ und voneinander im stark umrandeten Bereich der Abb. 34. Anstelle der Schalenelemente wurden 3D-Kontinuums-elemente verwendet. Für die Abbildung der Schweißnaht durch tetraederförmige 3D-Elemente wurden an einigen Rohrknoten die Sattel- und Kronenpunkte aufgemessen (Abb. 11).

Das Modell $V2$ stellt dabei eine Zwischenstufe der Entwicklung von $V0$ nach $V4$ dar. Es verfügt bereits über die wesentlichen Eigenschaften von $V4$. Die Beschreibung der Schweißnahtgeometrie ist in $V2$ etwas unschärfer. Der Nahtbereich ist im Hinblick auf Untersuchungen zum Strukturspannungskonzept [1] so vernetzt, daß die Kantenlängen der Volumenelemente ungefähr der Blechdicke entsprechen. Aus den Abb. 35 und 36 ist neben den berechneten Hauptspannungsverteilungen das verwendete Netz ersichtlich. Der Hot Spot liegt auf der 45° -Position und ist damit auf 10° genau berechnet (Tab. 21). Durch eine gleichmäßigere Vernetzung in diesem Bereich ließe sich der Fehler verringern. Die max. Hauptspannung beträgt 196 N/mm^2 bei $\Delta F = 100 \text{ kN}$ Prüflast ($\approx p_{\bar{u}} = 10\%$ für $N_A = 2 \cdot 10^6$). Bei der Bewertung der Spannungsverteilung ist zu berücksichtigen, daß die ausgewerteten Integrationspunkte nicht auf der Rohroberfläche liegen, sondern ca. 5% der Blechdicke darunter (TINT=5). Die Biegung in der Symmetrieebene $x = 0 \text{ mm}$ ist nahe der Naht vor allem tangential und von etwa gleicher Größe wie die Membranbeanspruchung, sodaß der Fehler ca. 2% beträgt. Das Konzept [1] setzt zur Hot Spot Spannungsberechnung die Extrapolation der Strukturspannungen aus bestimmten Integrationspunkten (TINT=2) voraus; $V2a$ erfüllt diese Bedingung. An späterer Stelle werden Vergleiche mit Offshore-Knoten benötigt, weshalb an einer weiteren Variante von $V2$ die aus der Entfernung des Plug resultierenden Einflüsse untersucht wurden. Dabei ergab sich, daß der Hot Spot einer Konstruktion mit Plug um 7% geringer belastet ist.

Im Modell $V4$ (Abb. 37) wurde der Änderung der Nahtgeometrie zwischen Sattel und Krone am Nahtübergang zum Chord durch Annahme einer Cos-Funktion Rechnung getragen. Weiterhin wurde im Vergleich zu den anderen FE-Modellen ein deutlich feineres Netz generiert. Die normal zur Naht liegenden Kantenlängen entsprechen in etwa dem a -Maß der Schweißung. Um die Spannungen direkt auf der Oberfläche zu erhalten, wurden die Volumenele-

mente auf der Außenseite mit sehr dünnen Scheibenelementen („Seifenhaut“) überzogen. Die maximale Hauptspannung liegt, vom Sattel gemessen, auf ca. 23° . Sie beträgt 227 N/mm^2 bei $\Delta F = 100\text{ kN}$. Die Verschiebung des Hot Spot rührt von der gegenüber $V2$ verbesserten, aber immer noch etwas ungleichmäßigen Vernetzung des Chord an der Einbrandkerbe her. (Die Kantenlängen normal zur Naht variieren leicht über dem Rohrumfang.) Der Fehler in der Ortsbestimmung des Hot Spot ist von gleicher Größe wie bei $V2$, wenn auch mit anderem Vorzeichen. Der Gradient der Spannung entlang der Einbrandkerbe ist klein. Beispielsweise wird für die 45° -Position noch 208 N/mm^2 ausgewiesen. Auch von diesem Modell wurde ein dem Strukturspannungskonzept [1] angepaßter Abzug erstellt ($V4a$).

Mit den Modellen $V7$ und $V8$ wurden die Voraussetzungen für numerische Untersuchungen zum Kerbgrundkonzept geschaffen. Die aus $V4$ abgeleiteten Modelle simulieren auch das unterschiedliche elastoplastische Materialverhalten von Grundwerkstoff, Wärmeeinflußzone und Nahtgefüge. Sie unterscheiden sich lediglich in der Modellierung der σ - ϵ -Verläufe: Die in $V7$ verwendeten Näherungen (Werkstoffkennwerte von SB 42 [32] [33]) konnten nach Beendigung der Kleinprobenexperimente durch Implementieren des tatsächlichen Verhaltens der Rohrverzweigung in $V8$ ersetzt werden. Dabei wurde in der numerischen Simulation zugunsten einer genaueren Nachbildung der Verhältnisse am Anrißort eine weniger zutreffende Simulation insbesondere am Übergang zum Grundwerkstoff in Kauf genommen (s. S. 19). Für die Darstellung der WEZ am Chord wurde eine Netzverfeinerung in Dickenrichtung unumgänglich (Abb. 38). Für die Referenzlast $\Delta F = 100\text{ kN}$ beträgt die größte rechnerische Hauptspannung des Modells $V8$ $\Delta\sigma = 308,9\text{ N/mm}^2$. Der berechnete Hot Spot liegt mit 27° vom Sattel nahe an dem im Experiment beobachteten von 35° .

Die elastoplastischen FE-Rechnungen erfordern eine tatsächlich nicht gegebene diskrete Trennung der Gefügearten voneinander. Zudem ist insbesondere die WEZ nicht homogen, sodaß die Annahme unveränderlicher Materialeigenschaften innerhalb eines Gefüges eine erhebliche Idealisierung darstellen kann. Allerdings ist letzteres keine ausgesprochene Eigenheit der FE-Modelle, denn auch die Kleinprobenexperimente zur Bestimmung der verschiedenen Materialgesetze berücksichtigen die Gefügeänderungen nicht im einzelnen. Die Entwicklung der plastischen Zonen ist in Abb. 39 dargestellt. Die jeweilige Fließgrenze R'_{eH} wurde den im Abschnitt 5.3.1 bestimmten Spannungs-Dehnungsgesetzen entnommen. Auffällig ist, daß zuerst der Grundwerkstoff seine Fließgrenze überschreitet. Die WEZ folgt unmittelbar danach, was aus der Abbildung allerdings nur schwer erkennbar ist. Besonders die kleinen Lasten ($85,3\text{ kN}$ und $104,5\text{ kN}$) zeigen mit ihrer ausgeprägten Trennung zwischen Grundwerkstoff und WEZ den Nachteil, der zugunsten einer besseren Simulation des Materialverhaltens am Anrißort in Kauf genommen werden muß.

Die Ausdehnung der WEZ wird anhand von Schlifffbildern bestimmt (Abb. 15).

Sie schwankt in Dickenrichtung zwischen 1 und 3 mm. An der Anrißstelle, also dem Nahtübergang zum Chord, beträgt sie an der Rohroberfläche etwa 2 mm. Das Ergebnis deckt sich mit Literaturauswertungen [48] [54] [72] und kann daher als typisch bezeichnet werden. Der Chord der elastoplastischen Rechenmodelle ist mit einer WEZ-Geometrie ausgestattet, die am Hot Spot in Dickenrichtung 1,6 mm mißt und sich auf der Oberfläche 2,3 mm vom Nahtübergang erstreckt. Am elastoplastischen Modell V7 wurden eine Reihe von Variationsrechnungen durchgeführt, um den Einfluß der unvermeidlichen Schwankungen in der Ausdehnung der WEZ auf die rechnerische Kerbgrundbeanspruchung zu verifizieren. Dazu wurden die Abmessungen bei sonst gleichen Bedingungen systematisch in der Dickenrichtung bzw. vor der Einbrandkerbe verändert. Auf Rechnungen mit wechselnden Abmessungen der WEZ innerhalb eines Modells wurde verzichtet. Als Belastung wurde die kennzeichnende Schwingfestigkeit von 85,3 kN gewählt, die auf maximale Vergleichsspannungen von ca. 215 N/mm² führen und damit die Fließgrenze der WEZ (V7: $R'_{eH} = 184 \text{ N/mm}^2$) deutlich überschreiten. Die Auswertung der Berechnungen ergibt, daß bei Veränderungen der WEZ-Ausdehnungen um ca. 50 % mit Unterschieden in der maximalen Vergleichsspannung und -dehnung sowie beim Schädigungsparameter P_{SWT} von etwa $\pm 5\%$ zu rechnen ist. Eine Verkleinerung der WEZ erhöht die Beanspruchung; ihre Vergrößerung führt zur Entlastung.

Mit Blick auf die Lebensdauerabschätzungen anhaftenden Unsicherheiten darf deshalb unterstellt werden, daß eine noch weitergehende Simulation der WEZ keine wesentlichen Verbesserungen in der Prognosegenauigkeit erwarten läßt. Es soll dabei jedoch nicht verschwiegen werden, daß grundsätzlich für die Anwendung des Örtlichen Konzeptes eine besonders feine Diskretisierung der Geometrie, wie sie z. B. bei linearelastischer Betrachtungsweise mit Hilfe der Boundary Element-Methode (BEM) vorteilhaft durchgeführt werden kann, sehr wünschenswert ist. Die verfügbare Rechentechnik (Vektorrechner SNI 100/10 und VMS-Rechner VAX 6310) läßt weitere Modellverfeinerungen jedoch nicht sinnvoll erscheinen. Beispielsweise verbrauchen die besonders zeitintensiven elastoplastischen Modellierungen mit jeweils 24 000 Freiheitsgraden und 9 Lastinkrementen ca. 3 CPU-Stunden des Vektorrechners je Rechenlauf. Der Vektorisierungsgrad des verwendeten Programms ADINA beträgt etwa 85 %. Eine Handhabung dieser Modelle auf dem VMS-Rechner verbietet sich damit von selbst.

Die FE-Vernetzung für die WEZ am Nahtübergang zum Brace ist gemessen an der des Chord wesentlich einfacher zu erstellen, weil eine Unterteilung in Dickenrichtung nicht benötigt wird. Die Ausdehnung der WEZ wurde wieder aus Schlifffbildern ermittelt und mit 2 mm einheitlich implementiert.

6.2 Vergleich Rechnung - Messung

Zur Überprüfung der numerischen Simulation dienen nach den üblichen Plausibilitätskontrollen und einer ersten Näherung mit Hilfe der Datensammlung [78] vor allem die Meßergebnisse. Der Abgleich wird, sofern nicht anders vermerkt, am linearelastischen FE-Modell V_4 durchgeführt. In den globalen Beanspruchungen unterscheiden sich die einzelnen Modelle nur marginal voneinander. Eine Differenzierung erübrigt sich deshalb.

Rosetten liefern vollständige Informationen zur zweiachsigen Spannungsrechnung und werden im folgenden direkt mit den FE-Ergebnissen verglichen. Um auch einen Vergleich zwischen einachsigen Messungen (Lineare DMS, Kreuze) und mehrachsigen Berechnungsergebnissen zu ermöglichen, ist an solchen Meßstellen der Einfluß der Querkontraktion aus den FE-Ergebnissen eliminiert worden (s. S. 10).

Aus Tab. 4 ist ersichtlich, daß die FE-Rechnung die tatsächliche Belastung der Positionen 19 und 20 überschätzt, während sie auf den Positionen A 13 und B 13 die Realität nahezu exakt wiedergibt. Der Quotient Rechnung/Messung beträgt bei A 13 und B 13 0,96; an den Meßstellen 19 und 20 1,13. Nach stichprobenartigen Messungen der Rohrwandstärken könnte vermutet werden, daß sich die tatsächlichen Materialstärken im oberen Bereich des zulässigen Toleranzfeldes (s. S. 10) befinden. Eine mittlere Erhöhung von 5% würde die Genauigkeit der Positionen A 13 und B 13 auf 0,91, die der Positionen 19 und 20 auf 1,07 verändern.

Die Tab. 6, 10 und 14 geben die ansonsten sehr gute Übereinstimmung der berechneten globalen Rohrbeanspruchungen mit den Meßergebnissen wieder. Anhand der Tab. 8, 12 und 16 läßt sich demonstrieren, daß die berechneten Tangentialspannungen von gleicher Güte sind.

Auffällig ist das Verhalten der Axialspannung des Modells 2 auf $x = 90\text{ mm}$, $\alpha = 180^\circ$. Während die gemessene Tangentialspannung von 49 N/mm^2 exakt berechnet wird (Tab. 12), weichen die Meßwerte der Axialspannung mit 89 N/mm^2 deutlich vom berechneten und an Modell 1 verifizierten Wert von 62 N/mm^2 ab (Tab. 10). Weiteren Aufschluß hätten DMS-Rosetten geben können, wie sie an den Modellen 3 bis 6 appliziert waren. Das Modell 2 zeigte während der Schwingversuche ein untypisches Anrißverhalten und mußte deshalb aus der Wöhlerlinienbestimmung ausgeschlossen werden. Da die Ergebnisse von Rechnung und Messung unzweifelhaft sind, kann die Diskrepanz als Hinweis auf ungewöhnliche örtliche Steifigkeitsverhältnisse am Modell 2 interpretiert werden.

An 4 Modellen wurden die am Nahtübergang zum Chord auftretenden Strukturspannungen bestimmt (Tab. 17). Die Schweißungen weisen sanfte Nahtübergänge auf, die im FE-Modell durch eine Ecke simuliert werden. Im Gegensatz zu den DMS erfaßt das FE-Modell V_4 lokale Effekte nur mangelhaft, weshalb die Spannungen von der Rechnung zumeist überschätzt werden (Abb. 4).

Die Auswertung der Rosetten zeigt, daß das Modell V_4 beide Hauptspannungen auf 3 % bis 13 % genau berechnet (Tab. 18 bis 20). Im Fall des 6. Modells kommt es auf der 45° -Position rechnerisch zu einer 10 %-igen Unterschätzung der kleinen Hauptspannung. Da diese Position nur an einem Modell gemessen werden konnte, muß eine Übertragung auf das gesamte Los entsprechend vorsichtig erfolgen.

7 Bewertung der Schwingfestigkeit mit Strukturspannungskonzepten

Strukturspannungskonzepten liegt die Annahme zugrunde, daß sich von der totalen Beanspruchung einer Schweißnahtkerbe ein konstruktionsbedingter Anteil, die Strukturspannung, abspalten läßt, der die aus Geometrieänderungen am Bauteil entstehenden Spannungserhöhungen erfaßt und mit der Schwingfestigkeit der Verbindung korreliert. Die Differenz zur Gesamtbeanspruchung entsteht aus Kerbwirkungen, die unmittelbar der Schweißnaht zuzuordnen sind. Dazu zählen z. B. fertigungsbedingte Abweichungen von einer idealisierten Nahtform oder schweißbedingte Unterschiede in den Materialgefügen nahe der Naht oder in der Naht. Der Einfluß von Kerbwirkungen wirkt sich nur sehr lokal, in der Größenordnung weniger Millimeter aus. Die Strukturspannung kann deshalb aus gemessenen oder berechneten Spannungen nahe dem Hot Spot extrapoliert werden.

Zur Bewertung der Rohrknotten mit Hilfe von Strukturspannungskonzepten wurden Bemessungsempfehlungen eingesetzt, die den derzeitigen Stand der Wissenschaft und Technik repräsentieren. Im vorliegenden Anwendungsfall zeichnen sie sich u. a. dadurch aus, daß sie konservative Bewertungen liefern.

Die den Berechnungen zugrunde liegenden Hot Spot Spannungsschwingweiten $\Delta\sigma_{HS}$ sind nicht einheitlich definiert, weshalb zur vergleichenden Darstellung (Abb. 40) die äquivalenten Zylinderlasten der Bauteilexperimente herangezogen wurden. Die Entwurfslinien gelten für 97,7 % Überlebenswahrscheinlichkeit. Deshalb wurde die experimentell abgesicherte 50 %-Linie der Rohrknotten (Abb. 10) mit Hilfe des normierten Streubandes aus [65] auf $p_{\bar{u}} = 97,7\%$ umgestellt:

$$\log N_{97,7\%} = C_{50\%} - 1,96 \cdot s - k_{50\%} \log \Delta F \quad (19)$$

| | | |
|-----|----------------------|-------------------------|
| mit | s | log. Standardabweichung |
| | $s = 0,1864$ | für $N = 10^5 LW$ |
| | $s = 0,2352$ | für $N = 10^6 LW$ |
| | $C_{50\%} = 13,9674$ | |
| | $k_{50\%} = 3,97$ | |

$$\longrightarrow \log N_{97,7\%} = 12,744 - 3,59 \log \Delta F \quad (20)$$

7.1 UEG - Entwurfslinie

$$\log N_{97,7\%} = 12,164 - 3 \log \Delta \sigma_{HS} \quad (21)$$

Diese Entwurfslinie ist das Ergebnis einer übergreifenden Auswertung umfangreicher, bis dahin nicht zusammenhängend ausgewerteter Experimente an Rohrknotten und einer kritischen Würdigung von im Regelwerk verankerten Verfahren zur Berechnung von Offshore-Bauwerken. Die Extrapolation der Hot Spot Spannung erfolgt über Stützpunkte an den Sattel- und Kronenpositionen, die als Funktion der Rohrabmessungen festgelegt sind. Ausgewerteten Messungen entsprechend wird auf den Hot Spot linear extrapoliert.

Zur Lebensdauerberechnung der Pipelineknotten nach diesem Konzept ist die FE-Modellierung *V2* geeignet. Da der berechnete Hot Spot auf der 45°-Position liegt, wurde für die aktuellen Extrapolationsstützpunkte zwischen Sattel- und Kronenpunkten interpoliert. Die UEG-Entwurfslinie wurde an Bauteilmodellen abgeleitet, deren Dimensionen Großausführungen entsprechen (Wandstärken bis $T = 32 \text{ mm}$). Einer Schwingfestigkeitsverbesserung infolge kleinerer Wandstärken T wird durch Abminderung der Spannungsschwingweite mit dem Faktor $(T/32)^{0,25}$ Rechnung getragen. Es gilt eine Untergrenze von $T = 22 \text{ mm}$, was noch der doppelten Wandstärke der hier vorliegenden Pipelineknotten entspricht. Die Hot Spot Spannung beträgt $\Delta \sigma_{HS} = 188 \text{ N/mm}^2$ für $\Delta F = 100 \text{ kN}$. Das FE-Modell *V4* liefert für die 45°-Position, also unter Vernachlässigung der rechnerischen Verlagerung des Hot Spot, $\Delta \sigma_{HS} = 202 \text{ N/mm}^2$. Auf den Einfluß der Modellierung auf die Lebensdauerberechnung wird im Abschnitt 7.5 eingegangen.

Zunächst ist festzustellen, daß die Lebensdauer der vorliegenden Rohrknotten von der UEG-Entwurfslinie im hohen Lastwechselbereich auch bei Einsatz des gröberen FE-Modells *V2* unterschätzt wird (Abb. 40). Zur verbesserten Lebensdauerprognose kann eine Serie von [17] entnommenen Experimenten an 36 T- und DT-Verbindungen dienen (Linie ausgewählte Experimente, Abb. 40), die mit Chorddurchmessern von $D = 457 \text{ mm}$ und Wandstärken von $T = 16 \text{ mm}$ ähnliche Abmessungen (vergl. Abb. 1) aufweisen. Die aus den immer noch leicht unterschiedlichen Wanddicken herrührenden Lebensdauerunterschiede werden an den UEG-Knoten durch Manipulation der Hot Spot Spannung mit $(12,7/16)^{0,25}$ egalisiert. Um zusätzlich den lebensdauerverlängernden Einfluß des Plug zu kompensieren, wird die Hot Spot Spannung noch um 7 % angehoben (s. S. 29). Anhand von Abb. 40 wird die wesentliche Verbesserung der berechneten Wöhlerlinie deutlich. Für den kennzeichnenden Wert der Schwingfestigkeit ($\Delta F_{50\%} = 85,3 \text{ kN}$) prognostiziert die modifizierte UEG-Linie nunmehr $1,39 \cdot 10^6 \approx N_A = 2 \cdot 10^6$ Lastwechsel.

Die Wöhlerlinienneigungen fallen mit $k_{Exp} = 3,97$ und $k_{UEG} = 3,25$ verschieden aus, was zum wesentlichen Teil in der unterschiedlichen Definition der Anrißlebensdauer begründet sein mag. Nach UEG ist das Durchschlagen des Risses durch die Wand als Lebensdauer zu registrieren, während für die Pipelineuntersuchungen der technische Anriß auf der Rohraußenwand als Kriterium gilt. Eine Quantifizierung dieses Effektes ist nicht ohne weiteres möglich, denn die Adaption der eigenen Experimente an die der UEG-Linie zugrundeliegenden Verhältnisse war aus labortechnischen Gründen nicht durchführbar; Rißfortschrittsberechnungen stellen hier keine Alternative dar. Es kann jedoch festgestellt werden, daß die Wöhlerlinienneigung der Pipelineknoten tendenziell zunehmen und sich damit an die Experimente der UEG annähern würde. Zusätzlich ergäben sich allerdings auch längere Laufzeiten.

Eine sehr konservative Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauern liefern die Parameterformeln der UEG. Neben den Unschärfen, die generell mit stark vereinfachenden Beschreibungen verbunden werden, ist der angegebene Gültigkeitsbereich der Parameterformeln teilweise überschritten. Die tatsächliche Hot Spot Beanspruchung wird stark überschätzt mit der Folge, daß die Abschätzung übermäßig konservativ ausfällt.

7.2 EKS - Linie

Die von EKS vorgeschlagenen Konstanten sind identisch mit denen der UEG-Entwurfslinie (Gl. 21). Als Hot Spot Spannung gilt die auf den Nahtrand extrapolierte Strukturspannung. Beim gleichzeitigen Auftreten von Normalspannung und Schub wird die große Hauptspannung als Strukturspannung verwendet. Der Abminderung der Schwingfestigkeit bei großen Blechdicken wird bei Wandstärken über 25 mm Rechnung getragen. Ein Bonus für geringere Wandstärken ist nicht vorgesehen, sodaß die berechneten Lebensdauern der Pipelineknoten auf der sicheren Seite erwartet werden. Als Grenzwanddicke wird von EKS $T = 8\text{ mm}$ angegeben. Die untersuchten Rohrknoten ($T_{min} = 8,6\text{ mm}$) könnten damit die Empfehlung nach unten hin weiter absichern.

Eine besondere Vorschrift zur Extrapolation der Hot Spot Spannung ist im Gegensatz zur UEG und in Übereinstimmung mit IIW nicht vorgesehen. Allerdings sollen zur Berechnung der Hot Spot Beanspruchung entwickelte FE-Modelle wegen der mit der Elementierung zusammenhängenden Schwierigkeiten möglichst durch Experimente abgesichert werden. Das Beispiel der FE-Modelle $V2$ und $V4$ zeigt deutlich die damit verbundenen Probleme: Bei beiden ist die berechnete Globalbeanspruchung durch Experimente hervorragend abgesichert und unter dem Aspekt einer nicht vollkommenen statistischen Absicherung der Rosettenauswertungen sind die lokalen Beanspruchungen gleichwertig zu behandeln. Die Verwendung des FE-Modells $V2$ führt

mit $\Delta\sigma_{HS} = 194 \text{ N/mm}^2$ (extrapoliert ohne Rücksichtnahme auf die UEG-Stützpunkte) erwartungsgemäß zu Ergebnissen, die nahezu deckungsgleich mit denen der UEG-Entwurfslinie sind. Wird statt dessen der Hot Spot dem FE-Modell V_4 entnommen ($\Delta\sigma_{HS} = 227 \text{ N/mm}^2$ für $\Delta F = 100 \text{ kN}$ auf 23° vom Sattel), so wird die Lebensdauer wie in Abb. 40 dargestellt merklich konservativer abgeschätzt. Dabei wurde wegen des feinen Netzes und des geringen Spannungsgradienten vor der Naht auf eine Extrapolation auf den Nahtübergang verzichtet und statt dessen der dem Hot Spot nächstliegende Integrationspunkt ausgewertet.

7.3 EUROCODE 3

Der Eurocode sieht für den vorliegenden Fall zwei Optionen vor:

- Als Entwurfslinie dient die aus Experimenten gewonnene $p_{\bar{u}} = 95\%$ -Linie für ein Vertrauensintervall von 75%.
Die experimentelle Lebensdauerprognose ist nur eingeschränkt auf ähnlich gelagerte Schwingfestigkeitsprobleme übertragbar.
- Die Bewertung erfolgt anhand der ungünstigsten Detailkategorie (36). Die Worst-Case-Bewertung führt u. U. zu unverträglich niedrigen zulässigen Spannungsschwingweiten. Beispielsweise dürfte für $\Delta F = 90 \text{ kN}$ nur mit $1,67 \cdot 10^4 \text{ LW}$ gerechnet werden. Damit würde die tatsächliche Schwingfestigkeit um 2 Größenordnungen unterschätzt.

7.4 Empfehlungen des IIW

Die Intention des IIW war die Erarbeitung eines Diskussionspapiers, welches als Basis für die Erstellung von Richtlinien wie Eurocode, EKS, Nationalen Standards usw. dienen soll. Als Strukturspannung wird die auf den Nahtübergang extrapolierte große Hauptspannung vorgeschlagen. Eine Extrapolationsvorschrift wird nicht angegeben. Mit den Konstanten $C_{97,7\%} = 12,271$ (für $\Delta\sigma_{HS}$) und $k = 3$ wird die Wöhlerlinie geringfügig unkonservativer angegeben als von UEG oder EKS. Von besonderem Interesse ist die teilweise Koppelung des Blechdickeneinflusses an die Lastspielzahl: Bei Wandstärken $4 \text{ mm} \leq T \leq 22 \text{ mm}$ und Lastspielzahlen im Bereich der Dauergrenze, vom IIW mit $5 \cdot 10^6$ Lastwechseln angenommen, betragen die Hot Spot Spannungen nur das $(T/22)^{0,25}$ -fache der berechneten Spannungsschwingweite. Am Übergang zum Kurzzeitfestigkeitsgebiet wird ein relevanter Einfluß der Blechdicke auf die Schwingfestigkeit ausgeschlossen. Für Wandstärken über $T = 22 \text{ mm}$ wird der Abminderung der Schwingfestigkeit unabhängig vom Lastspielzahlbereich durch den o. g. Faktor Rechnung getragen. In der Anwendung auf den Anrißort der Pipelineknoten ergibt sich mit $k = 3,22$ eine Neigung der

IIW-Linie, die die Verhältnisse der untersuchten Rohrknotten ($k = 3,59$) treffend wiedergibt. Aus Abb. 40 geht hervor, daß die mit Hilfe des FE-Modells $V2$ durchgeführte Rechnung etwas auf der sicheren Seite liegt und ansonsten die im Experiment gefundenen Verhältnisse sehr gut prognostiziert. Mit $V4$ berechnete Lebensdauern sind in der Lebensdauer ca. um das 1,7-fache konservativer, was allein auf die Abhängigkeit der Hot Spot Spannungen vom verwendeten FE-Netz zurückzuführen ist.

7.5 Strukturspannungskonzept nach [1]

Im Rahmen eines vom Bundesminister für Forschung und Technologie geförderten Forschungsschwerpunktes ist zur Berechnung der Schwingfestigkeit geschweißter Bauteile ein Strukturspannungskonzept [1] entwickelt worden, welches u. a. die besonderen Belange der Schiffskonstruktion berücksichtigen soll. Mit der Übertragung dieses an Flächenbauwerken abgeleiteten Konzeptes auf Rohrverbindungen soll einer Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten Vorschub geleistet werden.

Der aus der Schweißung resultierende Einfluß auf die Kerbspannung wird in Abhängigkeit vom Nahtanstiegswinkel der idealisierten Nahtform beschrieben. Er ist als Nahtformzahl bezeichnet und beträgt

$$\alpha_N = 2 \cdot \left(\frac{\Theta}{30^\circ} \right)^{\frac{1}{2,1}} \quad (22)$$

α_N : Nahtformzahl

Θ : Nahtanstiegswinkel in $[deg]$ (s. Abb. 11)

Die Strukturspannung $\Delta\sigma_S$ kann entweder aus der Nennspannung σ_N und der Strukturformzahl α_S (z. B. Katalog in [18]) abgeschätzt werden oder sie wird direkt berechnet. Ein geeignetes Werkzeug zur direkten Berechnung ist die Finite-Elemente-Methode.

Die Kerbspannung beträgt somit

$$\sigma_K = \alpha_N \cdot \alpha_S \cdot \sigma_N = \alpha_N \cdot \sigma_S \quad (23)$$

Als Entwurfswert setzt [1] den von Radaj [50] eingeführten Wert von $\Delta\sigma_K = 270 \text{ N/mm}^2$ ein. Er gilt für $2 \cdot 10^6$ Lastspiele und 90 %-ige Überlebenswahrscheinlichkeit.

Der auf dem geschilderten Strukturspannungskonzept basierende kennzeichnende Wert der Schwingfestigkeit berechnet sich damit zu

$$\Delta\sigma_{SD} = \frac{270}{\alpha_N} = 135 \cdot \left(\frac{30^\circ}{\Theta} \right)^{\frac{1}{2,1}} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (24)$$

Für Streuung und Neigung der Wöhlerlinie wird die normierte Wöhlerlinie von [65] verwendet.

Eine zutreffende Bestimmung des Nahtflankenwinkels kann besonders bei kleinen Winkeln schwierig sein und dadurch im Einzelfall zu Unschärfen in der kennzeichnenden Strukturspannung führen. Der an den Pipelineverzweigungen gemessene Nahtflankenwinkel beträgt auf der Sattelposition $\Theta = 30^\circ$ und auf der Kronenposition $\Theta = 42^\circ$ (Abb. 11). Für den experimentell auf 35° vom Sattel ausgemachten mittleren Anrißort wird linear interpoliert. Der im Strukturspannungskonzept verwendbare Nahtflankenwinkel beträgt damit $\Theta = 35^\circ$ und führt auf eine kennzeichnende Strukturspannung von $\Delta\sigma_{SD90\%} = 125 \text{ N/mm}^2$ bzw. $\Delta\sigma_{SD50\%} = 154 \text{ N/mm}^2$.

Viele schiffbauliche Betriebsfestigkeitsprobleme zeichnen sich durch ausgeprägt einachsige Kerbbeanspruchungen aus. [1] trägt dem Rechnung, indem der Spannungskomponente normal zum Anriß eine maßgebliche Bedeutung zugemessen wird. Das Spannungsfeld von Rohrknotten ist am Hot Spot zweiachsig. Die am Modell 6 auf der 45° -Position und 3 mm vor dem Nahtrand durchgeführten Dehnungsmessungen ergaben beispielsweise, daß bei einer Zylinderlast von $\Delta F = 100 \text{ kN}$ mit einer Spannung von 167 N/mm^2 normal zur Naht, mit 129 N/mm^2 tangential und mit 39 N/mm^2 Schub gerechnet werden muß (Tab. 18 bis 20). Im Nennspannungskonzept des Eurocode wird die Wirkung des Schub bis zu einem Betrag von 15 % der Normalspannung als vernachlässigbar betrachtet; wenn auch nicht unmittelbar auf das Strukturspannungskonzept übertragbar, so ist bei $\tau/\sigma_\perp = 23\%$ doch durchaus mit Auswirkungen zu rechnen. Von EKS und Eurocode wird bei gleichzeitigem Auftreten von Schub und Normalspannung die große Hauptspannung zum Lebensdauernachweis herangezogen. IIW und UEG gehen grundsätzlich von der Hypothese der Normalspannung aus. Im Hinblick auf die zitierten Hot Spot Konzepte ist es deshalb sinnvoll, das Verfahren [1] dahingehend zu interpretieren, daß als maßgebliche Spannungsschwingweite die große Hauptspannung des Hot Spot verwendet wird.

Im Gegensatz zu den vorgenannten, stark von experimentellen Gesichtspunkten geprägten Konzepten widmet sich das Konzept [1] auch ausführlich dem mit FE-Berechnungen verbundenen Problem, daß die in der unmittelbaren Umgebung des Hot Spot berechneten Beanspruchungen von der FE-Vernetzung abhängen. Die übliche FE-Modellierung des Nahtüberganges durch eine einspringende Ecke führt theoretisch zu einer Spannungssingularität, die von der numerischen Simulation umso besser nachgebildet wird, je feiner das erstellte Netz ist. Anhand der vorgestellten Berechnungsmodelle $V2$ und $V4$ wurde bereits die dadurch bedingte starke Anwenderabhängigkeit der Lebensdauerprognosen belegt. Zur Vermeidung dessen entwickelt [1] Richtlinien zur FE-Modellierung, die den Einfluß weitgehend verringern sollen. Demnach ist die Naht mit Volumenelementen zu idealisieren, die an der Oberfläche in etwa die Abmessungen des a -Maßes der Naht haben. Über die Dicke wird 1 Ele-

ment angeordnet. Eine Integrationsordnung von $2 \cdot 2 \cdot 2$ soll eine von der Nahtkerbe möglichst wenig beeinflusste lineare Spannungsverteilung über die Dicke erzwingen. Als Strukturspannung eines Elementes gilt die linear auf die Oberfläche extrapolierte Spannung σ_m auf halber Kantenlänge. Die Hot Spot Spannung wird aus 3 gleich großen Elementen vor dem Nahtübergang durch quadratische Extrapolation bestimmt (Abb. 41):

$$\Delta\sigma_{HS} = 1,875\sigma_{m1} - 1,25\sigma_{m2} + 0,375\sigma_{m3} \quad (25)$$

Die Indizierung beginnt mit 1 am dem Nahtübergang nächstliegenden Element.

Das Modell *V4a* genügt den in [1] genannten Voraussetzungen. Die berechnete Hot Spot Spannung beträgt für $\Delta F = 100 \text{ kN}$:

$$\begin{aligned} \sigma_{m1} &= 202,4 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{m2} &= 174,9 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{m3} &= 159,0 \text{ N/mm}^2 \\ \longrightarrow \Delta\sigma_{HS} &= 220,3 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Der daraus berechnete kennzeichnende Wert der Schwingfestigkeit von $\Delta F_{A50\%} = 100 \text{ kN} \cdot 154 \div 220,3 = 69,9 \text{ kN}$ liegt um 18 % unter dem im Experiment bestimmten Wert von $85,3 \text{ kN}$. In Verbindung mit der normierten Neigung von $k = 3,75$ ist die rechnerische Wöhlerlinie trotz der vergleichsweise größeren Neigung auch im unteren Zeitfestigkeitsbereich noch auf der sicheren Seite (Abb. 40). Neuere Untersuchungen [20] geben den Entwurfswert für $p_{\bar{u}} = 50\%$ und $R = 0$ mit $\Delta\sigma_K = 312 \text{ N/mm}^2$ an, was für die Rohrverzweigung auf $\Delta\sigma_{SD} = 145 \text{ N/mm}^2$ führt und damit die kennzeichnende Schwingfestigkeit um weitere 5 % konservativer einschätzen würde.

Eine Überprüfung des Konzeptes am FE-Modell *V2a*, bei dem sich die Elementgröße an der Wandstärke orientiert, führt auf $\sigma_{HS} = 212 \text{ N/mm}^2$ und damit auf ein vergleichbares Ergebnis wie das Modell *V4a* mit seiner an das a -Maß angelehnten Vernetzung. Dies ist insofern bemerkenswert, als die Extrapolationsvorschrift offenbar den Vernetzungseinfluß in einem für praktische Belange ausreichenden Maß einzufangen vermag. An anderer Stelle wird derzeit untersucht, ob diese speziell an Rohrknoten getroffene Feststellung allgemeingültig ist.

8 Bewertung der Schwingfestigkeit nach dem Kerbspannungskonzept [50]

Das von Radaj vorgeschlagene Verfahren zielt auf die Bestimmung der kennzeichnenden Schwingfestigkeit von geschweißten Bauteilen ab. Dazu wird

die Kerbgeometrie an der Schweißnaht numerisch simuliert. Für konservative Abschätzungen im Sinne eines Worst-Case-Konzeptes wird angenommen, daß der vorhandene Kerbradius vernachlässigbar klein ist ($r = 0$). Basierend auf der Spannungsmittelwerttheorie von Neuber [79] berechnet Radaj die Stützwirkung im Kerbgrund und schlägt vor, diese einheitlich durch eine fiktive Vergrößerung des Kerbradius um $r_f = 1 \text{ mm}$ für Stahlbauteile zu berücksichtigen.

Die linearelastische Berechnung eines Schweißnahtmodells mit einem Übergangsradius $r = r_f$ liefert die Kerbwirkungszahl β_K (intern. K_f). Sie soll für Wechselfestigkeit gelten. Zur Anpassung an die für Schwellbeanspruchung vorliegenden Verhältnisse nimmt Radaj eine Erhöhung der berechneten Kerbwirkungszahl um 0,1 vor. Als kennzeichnenden Wert der Schwellfestigkeit gibt Radaj $\Delta\sigma_{D90\%} = 270 \text{ N/mm}^2$ an. Dieser Wert soll unabhängig vom eingesetzten Stahl für ungekerbte polierte Stäbe bei 90% Überlebenswahrscheinlichkeit und $2 \cdot 10^6$ Lastwechsel gelten. Neuere, sehr umfangreiche Untersuchungen [20] geben den Entwurfswert für $p_{\bar{u}} = 50\%$ und $R = 0$ mit $\Delta\sigma_{D50\%} = 312 \text{ N/mm}^2$ an. Die Streuung ist mit $T_\sigma = 1 : 1,34$ gering, was von [20] mit den speziellen Fertigungsbedingungen der Proben in Zusammenhang gebracht wird. Unter Zugrundelegung des bei Schweißverbindungen bewährten Streubandes aus [65] mit $T_\sigma = 1 : 1,5$ ergibt sich für $p_{\bar{u}} = 90\%$ eine kennzeichnende Schwingfestigkeit von $\Delta\sigma_{D90\%} = 255 \text{ N/mm}^2$.

Das Konzept gilt in der Anwendung auf ebene normalspannungsbeanspruchte Kerbfälle als weitgehend abgesichert. Zur Beurteilung zweiachsig schräg beanspruchter Schweißstöße entwickelte Radaj [53] eine Näherung für K_f . An 2 durch Schnitte in Richtung der Hauptspannungsrichtungen erzeugten Detailmodellen werden die Formzahlen berechnet und nach der v.-Mises-Hypothese eine Vergleichsformzahl gebildet. Der zur Berücksichtigung der Mikrostützwirkung verwendete Ersatzradius entartet demnach zu 2 Ellipsen mit im Regelfall verschieden großen Seitenverhältnissen.

Eine unmittelbare Anwendung des Konzeptes auf die Rohrverzweigung, also die Berechnung ihrer Kerbwirkungszahl ist wegen der damit verbundenen Notwendigkeit zur Definition einer geeigneten Nennspannung nicht gut durchführbar. Dennoch kann der kennzeichnende Wert berechnet werden: Die Detailmodelle der Schweißverbindung werden mit Randschnittlasten beansprucht, die einer linearelastischen FE-Rechnung entstammen. Dadurch ergibt sich eine Korrelation der maximalen Kerbspannung mit den Strukturspannungen, die wiederum in bekanntem Verhältnis zur äußeren Last stehen.

Die globalen Beanspruchungen wurden dem FE-Modell V_4 entnommen. Zur Absicherung des in [53] vorgestellten Verfahrens wurden 2 BE-Modelle generiert, deren gemeinsame Ausgangssituation ein Schnitt auf der 45° -Position normal zur Schweißnaht ist und die in ihrer individuellen Ausrichtung den an dieser Stelle im FE-Modell vorgefundenen Hauptspannungsrichtungen folgen. Dabei traten unerwartete massive Softwareprobleme auf. Es stellte sich

heraus, daß das für die Berechnungen verwendete BE-Programm [80] in zu geringem Umfang Unterstützung in der Modellierung krummlinig begrenzter Flächen leistet. Da das Verfahren gleichzeitig extrem sensibel in Bezug auf kleinste, unerwünschte Berandungsecken reagiert, sind ausreichend verlässliche Aussagen zum Kerbspannungsverlauf nicht erhältlich.

Aus früheren Arbeiten, z. B. [51] [81] ist diese Problematik gut bekannt. Durch Generieren des Ersatzradius in Polarkoordinatensystemen und Vorwahl geeigneter Funktionen zur Beschreibung der aus Geraden und Kreisbögen bestehenden Randkontur konnte jedoch stets die gewünschte Kontur eingestellt werden. Mit der verwendeten Programmversion gelingt jedoch keine ausreichende Beschreibung des zur Ellipse entarteten Ersatzradius. Abhilfe schaffen könnte eine weitere Modifikation des Verfahrens dergestalt, daß anstelle einer Ellipse ein Kreisbogen generiert wird, dessen Radius mit der Scheitelkrümmung der Schnittellipse korreliert. Diese von Radaj für analytische Untersuchungen verwendete Näherung dürfte auf leicht konservativere Abschätzungen führen. Eine weitere Alternative liegt in der Durchführung von FE-Rechnungen anstelle des Einsatzes der BEM; wegen der fiktiv gerundeten Kerbgeometrie sind hierfür sehr fein vernetzte Modelle nötig. Beide Varianten sind erfolgversprechend, denn letztlich handelt es sich bei den vorgeschlagenen Maßnahmen lediglich um marginale Veränderungen der Systematik bzw. Einsatz eines geeigneteren Berechnungswerkzeuges. Der mit einer erneuten Modellierung verbundene erhebliche Zeitbedarf verbietet, diese Lösungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit zu verwirklichen.

Wesentlich interessanter ist deshalb ein Vorgehen, welches sich durch erheblich verringerten Berechnungsaufwand auszeichnet und, wie im folgenden gezeigt wird, dabei Prognosen von befriedigender Treffsicherheit ermöglichen kann: Die großen Hauptspannungen werden als schädigungsmaßgebliche Beanspruchung betrachtet. Zusätzlich werden die Hauptspannungsrichtungen so gedreht, daß die fragliche Beanspruchung normal zur Schweißnahtkerbe wirkt. Es wird also unterstellt, daß die Kerbwirkung infolge Schubs durch Erhöhung der normal zur Naht wirkenden Spannung aufgefangen werden kann. Dies steht in gewisser Analogie zu verschiedenen Strukturspannungskonzepten. Das in Abb. 42 dargestellte BE-Modell repräsentiert den schon angesprochenen Schnitt normal zur Schweißnaht auf der 45°-Position. Es wurde ursprünglich als Basismodell für das o. g. Verfahren entwickelt. Der Mikrostützwirkung wird über die Ausrundung der Kerbe mit dem fiktiven Radius $r_f = 1 \text{ mm}$ entsprochen. Als Beanspruchung werden dem BE-Modell die dem FE-Modell V_4 entnommenen Hauptspannungen für eine Schwingweite der Zylinderlast von 100 kN aufgeprägt. Die erzielten Randspannungsverläufe machen im Bereich der Lagerung den Charakter der Näherungslösung deutlich; die Randspannungen verschwinden in der Ecke keineswegs vollständig. In Anbetracht der mit den Idealisierungen einhergehenden Unschärfen wie z. B. Kräfteungleichgewicht oder Verletzung der Verträglichkeitsbedingungen ist das erzielte Ergebnis mit einer berechneten ertragbaren Kerbspannung von

$\sigma_{D90\%} = 214 \text{ N/mm}^2 = 0.84 \cdot 255 \text{ N/mm}^2$ von durchaus befriedigender Genauigkeit. Allerdings ist die Lösung unkonservativ. Ein Abbau der Lagerreaktionen hätte eine leichte Verbesserung in der Übereinstimmung zur Folge.

9 Das Kerbgrundkonzept an Schweißverbindungen

Das der Lebensdauerabschätzung schwingbeanspruchter Bauteile dienende Kerbgrundkonzept wurde ursprünglich zur Bewertung von mechanischen Kerben im Grundwerkstoff entwickelt. Der Ausdehnung auf schiffbauliche Belange wurde in Verbindung mit Untersuchungen an thermisch behandelten Blechkanten [31] [34] der Weg geebnet. Die Arbeiten verschiedener Forschungsstellen zur Erweiterung auf Schweißverbindungen sollen dem Konzept ein weiteres Anwendungsgebiet erschließen.

Die grundlegende Annahme des Kerbgrundkonzeptes besteht in der Vorstellung, daß sich Lebensdauern als Funktion der Beanspruchungsgeschichte der anrißbedrohten Stelle, dem Kerbgrund, darstellen lassen. Damit ergeben sich unabhängig von der Bauteil- oder Probenform bei gleicher Beanspruchungsgeschichte auch gleiche Lebensdauern. Maßstabeffekte können keine Rolle spielen. Die an Kleinproben gewonnenen Erkenntnisse sind unmittelbar auf Bauteile anwendbar. Die Theorie stützt sich in der Schwingfestigkeitsabschätzung auf 3 Hauptbestandteile:

- Werkstoff:** Ermittlung des zyklischen Spannungs-Dehnungs-Gesetzes
- Mechanik:** Feststellung der Last-Kerbdehnungsbeziehung
- Schädigung:** Ableitung der Schädigungsparameterwöhlerlinie

Zur Beurteilung von Mehrstufenkollektiven wird zusätzlich noch eine Schadensakkumulationshypothese benötigt. Als schädigungsrelevant gelten geschlossene Hystereseschleifen der Kerbgrundbeanspruchung. Zur Anwendung des Konzeptes bedarf es daher der Kenntnis des zyklischen Werkstoffverhaltens. Unter der Voraussetzung von Masing-Verhalten genügt das Verbinden der Spitzenwerte stabilisierter Hysteresen zu seiner Beschreibung. Für den Fall, daß stabilisiertes Werkstoffverhalten nicht eintritt, werden in der Regel die bei halber Anrißlastspielzahl erzeugten Figuren ausgewertet. Mit Gl. 6 gelingt eine analytische Darstellung dieser Kurve.

Die Bewertung einer Schweißverbindung erfordert wegen der ausgeprägten Inhomogenität des Gefüges im Bereich des Kerbgrundes eine differenzierte Betrachtung einzelner Gefügebestandteile. Die Abgrenzung dieser Bestandteile voneinander und die Notwendigkeit einer Zuordnung bestimmter, innerhalb einer Zone unveränderlicher Materialeigenschaften stellt wegen der tatsächlich kontinuierlichen, aber z. T. mit großen Gradienten behafteten Materialeigenschaften ein zentrales Problem dar. Das Kap. 5.3.1 widmet sich der Verifikation

der zyklischen σ - ϵ -Gesetze an der untersuchten Rohrverzweigung. Im Kap. 6.1 wurde u. a. numerisch untersucht, wie empfindlich die Kerbgrundbeanspruchungen auf Änderungen in den Gefügeausdehnungen reagieren.

Vor allem wegen der im Schweißprozeß unvermeidlichen Schwankungen in der Abkühlzeit muß damit gerechnet werden, daß die ermittelten Werkstoffkennwerte der Schweißnahtumgebung größeren Streuungen unterworfen sind. Untersuchungen zur Feststellung der aktuellen Abweichungen wären deshalb wünschenswert, sind aber im Rahmen dieser Arbeit nicht durchführbar. Erste numerische Tastversuche mit verändertem Materialverhalten untermauern den entstandenen Forschungsbedarf. An dieser Stelle sei auch auf die jüngst veröffentlichte Arbeit [47] hingewiesen, die in der Beurteilung des Status Quo zum gleichen Ergebnis kommt.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Grundwerkstoffkerben und den hier behandelten Schweißstößen liegt in deren Geometrie. Während nämlich im herkömmlichen Anwendungsbereich der Kerbgrund eindeutig definiert werden kann, ist die Geometrie einer Schweißnaht in der Regel stark veränderlich und eine exakte Beschreibung des Kerbgrundes deshalb nur im Ausnahmefall realisierbar. Die zur Anwendung der Kerbgrundtheorie auf Schweißverbindungen unumgängliche Idealisierung der tatsächlichen Nahtgeometrie steht in gewissem Widerspruch zum Anspruch des Verfahrens auf die Abbildung der ermüdungskritischen Kerbe. Im Kap. 6.1 wird die Nahtform der Rohrverzweigung durch Linearisierung der aufgemessenen, in der Regel etwas hohlen Nahtflanken sowie durch Vernachlässigung von Einbrandkerben (die hier auch tatsächlich ungewöhnlich klein sind) den numerischen Möglichkeiten angepaßt. Indem ein unstetiger Nahtübergang geschaffen wird, ist die Modellierung auch im Sinne des im Kerbspannungskonzept nach Radaj angenommenen Worst-Case-Szenarios ($r = 0 \Rightarrow r_f = 1 \text{ mm}$) zu interpretieren.

Der Zusammenhang zwischen der örtlichen Bauteilbeanspruchung und der äußeren Last wird mit Hilfe elastoplastischer FE-Rechnungen hergestellt (Abb. 43). Zur Berechnung der Vergleichsdehnung wird der von der (teilplastischen) Querkontraktion abhängige Faktor mit $\nu = 0,3$ für den gesamten Bereich zu $(\sqrt{2} \cdot (1 + \nu))^{-1} = 0,53$ angenähert. Damit wird das Dauerfestigkeitsgebiet praktisch exakt beschrieben. Mit abnehmender Lebensdauer wird die berechnete Vergleichsdehnung zunehmend überhöht berechnet. Der Fehler gegen den theoretischen Zustand eines rein plastischen Bauteilverhaltens beträgt 11%. Wegen der elastischen Stützwirkung der Umgebung fällt die Rechnung im technisch interessanten Lebensdauerbereich jedoch wesentlich günstiger aus. (Geometrische Verlagerungen des Kerbgrundes treten erst bei Lasten ab ca. 250 kN entsprechend 30 000 Lastwechseln auf.)

Mit der Erstellung von Schädigungsparameterwöhlerlinien werden schließlich Kerbgrundbeanspruchungen und Anrißlebensdauern miteinander verknüpft. In der Angabe geeigneter Parameter liegt ein grundsätzliches Problem des

Kerbgrundkonzeptes. Zur Bewertung der vorliegenden Schweißverbindung werden die an Grundwerkstoffkerben bereits bewährten Parameter P_{SWT} und P_{KBM} für die verschiedenen Materialgefüge der Rohrverzweigung aufbereitet (Kap. 5.3.2).

Für beide Schädigungsparameter wurden Lebensdauerberechnungen unter Berücksichtigung der Schweißeigenstressungen durchgeführt. Dazu wurde angenommen, daß im Kerbgrund Eigenstressungen in Höhe der zyklischen Streckgrenze R'_{eH} vorliegen. Beim Parameter P_{SWT} ist der Bezug auf die Eigenstressungen durch Verwendung von R'_{eH} als Mittelspannung σ_m in Gl. 13 realisiert worden. Bei P_{KBM} wird für die in der Ebene der größten Gleitung zu bestimmende Mittelspannung $\sigma_{N,0}$ (Gl. 16) vorausgesetzt, daß ESZ vorliegt und deshalb die Spannung in Dickenrichtung an der Oberfläche verschwindet.

Abb. 44 zeigt für eine P_{KBM} -Rechnung mit Eigenstressungseinfluß die rechnerischen Schädigungsanteile des in seine Bestandteile zerlegten Parameters. Im gesamten Bereich der Wöhlerlinie dominiert der mit der Rißinitiierung in Verbindung gebrachte Schubanteil. Der Einfluß der Mittelspannung auf das Mikrorißwachstum wird höher bewertet als der durch die Normaldehnung verursachte; dabei ist jedoch zu bedenken, daß in Abb. 44 den Auswirkungen der Mittelspannungsrelaxation kein Raum gegeben wird.

In Abb. 45 ist die kennzeichnende Bauteilbeanspruchung als Funktion des mit der Normalspannungshypothese berechneten Parameters P_{SWT} dargestellt. Die Wirkung von Eigenstressungen ist hier ausgeklammert, sodaß der Mittelspannungseinfluß ausschließlich aus dem die Experimente simulierenden Grenzlastverhältnis $R = 0$ resultiert. Der sich auf 27° vom Sattelpunkt und in der WEZ am Nahtübergang einstellende rechnerische Anrißort stimmt mit dem experimentellen Befund (Tab. 21) gut überein. Die geringe Schädigung der am Brace gelegenen WEZ erklärt auch, warum die Experimente an dieser Seite des Nahtüberganges keine Anrisse hervorbrachten.

An Abb. 46 fällt auf, daß die berechneten Wöhlerlinien flacher verlaufen als die experimentelle. Der Unterschied in k nimmt aber mit zunehmender Belastung ab. Die unter Berücksichtigung von Schweißeigenstressungen durchgeführten Berechnungen (durchgezogene dünne Linien) beschreiben dabei das tatsächliche Bauteilverhalten etwas besser als diejenigen Rechnungen, die für den Mittelspannungseinfluß nur auf das Grenzspannungsverhältnis der äußeren Belastung (unterbrochene Linien) setzen. Dabei würde die Diskrepanz für den Fall $R = -1$ noch erheblich zunehmen. Erwartungsgemäß nähern sich die Linien mit steigender Last einander an.

Da zur Evaluierung der Rechnungen im Kurzzeitbereich weder Kleinproben- noch Bauteilexperimente vorliegen, haben diese Berechnungsergebnisse keinen Eingang in Abb. 46 gefunden.

Bemerkenswert ist, daß die mit P_{SWT} bzw. P_{KBM} erzeugten Wöhlerlinien trotz ihrer verschiedenartigen Beschreibung des Versagensmechanismus im unteren

Zeitfestigkeitsbereich nahezu gleiche Lebensdauern vorhersagen. Die rechnerischen kennzeichnenden Werte hingegen divergieren deutlich. Dabei stimmen die Kurven $P_{SWT_{GEH}}$ und P_{KBM} (beide mit Berücksichtigung der Schweißbeigenspannungen) auffällig besser miteinander überein als die übrigen vergleichbaren Paare, was in ihrer Verwandtschaft als Schub- bzw. Gleitungsparameter begründet ist. Wegen des zweiachsigen Zugspannungszustandes (Spannungsversprödung) liefert die Verwendung des mit der Normalspannungshypothese gebildeten P_{SWT} -Parameters die zutreffendere Simulation. In Fällen mit Zug-Druckhauptspannungen dürften die Parameter $P_{SWT_{GEH}}$ und P_{KBM} geeigneter sein.

Erhebliche Verbesserungen in der Prognosegenauigkeit bei mittleren Lasten lassen sich erzielen, indem die unter Berücksichtigung der Schweißbeigenspannungen durchgeführten Rechnungen um den Einfluß der Mittelspannungsrelaxation erweitert werden. Eine nach Lawrence et al. [48] vorgenommene Abschätzung am Parameter P_{SWT} führt im Übergang zur Kurzzeitfestigkeit auf Lebensdauern, die nur noch um den Faktor 2 auf der sicheren Seite liegen. Die berechnete Wöhlerlinie läuft wegen ihrer erweiterten Abhängigkeit von der plastischen Dehnung im Zeitfestigkeitsbereich wieder in die Ausgangskurve ein. Mit Blick auf die Lebensdauerberechnungen anhaftenden Unsicherheiten ist die analytische Wöhlerlinie durchaus als gutes Ergebnis zu bewerten. Allerdings haftet ihr noch der Makel einer leicht unkonservativen Abschätzung des Dauerfestigkeitsgebietes an.

Neben den bereits diskutierten Abweichungen von der Idealform einer Schweißnaht spielt die Rauigkeit (Schuppenbildung) der Kerboberflächen eine bemerkenswerte Rolle. Dabei ist eine Trennung von Form und Rauigkeit einer Schweißnaht schwierig. Die maßgebliche Oberflächenbeschaffenheit kann entweder der WEZ oder dem Gußgefüge der Naht zugeordnet sein. Der Einfluß der Rauigkeit auf die Schwingfestigkeit ist im Dauerfestigkeitsbereich ausgeprägt und nimmt mit zunehmender Beanspruchung deutlich ab. Radaaj [50] gibt für Schweißverbindungen unlegierter Baustähle einen Verlust von 11 % in der kennzeichnenden Spannung der polierten Kleinprobe an. Sehr konservative und deshalb hier weniger geeignete Abschätzungen finden sich bei [7]. Die Verbindung von Rauhtiefe und Zugfestigkeit liefert hier unter der Annahme von $R_Z = 100 \mu$ (Walzhaut) und $R_{m_{WEZ}} = 608 N/mm^2$ (s. S. 23) eine Abminderung um 30 %. Der in der Literatur auch oft als Funktion der Kerbformzahl beschriebene Abfall der Schwingfestigkeit im Vergleich zur polierten Oberfläche führt an der Rohrverzweigung schon wegen der damit verbundenen Definition eines geeigneten Nennquerschnittes nicht weiter. Eine Applikation der Näherung von Radaaj auf die P_{SWT} - und P_{KBM} -Bauteillinien führt von der leicht unkonservativen Berechnung auf die sichere Seite. Die mit P_{SWT} aus Hauptspannungen/-dehnungen und unter Berücksichtigung von Schweißbeigenspannungen berechnete kennzeichnende Schwingfestigkeit von $88,6 kN$ verringert sich auf $79 kN$ und liegt damit um ca. 9 % unter dem experimentell abgesicherten Wert $85,3 kN$. Der solcherart manipulierte Parameter P_{KBM}

trifft genau auf die experimentelle Schwingfestigkeit. Damit gelingt auch eine befriedigende Prognose der kennzeichnenden Schwingfestigkeit. Wenn auch im Kerbgrundkonzept das hauptsächliche Augenmerk der Zeit- und nicht der Dauerfestigkeit gilt, so ist doch im Hinblick auf eine Anwendung unter mehrstufiger Belastung eine auf der sicheren Seite liegende Abschätzung der ganzen Wöhlerlinie wünschenswert.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit demonstriert am Beispiel einer geschweißten Rohrverzweigung, daß das in der Bewertung mechanischer Kerben bewährte Kerbgrundkonzept auch an Schweißverbindungen erfolgreich einsetzbar ist. Daneben wird der Frage nach Möglichkeiten einer Übertragbarkeit des Kerbspannungskonzeptes von Radaj auf räumliche und mehrachsige beanspruchte Schweißstöße nachgegangen. Mit Hilfe von Schwingfestigkeitsversuchen an Bauteilmodellen werden die Berechnungsergebnisse verifiziert. Die untersuchte Rohrverzweigung stellt vor allem wegen der komplizierten Nahtgeometrie und des an der Naht herrschenden zweiachsigen Zugspannungszustandes hohe Anforderungen an die Lebensdauerberechnungen und ist deshalb für die Aufgabe besonders geeignet.

Für die im Rahmen des Kerbgrundkonzeptes vorzunehmenden Schädigungsbewertungen wurden die Parameter P_{SWT} und P_{KBM} ausgewählt. Sie führen im Dauerfestigkeitsgebiet bei Berücksichtigung von Schweißzugspannungen und Oberflächeneinflüssen zu Ergebnissen, die leicht auf der sicheren Seite liegen. Der Übergang zur Kurzzeitfestigkeit wird zunächst deutlich konservativ abgeschätzt. Wesentliche Verbesserungen lassen sich hier durch eine angenäherte Simulation der Mittelspannungsrelaxation erzielen. Eine aufwendige numerische Simulation des örtlichen σ - ϵ -Pfades ist dazu nicht erforderlich.

Die Lebensdauerberechnungen sind damit von guter Prognosequalität. Dem Vergleich mit anerkannten Verfahren des Strukturspannungskonzeptes hält das Kerbgrundkonzept stand. Dies ist insofern besonders bemerkenswert, als Strukturspannungskonzepte als besonders geeignet für Rohrverbindungen gelten. Im Unterschied zu diesen bietet die Kerbgrundtheorie besonders bei hohen Lastspielzahlen deutlich genauere Lösungen an; im Zeitfestigkeitsgebiet ist es den Strukturspannungskonzepten ebenbürtig. Zwar ist die Verwendung des Kerbgrundkonzeptes (auch bei mechanischen Kerben) mit vergleichsweise sehr großem Rechenaufwand verbunden. Dies steht einer breiteren Einführung in praktische Anwendungen hinderlich entgegen und beflügelt die Suche nach vereinfachenden Näherungsformeln z. B. zur Umgehung der nichtlinearen FE-Rechnungen. Mit der stetigen Weiterentwicklung leistungsfähiger Hard- und Software dürfte diese Hürde jedoch beständig niedriger werden.

Neben dem Kerbgrundkonzept kommt dem Kerbspannungskonzept nach Radaj eine zunehmende Bedeutung in der Bewertung von Schweißverbindungen zu. Das Kerbspannungskonzept gilt für ebene und einachsig beanspruchte Schweißverbindungen als weitgehend abgesichert. In dieser Arbeit wird exemplarisch die Ausdehnung auf die geometrisch komplizierte und mehrachsig beanspruchte Rohrschweißung versucht. Es werden verschiedene Lösungswege aufgezeigt. Derzeit führen aufgrund numerischer Probleme nicht alle angeführten Strategien zum Ziel. Erfolgreich ist eine Modellierung, in der der Kerbgrund unabhängig vom Richtungswinkel mit der großen Hauptspannung beansprucht wird. Die erzielten Ergebnisse zeigen eine befriedigende Genauigkeit in der Berechnung der kennzeichnenden Schwingfestigkeit. Nachteilig ist allerdings zu bewerten, daß die Prognose unkonservativ ist.

Die Entwicklung von Konzepten zur Lebensdauerprognose ist heute keineswegs abgeschlossen. Vielmehr darf erwartet werden, daß mit der Vertiefung des derzeitigen Wissensstandes um ermüdungsrelevante Zusammenhänge auch künftig sowohl gänzlich neue Ansätze als auch Weiterentwicklungen bestehender Theorien zu diskutieren sind. Der Forschung stellt sich dabei die schwierige Aufgabe, wie die Betriebsfestigkeit von Bauteilen zunehmend werkstoffmechanisch fundiert und weniger phänomenologisch beschreibend quantifiziert werden kann. Das Bemühen um eine Weiterentwicklung örtlicher Konzepte stellt einen Schritt in diese Richtung dar.

Literatur

- [1] T. Massel, H. Paetzold, and H. Petershagen. Beiträge zur Bestimmung der Lebensdauer schiffbaulicher Konstruktionen nach örtlichen Konzepten. In *Entwicklungen in der Schiffstechnik*. Germanischer Lloyd, BMFT-Statusseminar 1990.
- [2] Klassifikations- und Bauvorschriften. Germanischer Lloyd, Hamburg, Ausgabe 1992.
- [3] Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.1: General Rules and Rules for Buildings. European Committee for Standardisation, ENV 1993-1-1, February 1992.
- [4] DIN 15018. *Krane - Grundsätze für Stahltragwerke, Berechnung*, April 1974.
- [5] Rules for the Design of Hoisting Appliances - Checking for Fatigue and Choice of Mechanism Components. Federation Europeenne de la Manutention, 1987.
- [6] AD-Merkblätter. VdTÜV. Heymanns-, Beuth-Verlag, 1991.
- [7] Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung. Verlag Stahleisen mbH, Düsseldorf, 1985.
- [8] B. Hänel and G. Wirthgen. Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Bericht Nr. 183, Forschungskuratorium Maschinenbau, 1994.
- [9] Offshore Installations: Guidance on Design and Construction. UEG Department of Energy, London, 1984.
- [10] Rules for the Design, Construction and Inspection of Offshore Structures. Det Norske Veritas, Norway, 1977 plus 1982 amendments.
- [11] Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing fixed Offshore Platforms. American Petroleum Institute, 1984.
- [12] Regulations for the Structural Design of Fixed Structures on the Norwegian Continental Shelf. Norwegian Petroleum Directorate, 1977.
- [13] Rules for Classification and Construction - Offshore Technology Part 2 - Offshore Installations. Germanischer Lloyd, Hamburg, Ausgabe 1990.
- [14] Technische Kommission 6 - Ermüdung. Europäische Konvention für Stahlbau. Empfehlungen für die Bemessung und Konstruktion von ermüdungsbeanspruchten Stahlbauten. EKS-Publikation Nr. 43, Schweizerische Zentralstelle für Stahlbau, Zürich, 1987.

- [15] *Recommended Fatigue Design Procedure for Hollow Section Joints*, Document XIII-1158-85. International Institute of Welding (IIW), 1985.
- [16] K. Iida and M. Matoba. Evaluation of Fatigue Strength of Hold Frame Ends in Ship Hulls. Document XIII-950-80, International Institute of Welding, 1980.
- [17] Design of Tubular Joints for Offshore Structures. UK Department of Energy Guidance (UEG) Offshore Research, London, vol. 1-3, 1985.
- [18] W. Fricke and S. Pohl. Ermittlung und Katalogisierung von Formzahlen für schiffbauliche Konstruktionsdetails. Abschlußbericht zum BMFT-Vorhaben MTK 04429, Dezember 1991.
- [19] E. Haibach. Die Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung. Bericht Nr. FB-77, Laboratorium für Betriebsfestigkeit, Darmstadt, 1968.
- [20] R. Olivier and V.B. Köttgen. Schwingfestigkeitsnachweise für Schweißverbindungen auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen. Bericht Nr. 143, Forschungskuratorium Maschinenbau, 1989.
- [21] E. Haibach. *Betriebsfestigkeit*. VDI-Verlag, 1989.
- [22] H. Amstutz and M. Hoffmann. Kerbbeanspruchungen II - Mehrachsige Kerbbeanspruchungen im nichtlinearen Bereich bei proportional und nicht-proportional wechselnder Belastung. Bericht Nr. 139, Forschungskuratorium Maschinenbau, 1988.
- [23] R. Heidenreich. Schubspannungsintensitätshypothese - Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung. Bericht Nr. 105, Forschungskuratorium Maschinenbau, 1983.
- [24] H. Bomas et al. Multiaxial Low Cycle Fatigue of a Normalized Carbon Steel. In *Low Cycle Fatigue and Elasto-Plastic Behaviour of Materials - 3*, London, 1992. Elsevier Science Publishers LTD.
- [25] W. Ott. Neues Verfahren zur Betriebsfestigkeitsanalyse komplexer Bauteile auf der Grundlage der FEM. Bericht DFVLR-FB 87-15, Institut für Werkstoff-Forschung, Köln, 1987.
- [26] K.N. Smith, P. Watson, and T.H. Topper. A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals. *Journal of Materials*, vol. 5, no. 4, 1970.
- [27] W. Fricke and H. Paetzold. Application of the Cyclic Strain Approach to the Fatigue Failure of Ship Structural Details. *Journal of Ship Research*, vol. 31, no. 3, 1987.

- [28] H. Paetzold. Ergänzende Untersuchungen zur Schwingfestigkeit ausschnittgeschweißter Profile. Bericht Nr. 200, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, 1988.
- [29] H. Paetzold. Betriebsfestigkeit einer Lukenecke. Bericht Nr. 537, Institut für Schiffbau, 1983.
- [30] B. Bohlmann. Repair of Fatigue Damages at Ship Structural Details. *Schiffstechnik*, Bd. 41, H. 4, 1994.
- [31] H. Paetzold. Beurteilung der Betriebsfestigkeit von Längsspantdurchführungen auf der Grundlage der örtlichen Dehnung. Bericht Nr. 455, Institut für Schiffbau, 1985.
- [32] C. Boller and T. Seeger. *Materials Data for Cyclic Loading*, volume A-D. Elsevier Science Publishers LTD, 1987.
- [33] A. Bäuml Jr. and T. Seeger. *Materials Data for Cyclic Loading - Supplement 1*. Elsevier Science Publishers LTD, 1987.
- [34] H. Paetzold. Schädigungsparameter-Wöhlerlinien für normal- und höherfesten Schiffbaustahl. Bericht Nr. 507, Institut für Schiffbau, 1990.
- [35] G.E. Leese. Engineering Significance of Recent Multiaxial Research. In *Low Cycle Fatigue*, ASTM STP 942, 1985.
- [36] E. Krempl. *The Influence of State of Stress on Low-Cycle Fatigue of Structural Materials: A Literature Survey and Interpretive Report*. ASTM STP 549, 1974.
- [37] M.W. Brown and K.J. Miller. Two Decades of Progress in the Assessment of Multiaxial Low-Cycle Fatigue Life. In *Low-Cycle Fatigue and Life Prediction*. ASTM STP 770, 1982.
- [38] F.A. Kandil, M.W. Brown, and K.J. Miller. *Book 280*, chapter Biaxial Low-Cycle Fatigue Fracture of 316 Stainless Steel at Elevated Temperatures. The Metals Society, 1982.
- [39] R.D. Lohr and E.G. Ellison. A Simple Theory of Low-Cycle Multiaxial Fatigue. *Fatigue of Engineering Materials and Structures*, 3, 1980.
- [40] D.F. Socie et al. Biaxial Fatigue of Inconel 718 including Mean Stress Effects. In *Low Cycle Fatigue*. ASTM STP 853, 1985.
- [41] F.V. Lawrence Jr. et al. Estimating the Fatigue Crack Initiation Life of Welds. In *Fatigue Testing of Weldments*. ASTM STP 648, 1978.
- [42] G. Prowatke. Zur rechnerischen Abschätzung der Ermüdungsfestigkeit von Kreuzstoßproben unter Einstufenbelastung nach dem örtlichen Konzept. *Schiffbauforschung*, Bd. 30, H. 1, 1991.

- [43] F.V. Lawrence Jr. Predicting the Fatigue Resistance of Weldments. *Welding Research Supplement*, 1987.
- [44] D. Gimperlein. Tragverhalten abgeknickter Gurte in der Schiffskonstruktion. Bericht Nr. 518, Institut für Schiffbau, 1991.
- [45] S.J. Maddox. *Fatigue Strength of Welded Structures*. Abington Publishing, Cambridge, 1992.
- [46] S.J. Maddox. Recent Advances in the Fatigue Assessment of Weld Imperfections. *Welding Journal*, pages pp. 42–51, 1993.
- [47] W. Fricke, S. Pohl, and C. Weydling. Untersuchungen zur Anwendung des Kerbgrundkonzeptes auf schiffbauliche Schweißverbindungen. Abschlußbericht zum BMFT-Vorhaben MTK 0442, September 1994.
- [48] F.V. Lawrence Jr. et al. Strain-Controlled Fatigue Behavior of ASTM A36 and A514 Grade F Steels and 5083-0 Aluminium Weld Materials. *Welding Journal* 57, 1978.
- [49] A. Busch. Ein anisotropes Materialgesetz zur Berechnung lastinduzierter Eigenspannungen an Rissen. Bericht Nr. 531, Institut für Schiffbau, 1993.
- [50] D. Radaaj. *Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen - Ermüdungsfestigkeit*. Deutscher Verlag für Schweißtechnik, Düsseldorf, 1985.
- [51] H. Petershagen. Erfahrungen mit dem Kerbspannungskonzept nach Radaaj. In *Kerben und Betriebsfestigkeit*, 15. Vortragsveranstaltung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Oktober 1989.
- [52] A. Hobbacher. Die Entwicklung der neuen IIW-Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Bauteile. In *Neue Entwicklungen im konstruktiven Ingenieurbau*, Karlsruhe, 1994.
- [53] D. Radaaj. Kerbwirkung zweiachsig schräg beanspruchter Schweißstöße. *Schweißen und Schneiden*, Bd. 36, H. 6, 1984.
- [54] U.H. Clormann. Örtliche Beanspruchungen von Schweißverbindungen als Grundlage des Schwingfestigkeitsnachweises. H. 45, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Darmstadt, 1986.
- [55] W. Fricke and G. Prowatke. Bewertung der Schwingfestigkeit schiffbaulicher Schweißverbindungen nach dem Kerbgrundkonzept. In *Entwicklungen in der Schiffstechnik*. Germanischer Lloyd, BMFT-Statusseminar 1994.
- [56] *The Fitness for Purpose of Welded Structures*, Document IIW-SST-1157-90. International Institute of Welding, 1990.

- [57] A. Almar-Næss et al. *Fatigue Handbook - Offshore Steel Structures*. Tapir-Verlag, Trondheim, 1985.
- [58] DIN 17172. *Stahlrohre für Fernleitungen für brennbare Flüssigkeiten und Gase*, Mai 1978.
- [59] DIN 8560. *Prüfung von Stahlschweißern*, Mai 1982.
- [60] DIN 1913 - Teil 1. *Stabelektroden für das Verbindungsschweißen von Stahl, unlegiert und niedriglegiert*, Juni 1984.
- [61] D.W. Keefer et al. Needed: Verified Models to Predict the Fracture of Weldments. *Welding Journal*, vol. 9, 1993.
- [62] G. König and E. Affeldt. Experience with a Load Change Technique for Crack Growth Rate Measurements. In *Low Cycle Fatigue and Elasto-Plastic Behaviour of Materials*, London, 1987. Elsevier Science Publishers LTD.
- [63] W.D. Dover and G.K. Chaudhury. Fatigue Crack Growth in Tubular Welded T-Joints. In *Advances in Fracture Research. 5th Int. Conf. on Fracture*, Cannes, 1981.
- [64] M.B. Gibstein. Fatigue Strength of Welded Tubular Joints tested at Det Norske Veritas Laboratories. In *Paper 8.5 of Conference Steel in Marine Structures*, Paris, 1981.
- [65] R. Olivier and W. Ritter. *Wöhlerlinienkatalog für Schweißverbindungen aus Baustählen*. Bd. 56/I-IV. Deutscher Verband für Schweißtechnik, 1980.
- [66] ASTM Standard E 606-80. *Standard Recommended Practice for Constant-Amplitude Low-Cycle Fatigue Testing*, 1989.
- [67] R.E. Peterson. *Stress Concentration Design Factors*. John Wiley & Sons Inc., New York, 1953.
- [68] DIN 8551 - Teil 1. *Schweißnahtvorbereitung - Fugenformen an Stahl - Gasschweißen, Lichtbogenhandschweißen und Schutzgasschweißen*, Juni 1976.
- [69] G. Gnirß and J. Ruge. Simulation von Schweißtemperaturzyklen und ihre Anwendung zur Beurteilung der Schweißbeignung eines Feinkornbaustahles. *Schweißen und Schneiden*, Bd. 27, H. 6, 1975.
- [70] G.R. Lohrmann and H. Lueb. *Kleine Werkstoffkunde für das Schweißen von Stahl und Eisen*. DVS Fachbuchreihe Schweißtechnik. Bd. 8, 1984.
- [71] P. Seyffarth. *Atlas Schweiß-ZTU-Schaubilder*. DVS Fachbuchreihe Schweißtechnik. Bd. 75, 1982.

- [72] R. Schubert. Spannungs-Dehnungs-Verhalten von simulierten WEZ-Gefügen und Schweißnähten unter zyklischer Belastung. *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 23, 1992.
- [73] K. Hoffmann. *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen*. Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH, Darmstadt, 1987.
- [74] D.T. Raske and J.D. Morrow. Mechanics of Materials in Low Cycle Fatigue Testing. In *Manual On Low Cycle Fatigue Testing*. ASTM STP 465, 1969.
- [75] J. Liu and H. Zenner. Dauerschwingfestigkeit und zyklisches Werkstoffverhalten. *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, Bd. 20, 1989.
- [76] K. Bhanu Sankara Rao et al. Influence of Weld Discontinuities on Strain Controlled Fatigue Behavior of 308 Stainless Steel Weld Metal. *Journal of Engineering Materials and Technology*, Bd. 116, 1994.
- [77] ADINA R & D, Watertown, USA. *ADINA - A Finite Element Program for Automatic Dynamic Incrementell Nonlinear Analysis*, 1992.
- [78] W. Kloth. *Atlas der Spannungsfelder in technischen Bauteilen*. Verlag Stahleisen mbH, Düsseldorf, 1961.
- [79] H. Neuber. Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration in Festigkeitsberechnungen. *Konstruktion*, Bd. 20, H. 7, 1968.
- [80] Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. *Betsy - Boundary Element Code for Thermoelastic Systems*, 1982.
- [81] R. Marsousi. Berechnung von Kerbspannungen an Stumpfnähten. Diplomarbeit, Institut für Schiffbau, Juli 1991.

A Verzeichnis der wichtigsten Symbole

| | |
|----------------|---|
| a | Rißtiefe |
| b | Neigung der elastischen Dehnungswöhlerlinie |
| C | Konstante der Paris-Erdogan-Gleichung |
| c | Neigung der plastischen Dehnungswöhlerlinie |
| c | Rißlänge, Ausdehnung an der Oberfläche |
| E | Elastizitätsmodul |
| F | Zylinderkraft |
| K | Spannungsintensitätsfaktor |
| K' | zyklischer Festigkeitskennwert |
| K_t | Formzahl |
| K_f | Kerbwirkungszahl |
| k | Wöhlerlinienneigung |
| LW | Lastwechselzahl |
| m | Exponent der Paris-Erdogan-Gleichung |
| N | Anriß- bzw. Bruchlastspielzahl |
| N_A | kennzeichnende Lastspielzahl $N_A = 2 \cdot 10^6$ |
| N_D | Lastspielzahl der Dauerfestigkeitsgrenze |
| n' | zyklischer Festigkeitskennwert |
| P | Schädigungsparameter |
| $p_{\bar{u}}$ | Überlebenswahrscheinlichkeit |
| R | Grenzspannungsverhältnis |
| R'_{eH} | zyklische Streckgrenze |
| R_m | Zugfestigkeit |
| $R_{p0,2}$ | 0,2 %-Dehngrenze |
| R_Z | Oberflächenrauigkeit |
| r_f | fiktiver Kerbradius |
| T | Wandstärke |
| $t_{8/5}$ | Abkühlzeit von $850^\circ C$ auf $500^\circ C$ |
| Y | Geometriefunktion |
| α | Zylinderkoordinate |
| α_N | Nahtformzahl |
| α_S | Strukturformzahl |
| γ | Gleitung |
| $\hat{\gamma}$ | Gleitungsamplitude (P_{KBM}) |
| ϵ | Dehnung |
| ϵ_a | Dehnungsamplitude |

| | |
|------------------|--|
| ϵ_{ael} | elastische Dehnungsamplitude |
| ϵ_{apl} | plastische Dehnungsamplitude |
| ϵ_{at} | totale Dehnungsamplitude |
| ϵ_N | Normaldehnung (P_{KBM}) |
| $\hat{\epsilon}$ | Dehnungsamplitude (P_{KBM}) |
| ϵ_T | Transitionsdehnung |
| ϵ_1 | große Hauptdehnung |
| ϵ_3 | kleine Hauptdehnung |
| $\Delta\epsilon$ | Schwingweite der Dehnung |
| $\Delta\sigma$ | Schwingweite der Spannung |
| Θ | Nahtflankenwinkel |
| ν' | Querkontraktionszahl |
| ρ^* | Ersatzstrukturlänge |
| σ | Spannung |
| σ_A | kennzeichnende Spannung bei $N_A = 2 \cdot 10^6$ |
| σ_a | Spannungsamplitude |
| σ'_f | elastischer Ermüdungskennwert |
| σ_{HS} | Hot Spot Spannung |
| σ_K | Kerbspannung |
| σ_m | Mittelspannung |
| $\sigma_{m,i}$ | FEM-Strukturspannung ($i = 1, 2, 3$) |
| σ_{max} | Größtspannung |
| σ_N | Nennspannung |
| $\sigma_{N,0}$ | Mittelspannung (P_{KBM}) |
| σ_S | Strukturspannung |
| σ_{SD} | kennzeichnende Strukturspannung |
| σ_W | Dauerwechselfestigkeit |
| τ | Schubspannung |

Abkürzungen:

| | |
|-----|----------------------------------|
| BE | Boundary Elemente |
| Exp | Experiment |
| FE | Finite Elemente |
| GEH | Gestaltänderungsenergiehypothese |
| GW | Grundwerkstoff |
| NG | Nahtgefüge |
| NH | Normalspannungshypothese |
| WEZ | Wärmeeinflußzone |

B Tabellen

| | | | |
|--|--|--|--|
| SCHWEISSVERFAHREN Verfahren 1.) Kurzel: 141 ISO 4063 (m WIG) 2.) Rest: 111 ISO 4063 (E) | | Besondere Anwendung Schweißnähte: Rohr mit Rohr Pos. 1 mit 2 | |
| SCHWEISSZUSATZ Markenname 1. GRIDUCT T-4 2. ESAB - OK 43.32 Pulver Entfällt Gas 1. Schweißargon zu 2.) Entfällt | | | |
| SCHWEISSBEDINGUNGEN Skizze (Nähtype und -aufbau) | | | |
| | | Schweißposition PA ISO 6947 (Wannenlage) | |
| | | Einlege Lage-Gegelage Montagen | |
| Stich- oder Perforieren | | Vor- und Lagereinigung mechanisch bürsten | |
| Bedienung Unterlege Befüge | | Schlitze | |
| Stromart (- oder +) 1.) = 2.) = | | Schweißlage Elektr./Dreh Ansp. 2,4 mm 90-100 3,25 mm 120-140 | |
| Polung 1.) - 2.) + | | Schweißgeschw. cm/min. Ausrichtung 6-8 cm -- | |
| Vorwärms Raumtemperatur max. 250 °C | | Zwischenlagentemp. keine Wärmebehandlung | |
| Anwärmbedingungen Entfällt | | Abkühlbedingungen An ruhender Luft | |

Tabelle 2: Auszug aus dem Schweißprotokoll

| C | Si | Mn | P | S |
|------|------|------|-------|-------|
| 0.13 | 0.24 | 0.88 | 0.015 | 0.002 |

Chemische Zusammensetzung in Gewichts-%

| R_{eH} (N/mm ²) | R_m (N/mm ²) | A_5 (%) | Z (%) |
|----------------------------------|-------------------------------|--------------|------------|
| 338 | 469 | 30.4 | 70 |

Statische Festigkeitswerte

Tabelle 1: Werkstoffkennwerte StE 290.7 entsprechend DIN 17172, normalgeglüht (Herstellerangaben)

Einachsige Axialspannung im Brace auf $z = 325 \text{ mm}$
 (Meßstellen A13, B13, 19, 20)

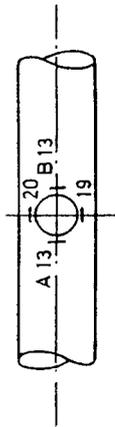


Tabelle 3:

| $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{sym} = 100 \text{ kN}$ | | | | | | | | | | | |
|--|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--|
| Pos. | Modell | | | | | | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| A13 | 30.4 | 28.6 | 27.7 | 28.9 | 31.2 | 29.5 | 31.9 | 30.9 | 33.9 | 37.8 | |
| B13 | 33.1 | 30.5 | 33.8 | 31.1 | 26.7 | 29.9 | 33.8 | 31.1 | 28.8 | 35.9 | |
| 19 | 33.8 | 36.8 | 34.1 | 35.3 | 36.5 | 37.1 | 39.7 | / | 36.4 | 29.9 | |
| 20 | 34.9 | 36.1 | 38.8 | 34.2 | 33.9 | 34.5 | 37.9 | 37.7 | 35.0 | 30.8 | |

Für die Modelle 7 und 8 liegen keine auswertbaren Meßwerte vor.

Tabelle 4:

| Auswertung für | $\Delta\sigma_{FE} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | $s \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | v % |
|----------------|---|--|-----------------------------------|-------|
| A13 U B13 | 29.9 | 31.3 | 2.7 | 8.6 |
| 19 U 20 | 40.0 | 35.4 | 2.5 | 7.1 |

$\Delta\sigma_{Exp}$: Mittelwert der Spannung
 s : Standardabweichung
 v : Variationskoeffizient

Axialspannung

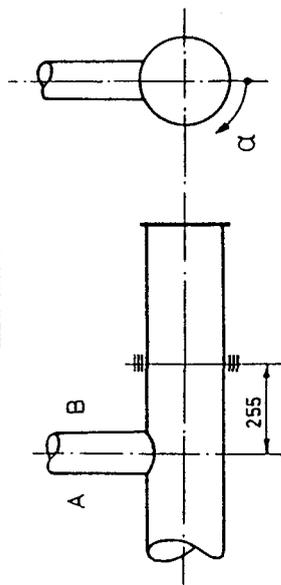


Tabelle 5:

| Position | | $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{sp} = 100 \text{ kN}$ | | | | | | | | | | | |
|----------|-----|---|-------|-------|------|------|------|------|------|------|--------|--|--|
| α | DMS | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 9 | 10 | 11 | Modell | | |
| 0° | A5 | -55.8 | -54.9 | -53.5 | | | | | | | | | |
| | B5 | -55.2 | -54.6 | -54.3 | | | | | | | | | |
| 180° | A3 | 36.3 | 37.1 | 37.8 | 36.5 | 36.6 | 38.0 | 37.7 | / | 36.8 | | | |
| | B3 | 37.1 | 37.2 | 38.2 | 36.0 | 36.3 | 34.8 | 38.7 | 39.0 | 36.8 | | | |

Tabelle 6:

| Position | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\bar{\sigma}_{Exp}$ [N/mm ²] | s | v | |
|----------|---|--|----------------------|-----|-----|
| α | DMS | | [N/mm ²] | % | |
| 0° | A5 U B5 | -53.3 | -54.7 | 0.8 | 1.5 |
| 180° | A3 | 35.5 | 37.1 | 0.7 | 1.9 |
| | B3 | | 37.1 | 1.4 | 3.8 |

$\Delta\sigma_{Exp}$: Mittelwert der Spannung
s : Standardabweichung
v : Variationskoeffizient

Tangentialspannung

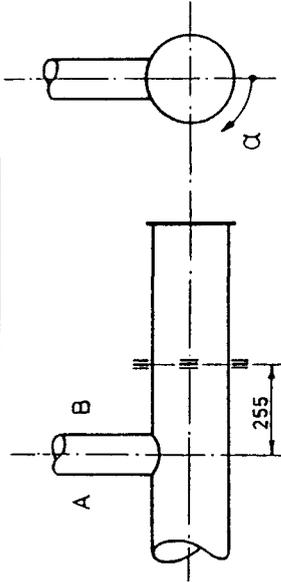


Tabelle 7:

| Position | | $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{sp} = 100 \text{ kN}$ | |
|----------|-----|---|-------|
| α | DMS | 1 | 2 |
| 0° | A | 32.2 | 32.8 |
| | B | 33.6 | 33.0 |
| 90° | A | -19.7 | -19.6 |
| | B | -19.9 | -18.8 |
| 180° | A | 5.6 | 6.4 |
| | B | 5.9 | 6.4 |
| 270° | A | -20.4 | -19.4 |
| | B | -18.9 | -18.7 |

Tabelle 8:

| Pos. | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\bar{\sigma}_{Exp}$ [N/mm ²] | s | v |
|----------|---|--|----------------------|-----|
| α | | | [N/mm ²] | % |
| 0° | 33.8 | 32.9 | 0.6 | 1.8 |
| 90° | -20.1 | -19.4 | 0.6 | 3.1 |
| 180° | 6.0 | 6.1 | 0.4 | 6.5 |

Einachsige Spannung im Chord auf $x = 255 \text{ mm}$

Axialspannung

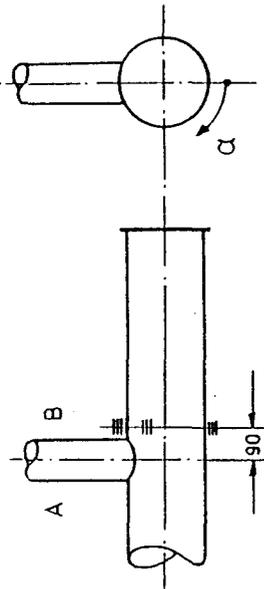


Tabelle 9:

$\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{sp} = 100 kN$

| Position α | DMS | | Modell | |
|----------------------|-----|-------|--------|---|
| | 1 | 2 | 1 | 2 |
| 0° | A | -58.0 | -57.5 | |
| | B | -58.1 | -58.0 | |
| 110° | A | 63.2 | 63.6 | |
| | B | 62.6 | 63.1 | |
| 180° | A | 63.3 | 88.7 | |
| | B | 59.8 | 88.6 | |
| 250° | A | 63.3 | 65.0 | |
| | B | 62.7 | 63.9 | |

Tangentialspannung

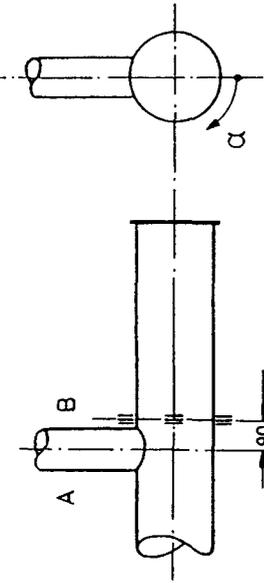


Tabelle 11:

$\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{sp} = 100 kN$

| Position α | DMS | | Modell | |
|----------------------|-----|-------|--------|---|
| | 1 | 2 | 1 | 2 |
| 0° | A | 51.6 | 53.4 | |
| | B | 53.5 | 52.8 | |
| 90° | A | -42.8 | -44.0 | |
| | B | -41.8 | -43.3 | |
| 180° | A | 48.9 | 51.1 | |
| | B | 46.6 | 50.8 | |
| 270° | A | -44.6 | -43.3 | |
| | B | -42.2 | -43.2 | |

Tabelle 10:

| Position α | Modell | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\sigma_{Exp}$ [N/mm ²] | s [N/mm ²] | v % |
|----------------------|--------|---|--|---------------------------|--------|
| 0° | 1 | -56.3 | -57.9 | 0.3 | 0.5 |
| | 2 | 60.7 | 63.4 | 0.8 | 1.3 |
| 180° | 1 | 61.9 | 61.6 | / | / |
| | 2 | 58.7 | 58.7 | / | / |

$\Delta\sigma_{Exp}$: Mittelwert der Spannung
s : Standardabweichung
v : Variationskoeffizient

Tabelle 12:

| Pos. α | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\sigma_{Exp}$ [N/mm ²] | s [N/mm ²] | v % |
|------------------|---|--|---------------------------|--------|
| 0° | 53.9 | 52.8 | 0.9 | 1.7 |
| 90° | -43.4 | -43.2 | 0.9 | 2.1 |
| 270° | 50.6 | 49.4 | 2.1 | 4.3 |

Axialspannung

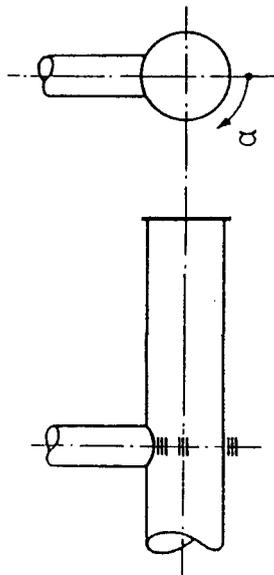


Tabelle 13:

| $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{\text{Zyl}} = 100 \text{ kN}$ | | Modell | | |
|---|----------|--------|-------|-------|
| Pos. | α | 1 | 2 | 3 |
| | 0° | -56.6 | -55.7 | -54.1 |
| | 90° | -33.9 | -34.6 | -33.6 |
| | 110° | -10.9 | -12.3 | -14.4 |
| | 250° | -13.1 | -10.8 | -12.7 |
| | 270° | -36.1 | -33.8 | -35.3 |

Tangentialspannung

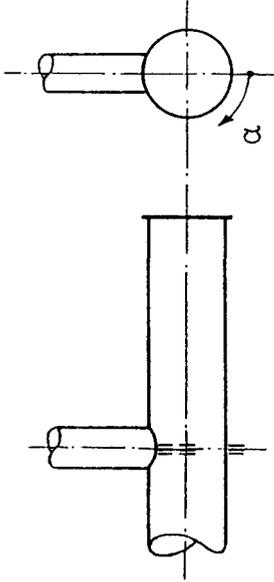


Tabelle 15:

| $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{\text{Zyl}} = 100 \text{ kN}$ | | Modell | | |
|---|----------|--------|-------|-------|
| Pos. | α | 1 | 2 | 3 |
| | 0° | 55.8 | 55.7 | 56.2 |
| | 90° | -48.1 | -48.3 | -43.8 |
| | 110° | -53.4 | -57.6 | -58.7 |
| | 250° | -54.4 | -56.2 | -54.6 |
| | 270° | -45.9 | -45.0 | -47.9 |

Tabelle 14:

| Pos. | $\Delta\sigma_{FE} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | $\Delta\bar{\sigma}_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | s | v |
|----------|---|--|---------------------------------|------|
| α | | | $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | % |
| 0° | -54.5 | -55.5 | 1.3 | 2.3 |
| 90° | -32.8 | -34.6 | 1.1 | 3.2 |
| 270° | -13.5 | -12.4 | 1.4 | 11.3 |

$\Delta\bar{\sigma}_{Exp}$: Mittelwert der Spannung
 s : Standardabweichung
 v : Variationskoeffizient

Tabelle 16:

| Pos. | $\Delta\sigma_{FE} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | $\Delta\bar{\sigma}_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | s | v |
|----------|---|--|---------------------------------|-----|
| α | | | $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$ | % |
| 0° | 58.3 | 55.9 | 0.3 | 0.5 |
| 90° | -44.0 | -46.5 | 1.9 | 4.1 |
| 270° | -55.3 | -55.8 | 2.0 | 3.6 |

DMS-Rosetten

Abstand der Mittelpunkte der DMS vom jeweiligen Schweißnahttrand: 3 mm

Tabelle 17:

| Pos. θ | $\Delta\sigma_{Exp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ für $\Delta F_{zyl} = 100 kN$ | | | | | |
|------------------|--|-------|-------|-------|--|--|
| | Modell | | | | | |
| | 3 | 4 | 5 | 6 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | 121.7 | 145.3 | 136.3 | 152.4 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | 87.7 | 97.6 | 97.8 | 123.4 | | |
| $\alpha [deg]$ | 85.3 | 93.8 | 101.4 | 92.6 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | | | | 180.5 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | | | | 96.1 | | |
| $\alpha [deg]$ | | | | 124.9 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | 121.4 | 126.9 | 121.5 | 122.4 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | 87.6 | 86.5 | 83.6 | 88.1 | | |
| $\alpha [deg]$ | 89.8 | 90.0 | 91.9 | 91.6 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | | | | 196.8 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | | | | 108.8 | | |
| $\alpha [deg]$ | | | | 120.9 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | 150.2 | 131.8 | 143.0 | 147.6 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | 105.0 | 90.9 | 101.3 | 122.2 | | |
| $\alpha [deg]$ | 83.9 | 98.7 | 88.5 | 97.3 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | | | | 200.2 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | | | | 115.0 | | |
| $\alpha [deg]$ | | | | 120.7 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | 119.2 | 130.2 | 132.6 | 124.6 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | 82.4 | 88.1 | 88.0 | 87.5 | | |
| $\alpha [deg]$ | 90.6 | 94.7 | 89.3 | 89.8 | | |
| $\Delta\sigma_1$ | | | | 185.6 | | |
| $\Delta\sigma_2$ | | | | 98.1 | | |
| $\alpha [deg]$ | | | | 121.3 | | |

$\Delta\sigma_1$: große Hauptspannung
 $\Delta\sigma_2$: kleine Hauptspannung
 α : Richtungswinkel

Tabelle 18:

| $\Delta\sigma_1$ für $\Delta F_{zyl} = 100 kN$ | | | | | |
|--|---|--|---------------------------|--------|--|
| Pos. θ | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\sigma_{Exp}$ [N/mm ²] | s [N/mm ²] | v % | |
| 0° | 157.0 | 141.0 | 10.4 | 7.4 | |
| 180° | | | | | |
| 45° | | | | | |
| 135° | 208.1 | 190.8 | 9.3 | 4.9 | |
| 225° | | | | | |
| 315° | | | | | |
| 90° | 141.0 | 124.9 | 4.7 | 3.8 | |
| 270° | | | | | |

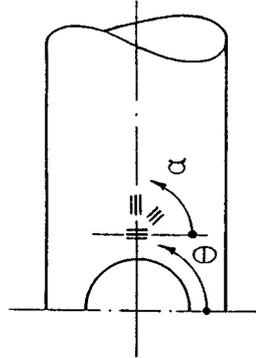


Tabelle 19:

| $\Delta\sigma_2$ für $\Delta F_{zyl} = 100 kN$ | | | | | |
|--|---|--|---------------------------|--------|--|
| Pos. θ | $\Delta\sigma_{FE}$ [N/mm ²] | $\Delta\sigma_{Exp}$ [N/mm ²] | s [N/mm ²] | v % | |
| 0° | 102.3 | 103.2 | 13.2 | 12.8 | |
| 180° | | | | | |
| 45° | | | | | |
| 135° | 94.5 | 104.5 | 8.9 | 8.5 | |
| 225° | | | | | |
| 315° | | | | | |
| 90° | 84.2 | 86.5 | 2.2 | 2.5 | |
| 270° | | | | | |

$\Delta\sigma_{Exp}$: Mittelwert der Spannung
s : Standardabweichung
v : Variationskoeffizient

Tabelle 20:

| α bei $\Delta F_{zyl} = 100 kN$ | | | | | |
|--|------------------------|-------------------------|------------|--------|--|
| Pos. θ | α_{FE} [deg] | α_{Exp} [deg] | s [deg] | v % | |
| 0° | 90 | 92.7 | 6.4 | 6.9 | |
| 180° | | | | | |
| 45° | | | | | |
| 135° | 119.0 | 122.0 | 2.0 | 2.6 | |
| 225° | | | | | |
| 315° | | | | | |
| 90° | 90.0 | 91.0 | 1.8 | 2.0 | |
| 270° | | | | | |

$\Delta\alpha_{Exp}$: Mittelwert des Richtungswinkels
s : Standardabweichung
v : Variationskoeffizient

Positionen der typischen Anrisse

Der mittlere Anrißort ist $\Theta = 35^\circ$.
Die mittlere Abweichung beträgt 20° .



Tabelle 21:

| Modell | Anriß | Θ [deg] |
|--------|-------|-------------------|
| 1 | 1 | 72 |
| | 2 | 8 |
| 2 | / | / |
| 3 | 1 | 69 |
| | 2 | 45 |
| 4 | 1 | 13 |
| | 2 | 13 |
| | 3 | 5 |
| 5 | 1 | 16 |
| | 2 | 13 |
| 6 | 1 | 21 |
| | 2 | 11 |
| | 3 | 40 |
| 7 | 1 | 50 |
| | 1 | 45 |
| 8 | 2 | 35 |
| | 3 | 90 |
| 9 | 1 | 20 |
| 10 | 1 | 30 |
| | 2 | 48 |
| 11 | 1 | 13 |
| 12 | / | / |

Rohdaten der Lastspielzahlen und Anrißlängen der typischen Anrisse

Tabelle 22:

| Modell | Anriß | ΔF [kN] | Anriß [mm] | Lastspiel- zahl |
|--------|-------|--------------------|---------------|--------------------|
| 1 | 1 | 132.4 | 15 | 900 000 |
| | 2 | 132.4 | 17 | 900 000 |
| 3 | 1 | 132.4 | 2 | 250 000 |
| | 2 | 132.4 | 2 | 520 000 |
| 4 | 1 | 132.4 | 10 | 250 000 |
| | 2 | 132.4 | 3 | 250 000 |
| | 3 | 132.4 | 10 | 435 000 |
| 5 | 1 | 132.6 | 3 | 200 000 |
| | 2 | 132.6 | 5 | 275 000 |
| 6 | 1 | 91.9 | 2 | 1 250 000 |
| | 2 | 91.9 | 1 | 1 810 000 |
| | 3 | 91.9 | 1 | 1 940 000 |
| 7 | 1 | 90 ¹⁾ | 1 | 1 317 000 |
| 8 | 1 | 90 ¹⁾ | 1 | 630 000 |
| | 2 | 90 ¹⁾ | 3 | 1 300 000 |
| | 3 | 90 ¹⁾ | 13 | 1 300 000 |
| 9 | 1 | 88.1 | 20 | 400 000 |
| | | 90.0 | / | 2 597 500 |
| 10 | | 130.4 | / | 2 167 000 |
| | 1 | 214.5 | 4 | 68 000 |
| | 2 | 214.5 | 5 | Σ 4 832 500 |
| 11 | | 89.9 | / | 27 28 821 |
| | 1 | 130.4 | 3 | 249 617 |
| | | | | Σ 2 978 438 |

1) Sollwert / Durchläufer

Korrigierte Lastspielzahlen der typischen Anrisse

Tabelle 23:

| Modell | Anriß | ΔF [kN] | Lastspiel- zahl |
|--------|-----------------|--------------------|--------------------|
| 1 | 1 | | 727 465 |
| | 2 | | 710 112 |
| 3 | 1 | | 250 000 |
| | 2 | | 520 000 |
| 4 | 1 | 130 | 129 386 |
| | 2 | | 230 878 |
| | 3 | | 314 386 |
| 5 | 1 | | 180 878 |
| | 2 | | 221 162 |
| 6 | 1 | | 1 250 000 |
| | 2 | | 1 892 264 |
| | 3 | | 1 922 264 |
| 7 | 1 | 90 | 1 399 264 |
| | 1 | | 712 264 |
| 8 | 2 | | 1 242 158 |
| | 3 | | 838 844 |
| | 1 | | < 0 |
| 10 | 1 ¹⁾ | 215 | 59 523 |
| | 2 ¹⁾ | 215 | 56 107 |
| 11 | 1 ¹⁾ | 130 | 230 495 |

1) hochgesetzter Durchläufer

Kleinprobenexperimente

Tabelle 24:

| Nr. | Grundwerkstoff | | |
|-----|--|--------------------------------------|-----------|
| | ϵ_a $\mu\text{m}/\text{m}$ | σ_a N/mm^2 | N_B |
| 1 | 1155 | 224 | 2 520 887 |
| 2 | 1390 | 244 | 566 480 |
| 3 | 1516 | 244 | 123 816 |
| 4 | 1657 | 254 | 117 917 |
| 5 | 2111 | 266 | 84 257 |
| 6 | 2932 | 295 | 25 092 |
| 7 | 4448 | 332 | 10 530 |
| 8 | 5143 | 360 | 7 319 |

| Nr. | Wärmeinflußzone | | |
|-----|--|--------------------------------------|-----------|
| | ϵ_a $\mu\text{m}/\text{m}$ | σ_a N/mm^2 | N_B |
| 1 | 613 | 146 | 6 560 000 |
| 2 | 1107 | 272 | 501 430 |
| 3 | 1919 | 384 | 72 062 |
| 4 | 2171 | 402 | 26 866 |
| 5 | 2849 | 426 | 5 285 |

| Nr. | Nahtgefüge | |
|-----|--|--------------------------------------|
| | ϵ_a $\mu\text{m}/\text{m}$ | σ_a N/mm^2 |
| 1 | 1521 | 300 |
| 2 | 1816 | 321 |
| 3 | 1828 | 341 |
| 4 | 1834 | 342 |
| 5 | 2430 | 396 |
| 6 | 2431 | 420 |
| 7 | 2626 | 394 |
| 8 | 3037 | 383 |

Tabelle 25:

| StE | zyklische Werkstoffkennwerte | | | | | | | | |
|-----|---------------------------------------|---------------|--------|--------|--------------------------------|-------|-------------------------------------|---------------------------------------|---|
| | σ'_f N/mm^2 | ϵ'_f | b | c | K' N/mm^2 | n' | R'_{cH} N/mm^2 | σ'_A N/mm^2 | ϵ'_A $\mu\text{m}/\text{m}$ |
| 290 | 853 | 1.926 | -0.095 | -0.660 | 776 | 0.144 | 141 | 201 | 1034 |
| GW | 1117 | 1.224 | -0.098 | -0.781 | 1089 | 0.126 | 234 | 251 | 1191 |
| WEZ | | | | | 924 | 0.119 | 211 | | |
| NG | | | | | | | | | |

C Abbildungen

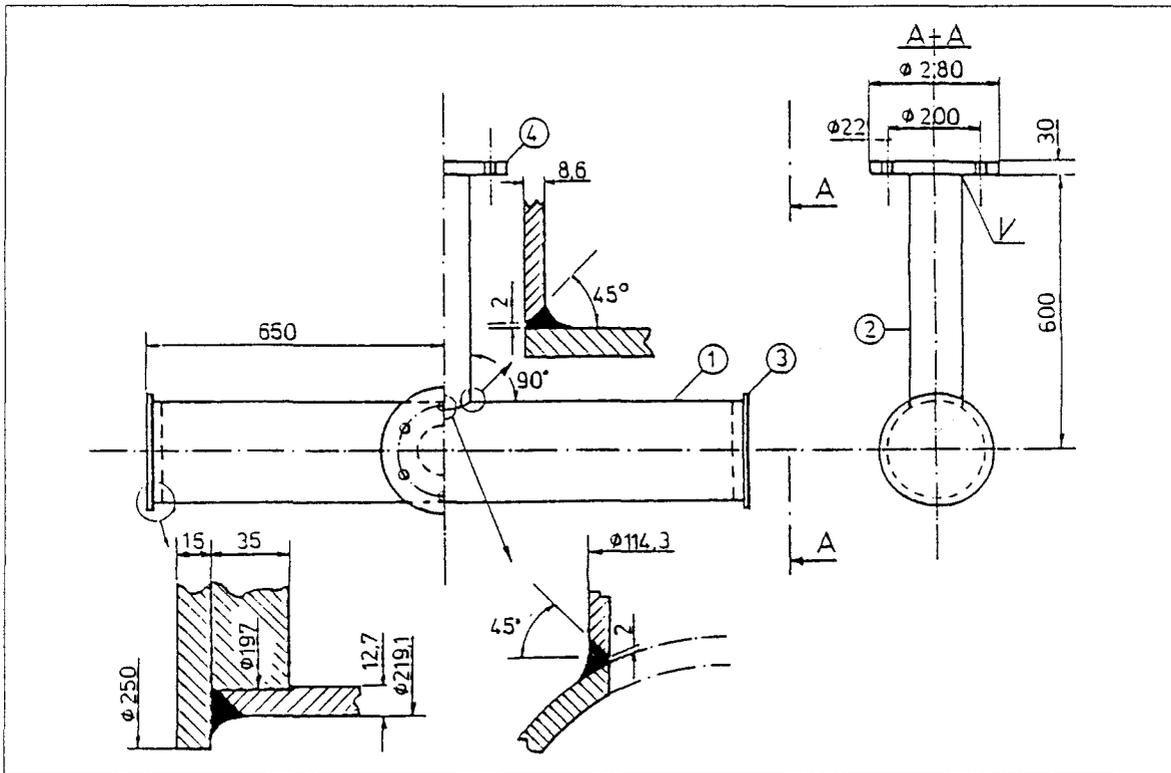


Abbildung 1: Bauteilmodell Pipelineverzweigung

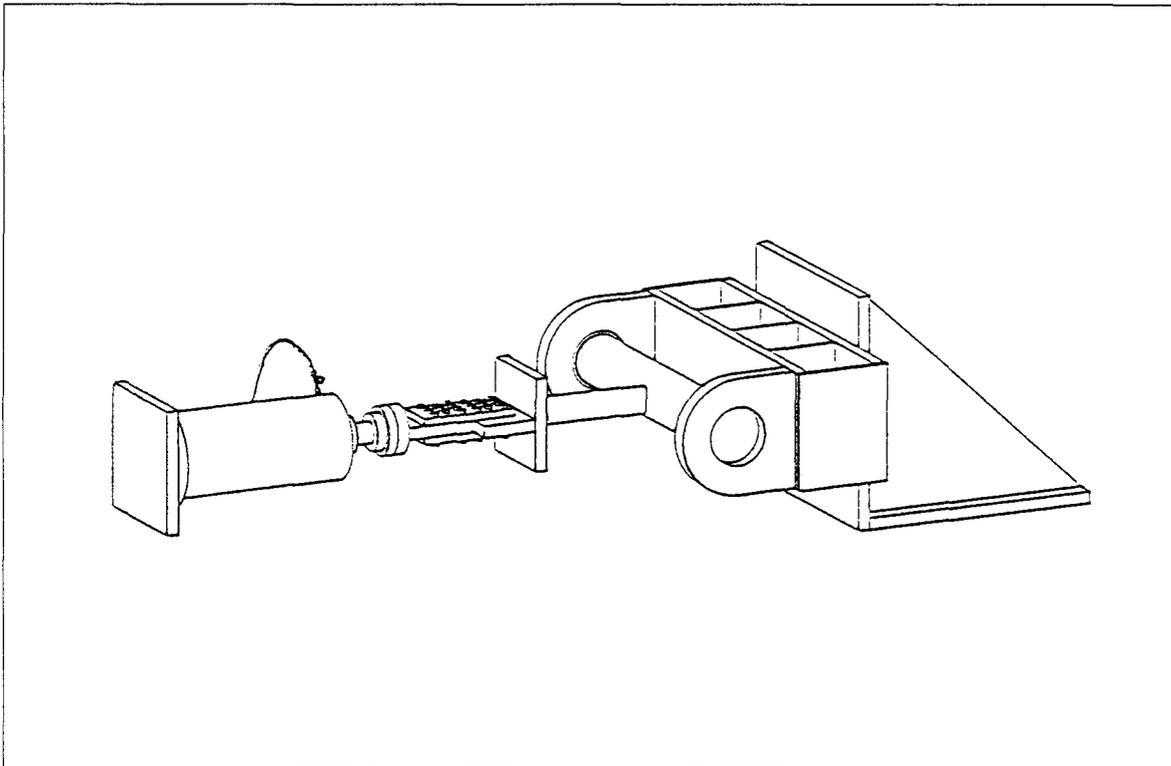


Abbildung 2: Versuchsaufbau Pipelineverzweigung, schematisch

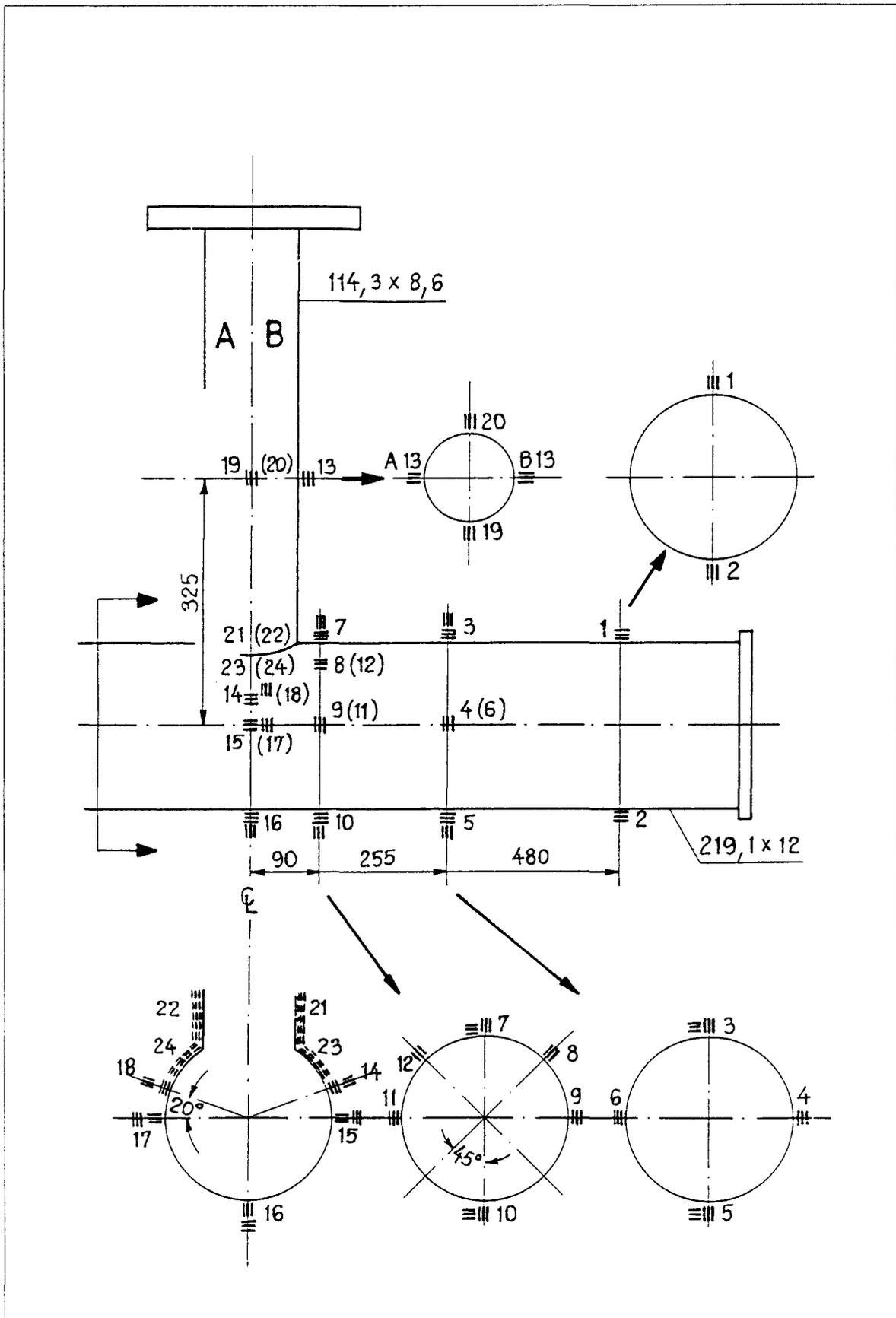


Abbildung 3: Auszug aus dem Meßstellenplan, Probe 1

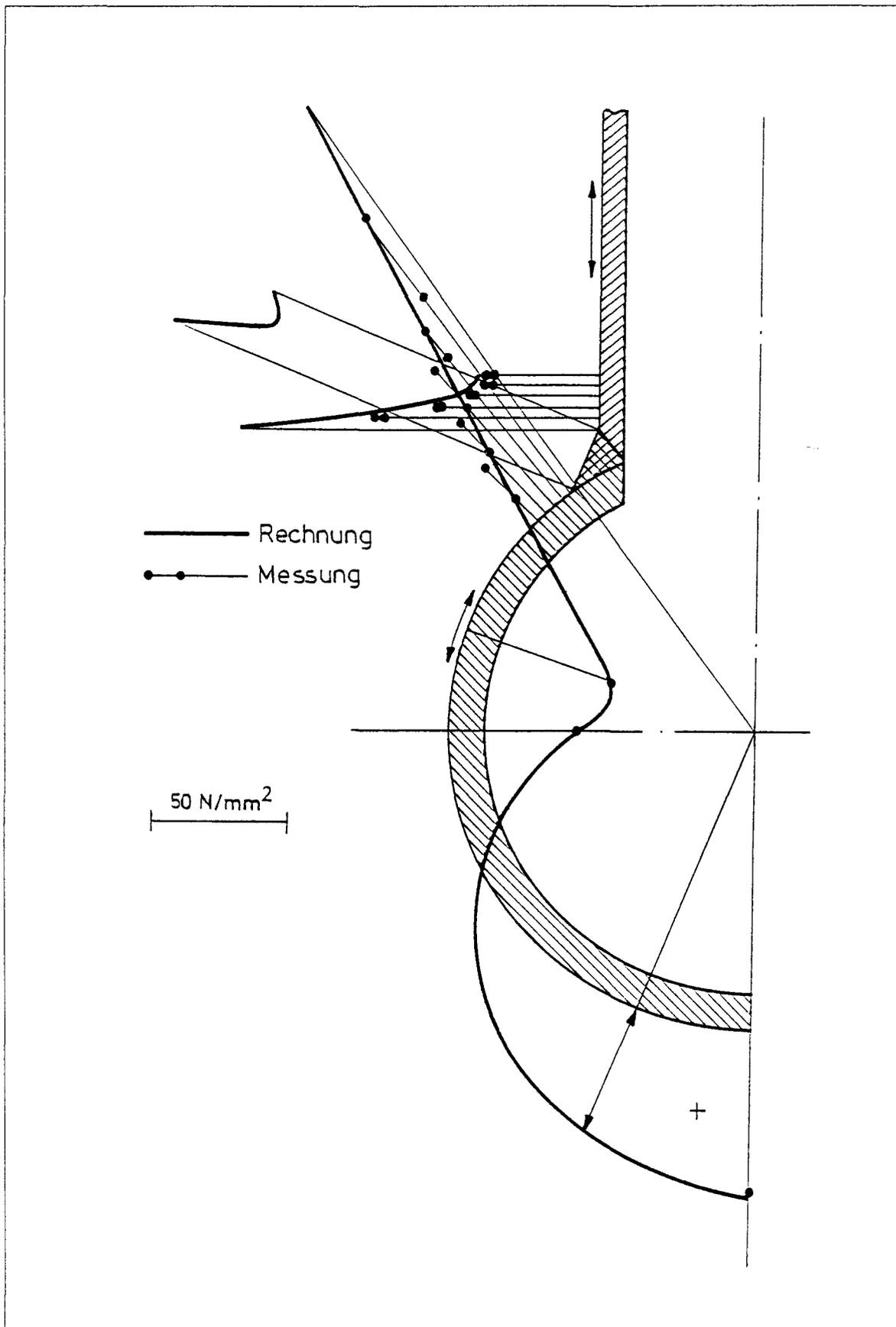


Abbildung 4: Beanspruchungen in Symmetrieebene

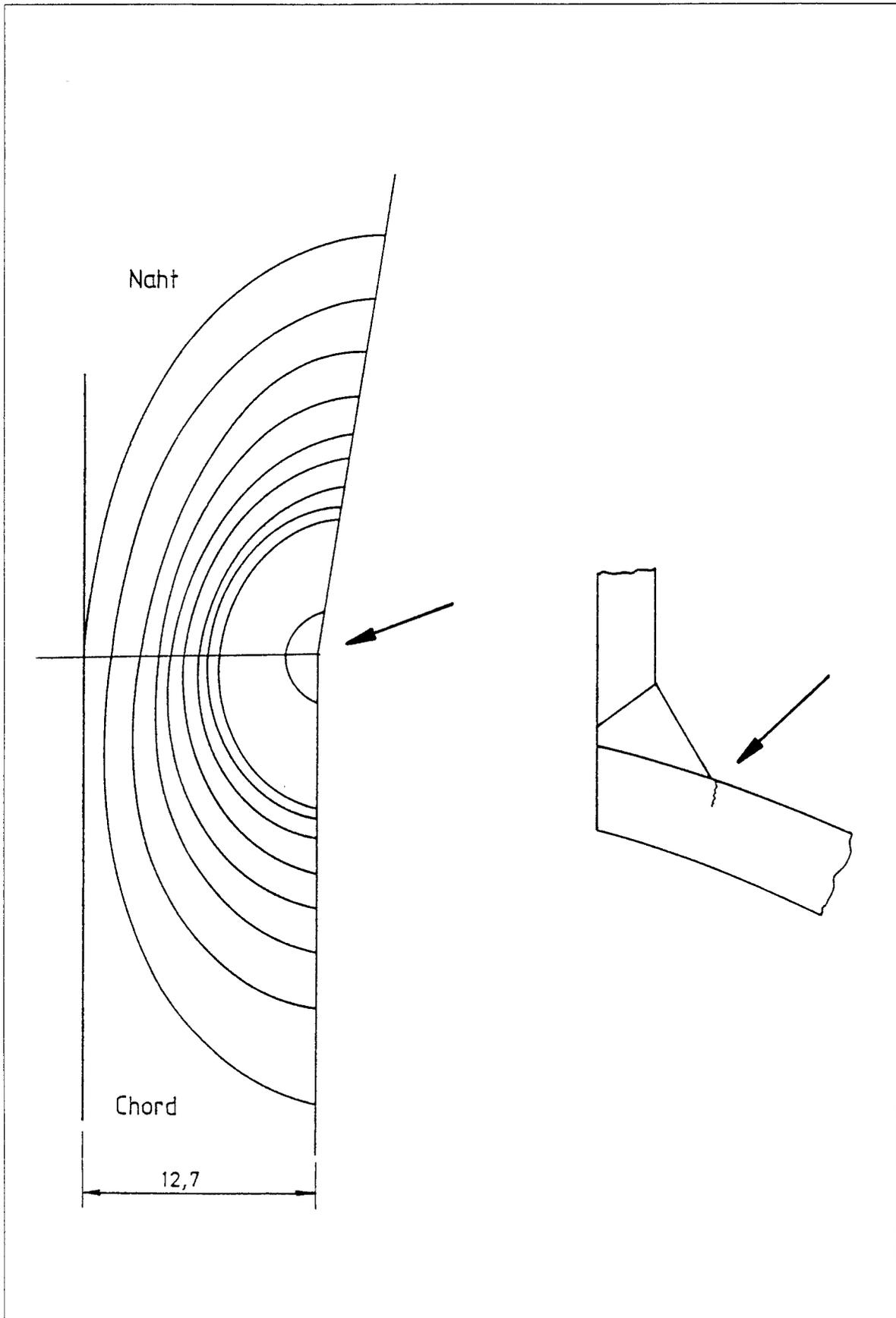


Abbildung 5: Rastlinien am Modell 7

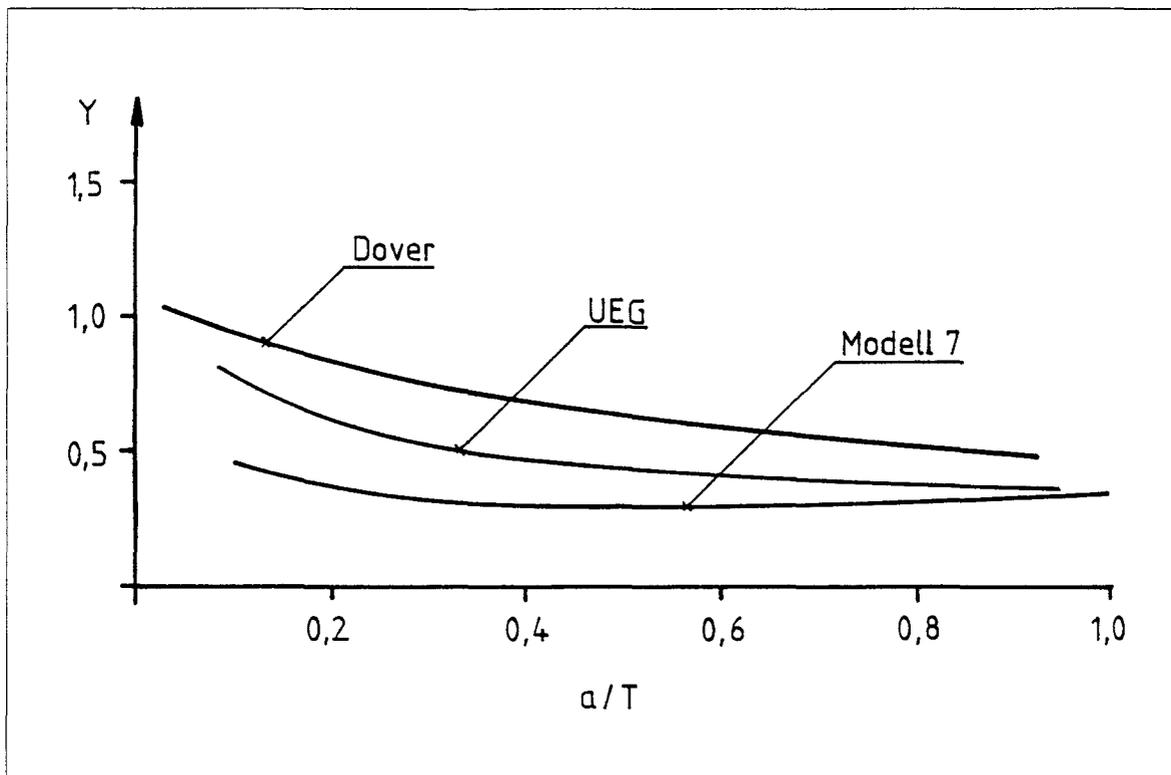


Abbildung 6: Geometriefunktionen Y als Funktion der relativen Rißtiefe a/T

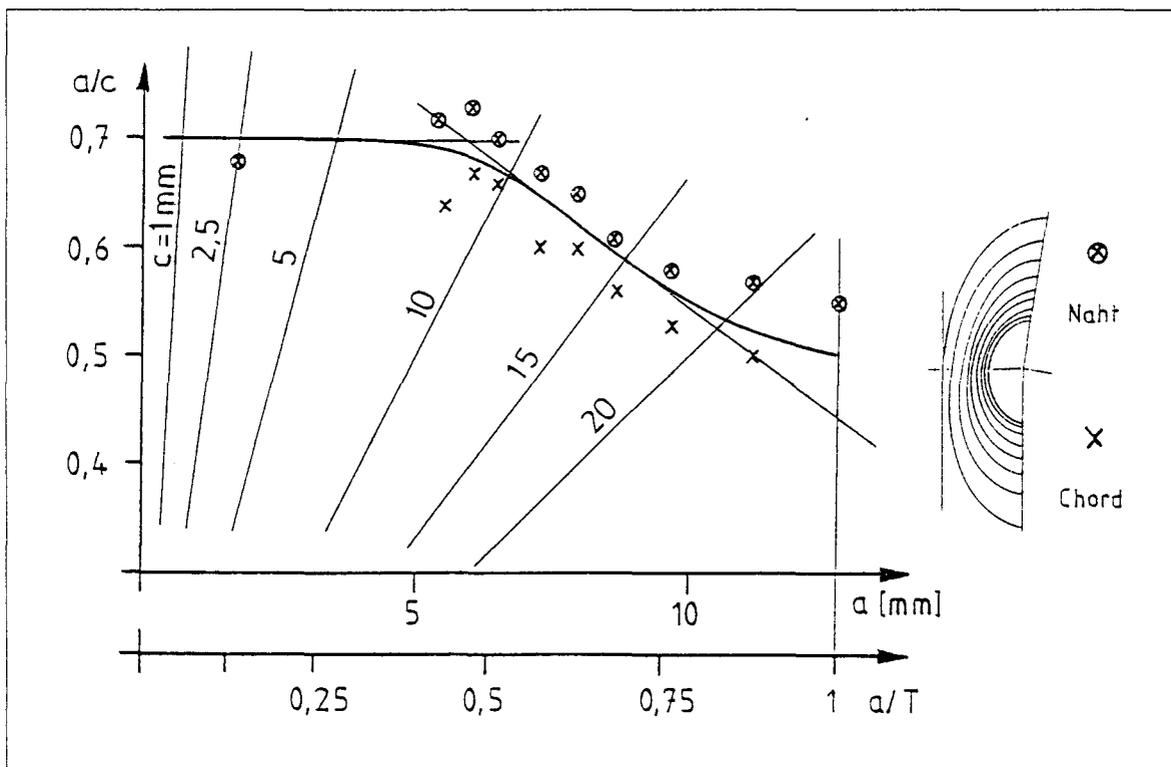


Abbildung 7: Rißwachstum am Modell 7

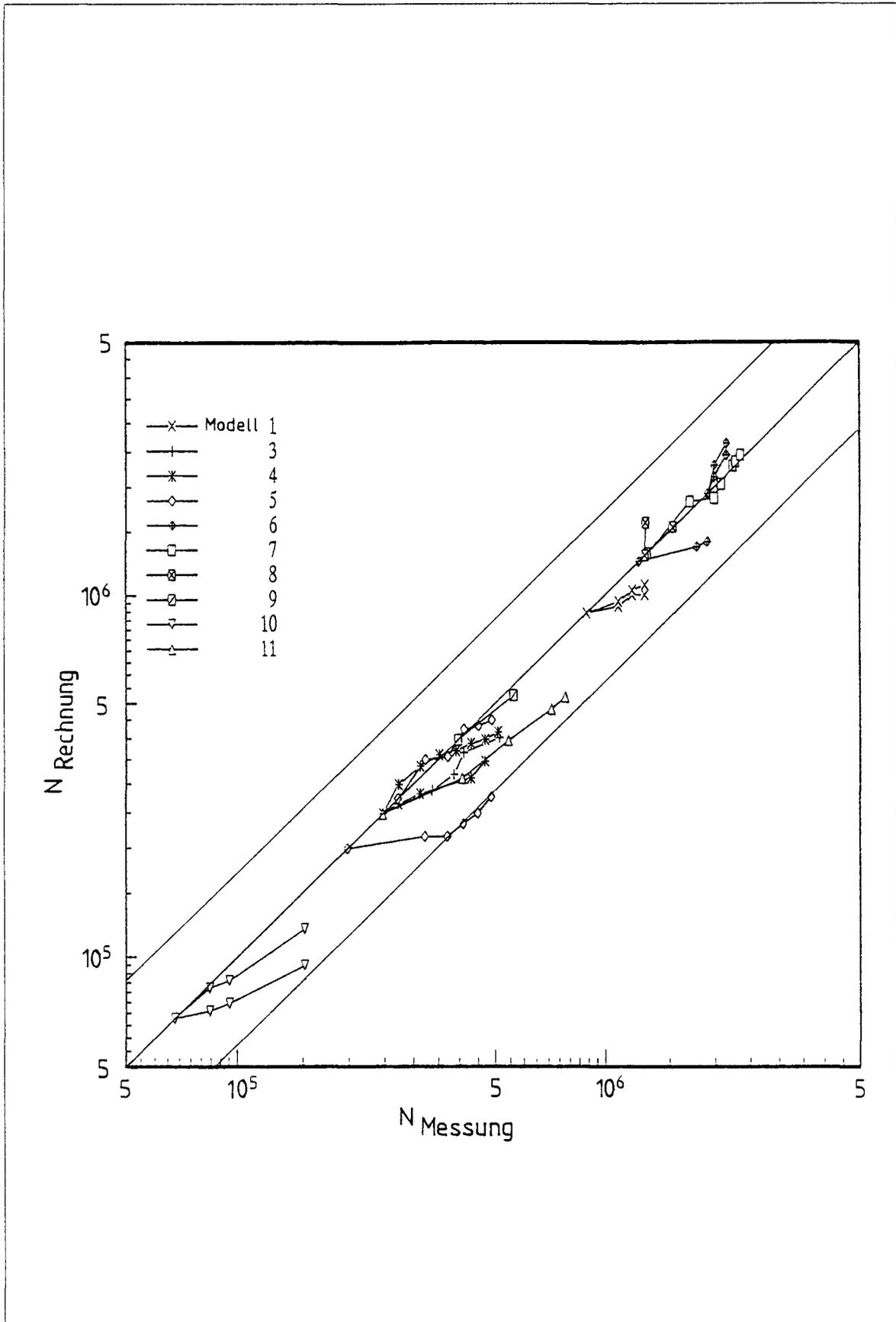


Abbildung 8: Vergleich des berechneten und gemessenen Rißfortschritts

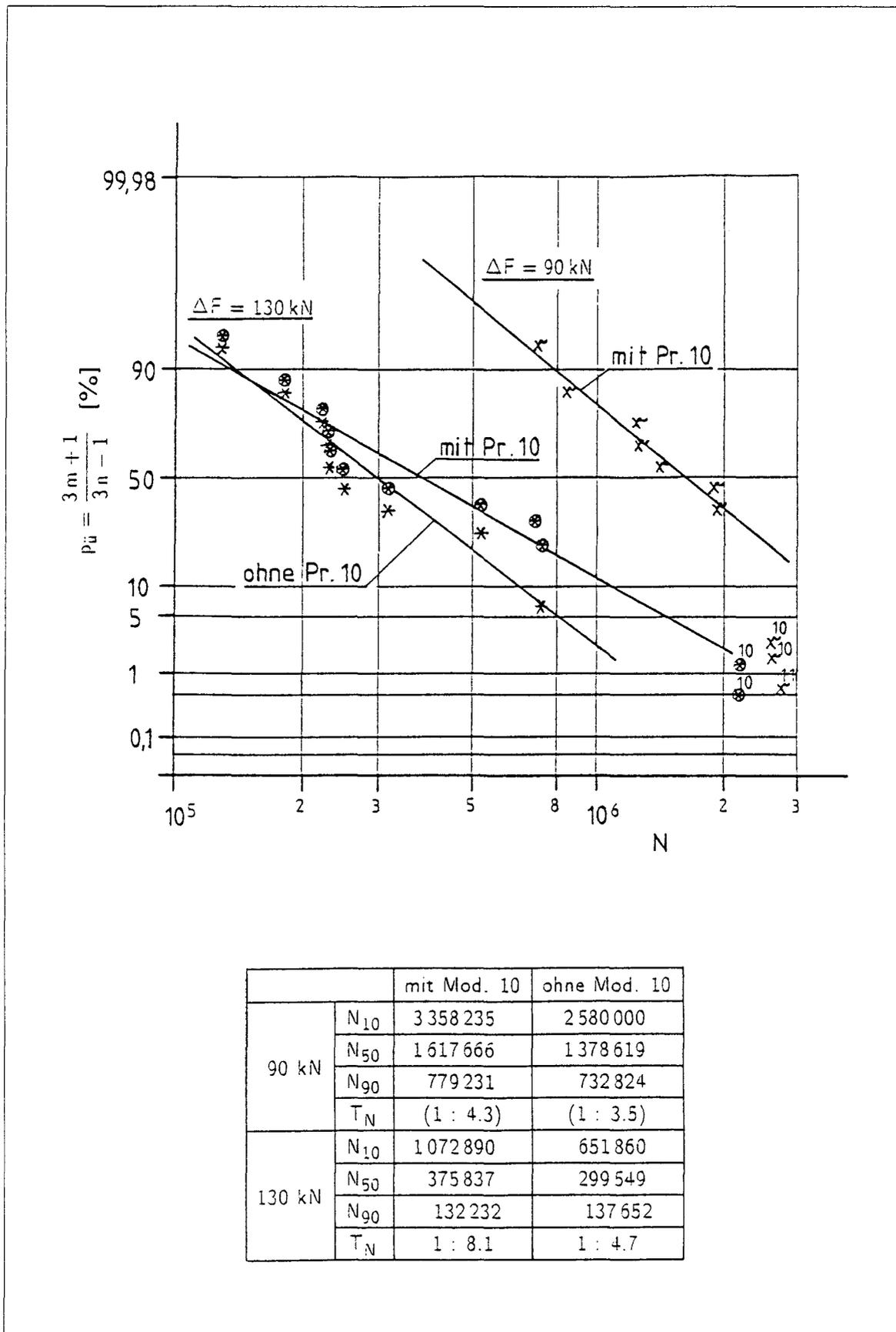


Abbildung 9: Statistische Auswertung der Versuchsergebnisse

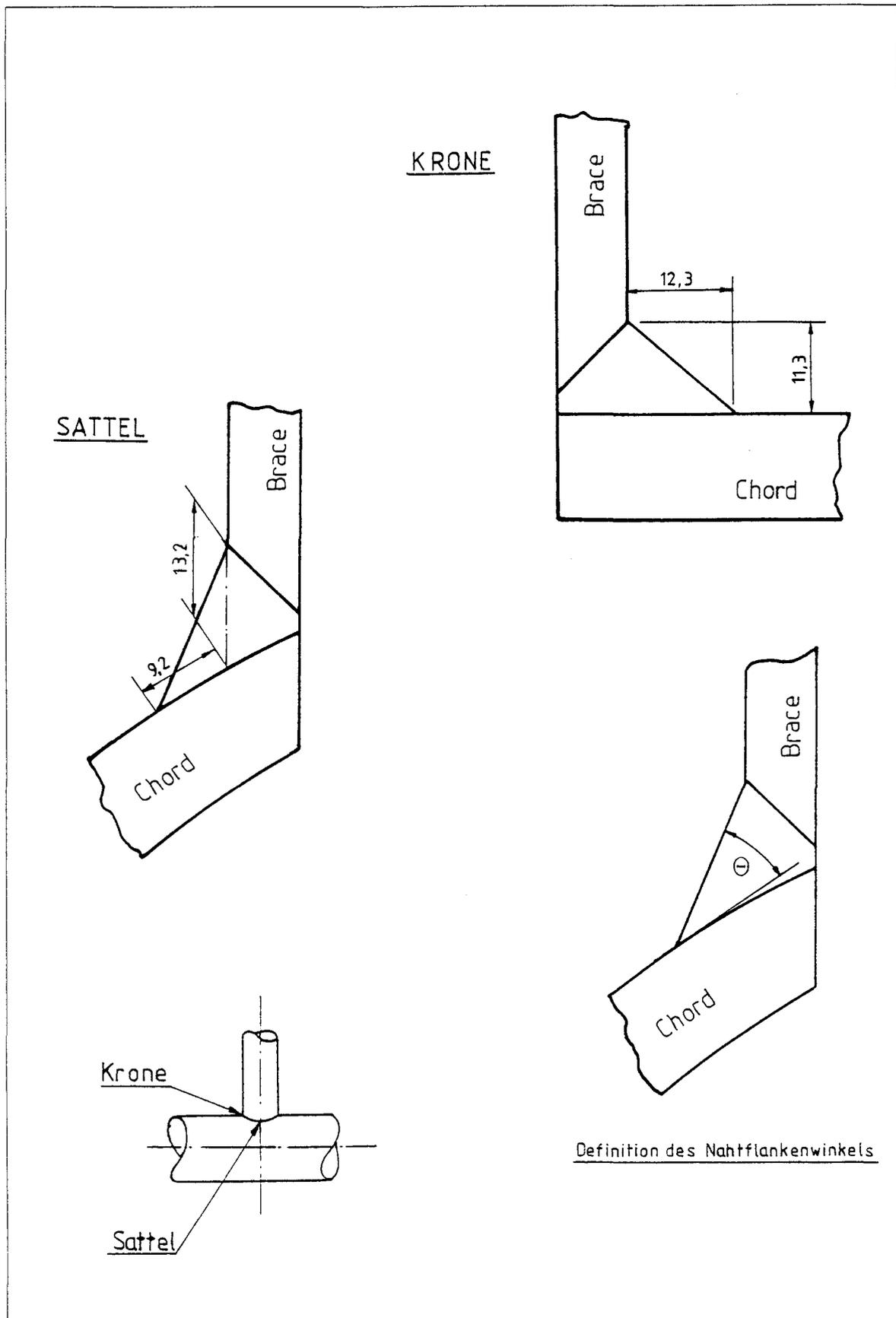


Abbildung 11: Aufgemessene Schweißnahtkonturen der Bauteilm Modelle

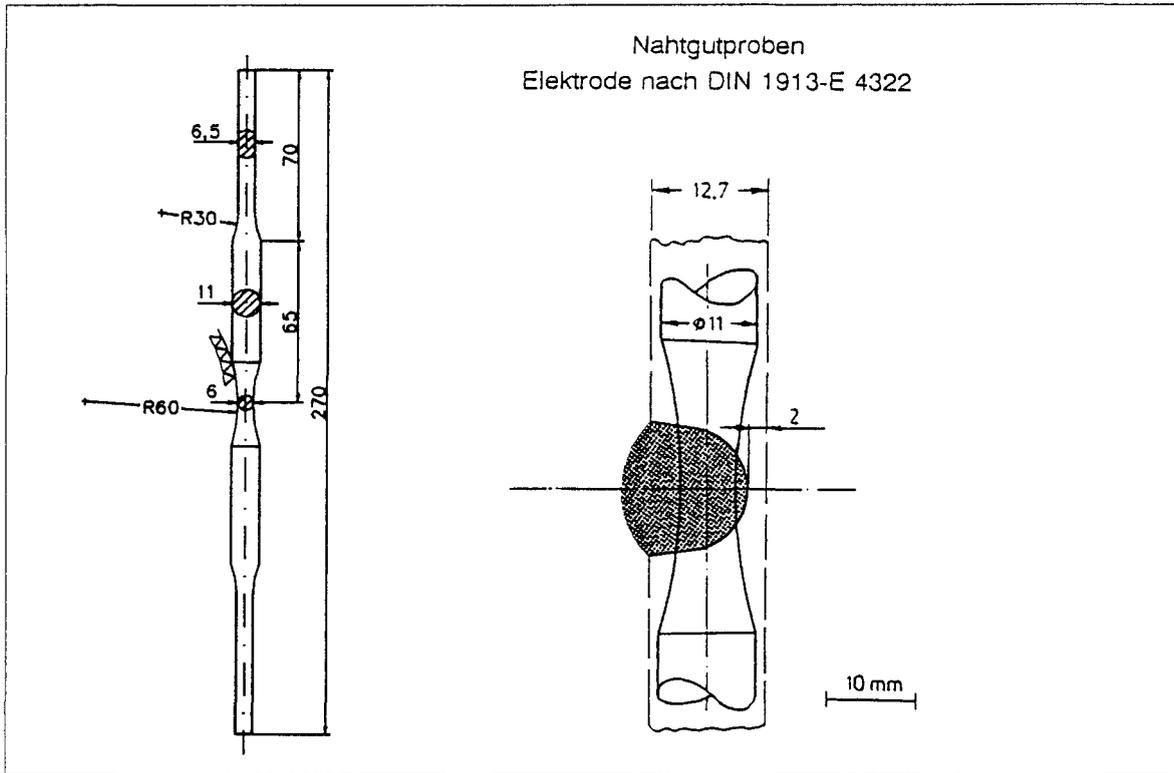


Abbildung 12: Kleinproben

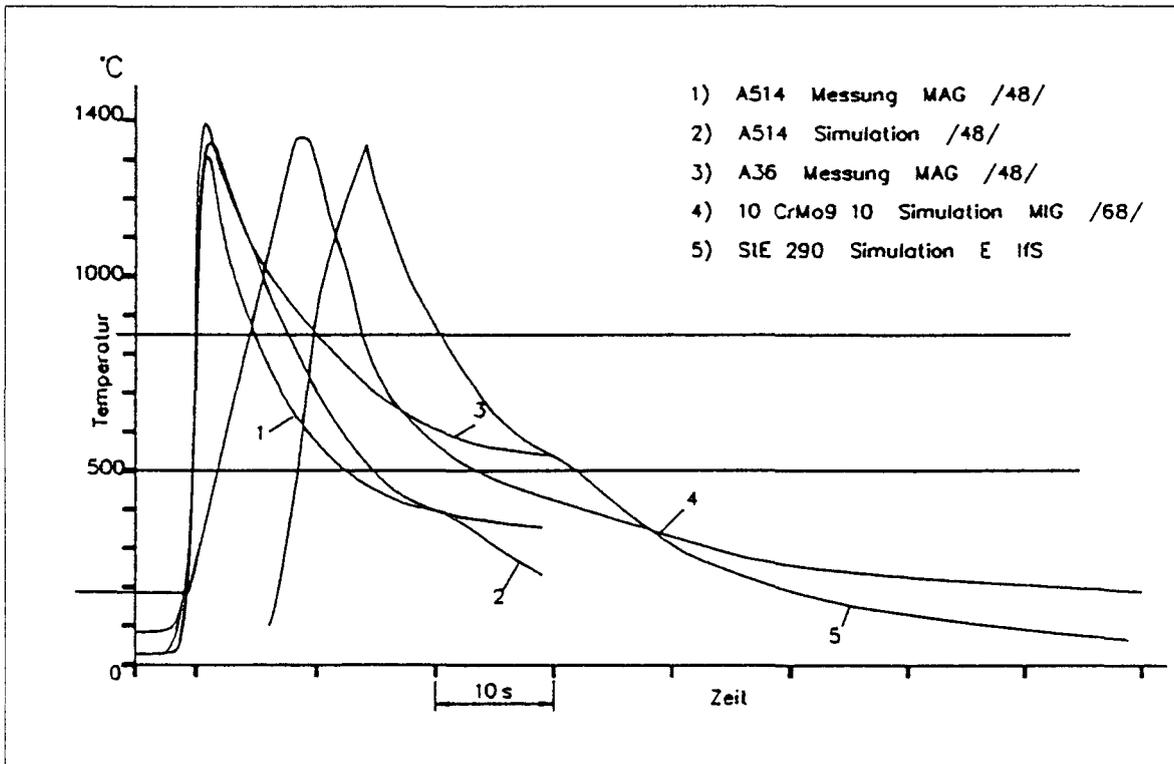


Abbildung 13: Schweißtemperaturzyklen

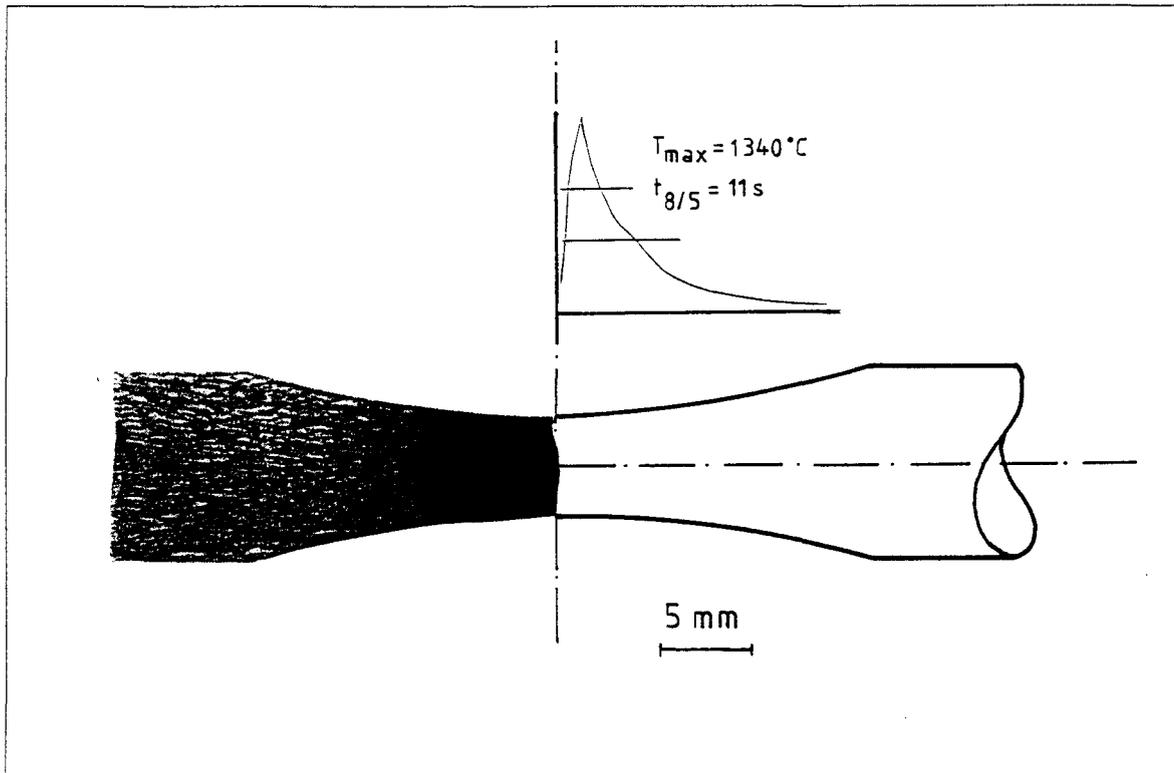


Abbildung 14: Schliffbild einer schweißsimulierten Kleinprobe

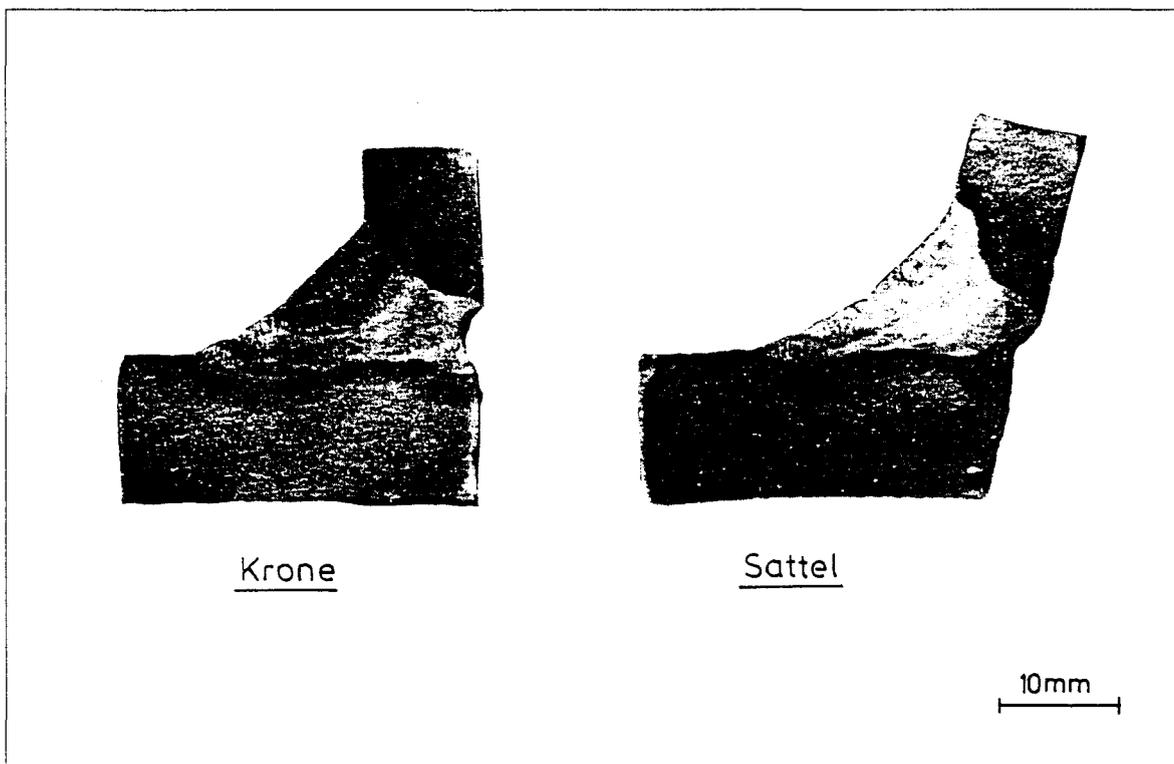


Abbildung 15: Schliffbilder der Schweißnaht

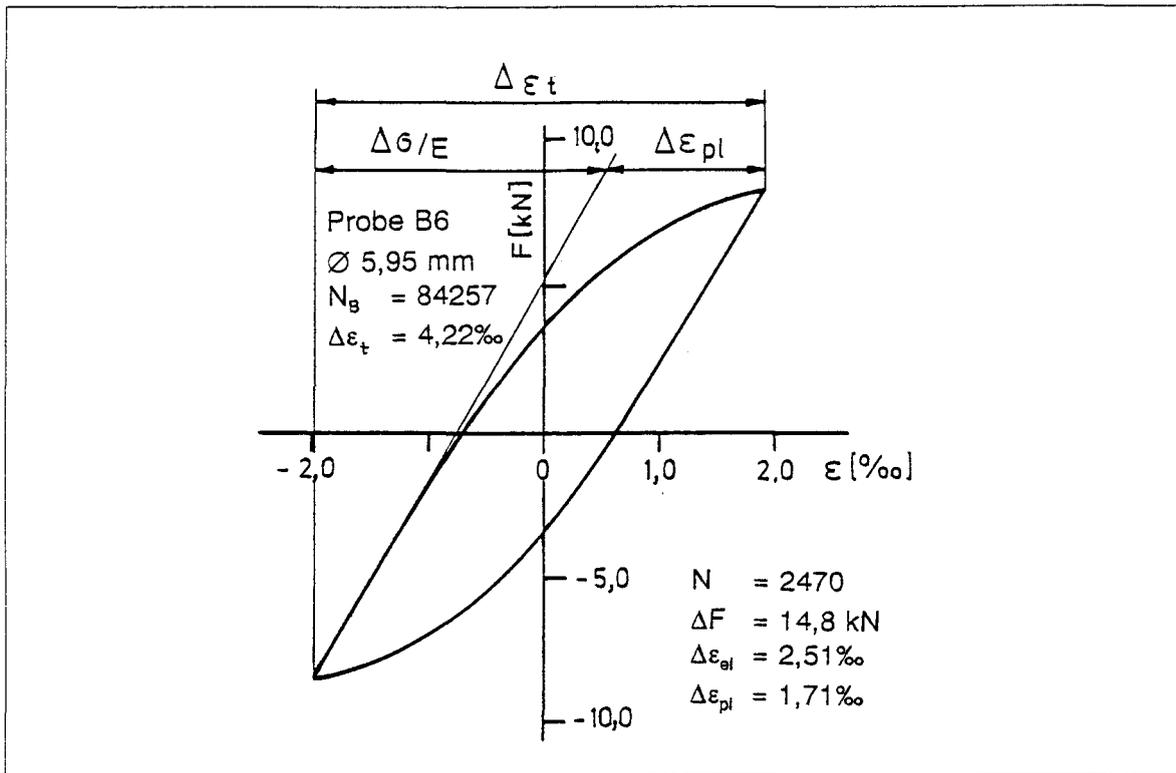


Abbildung 16: Stabilisierte Hysterese einer Grundwerkstoffprobe

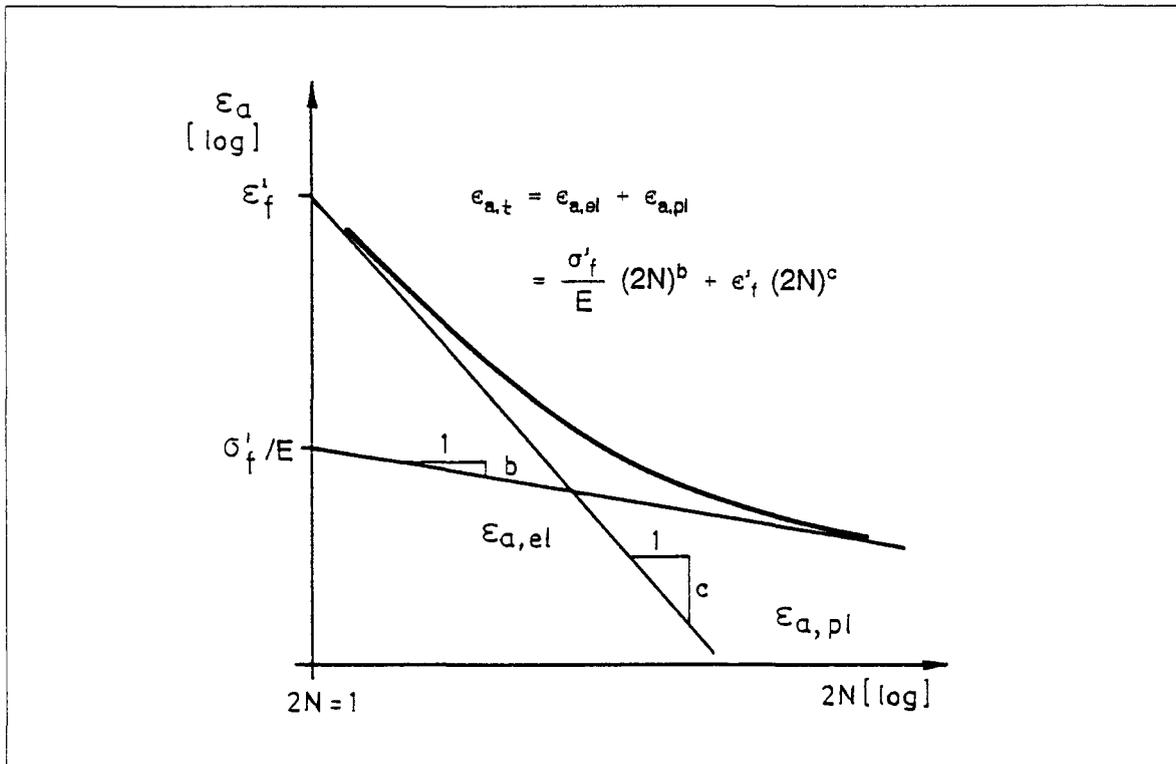


Abbildung 17: Dehnungswöhlerlinien nach [74]

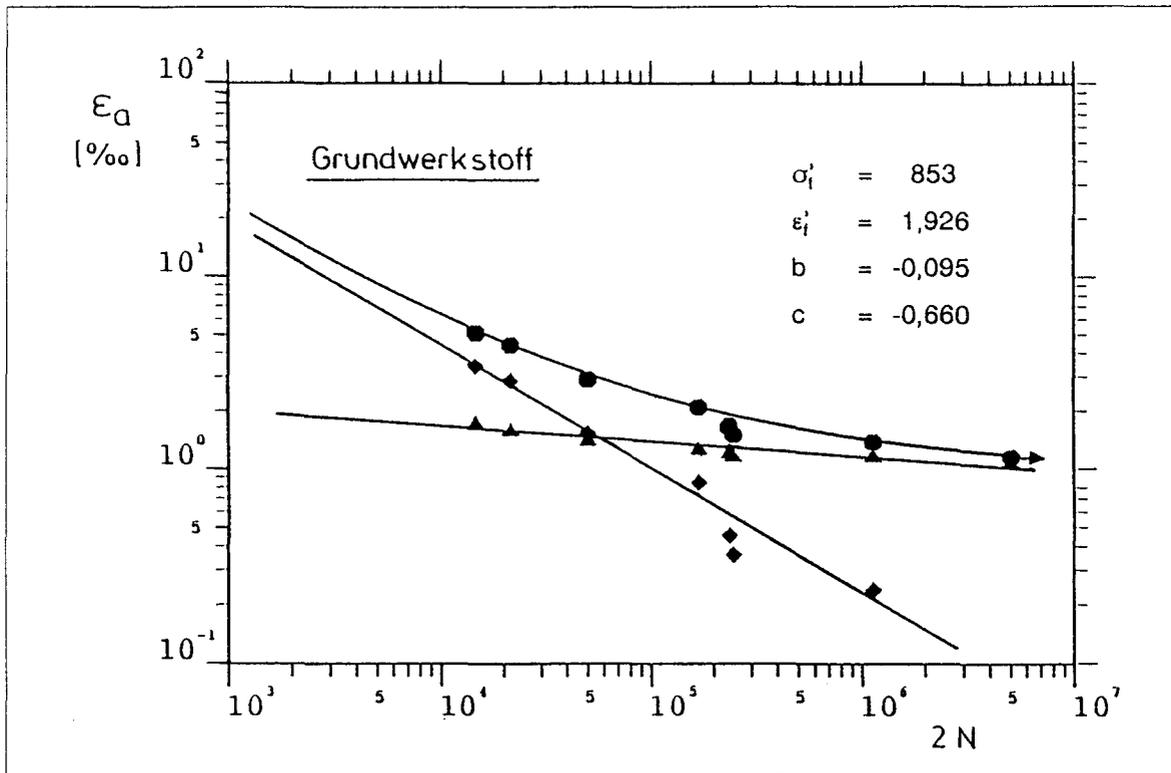


Abbildung 18: Dehnungswöhlerlinien von StE 290-GW

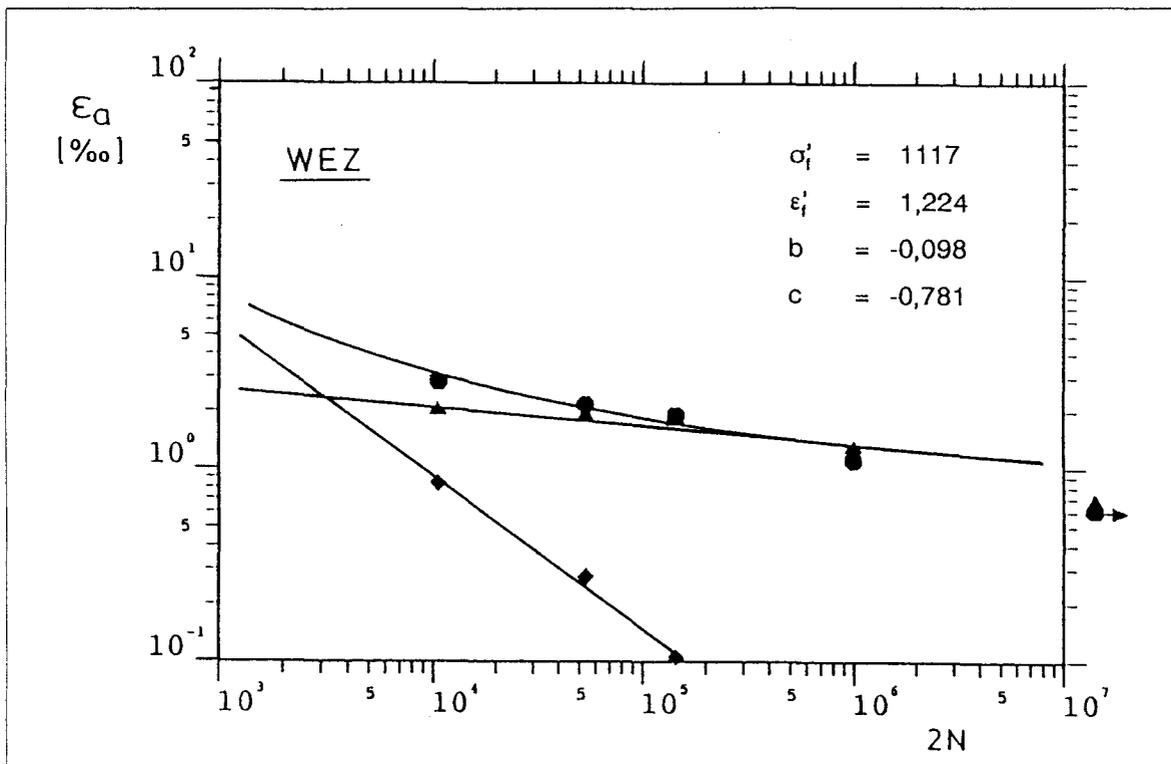


Abbildung 19: Dehnungswöhlerlinien von StE 290-WEZ

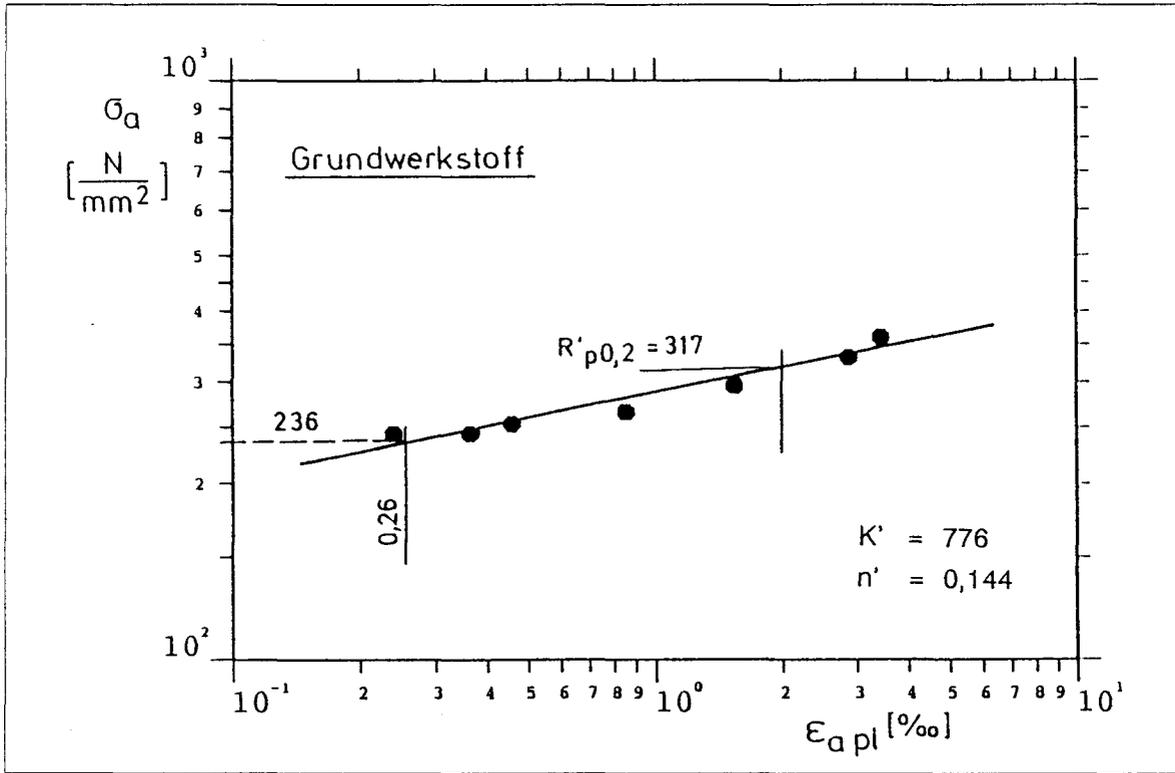


Abbildung 20: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-GW

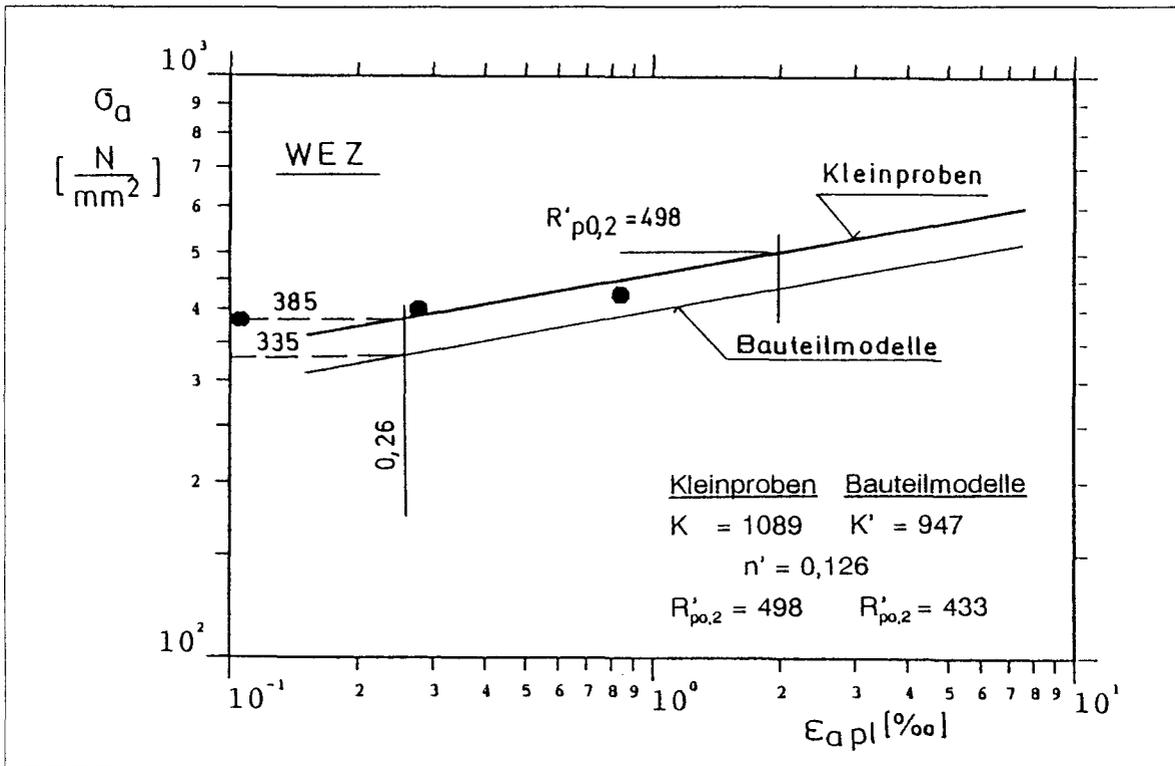


Abbildung 21: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-WEZ

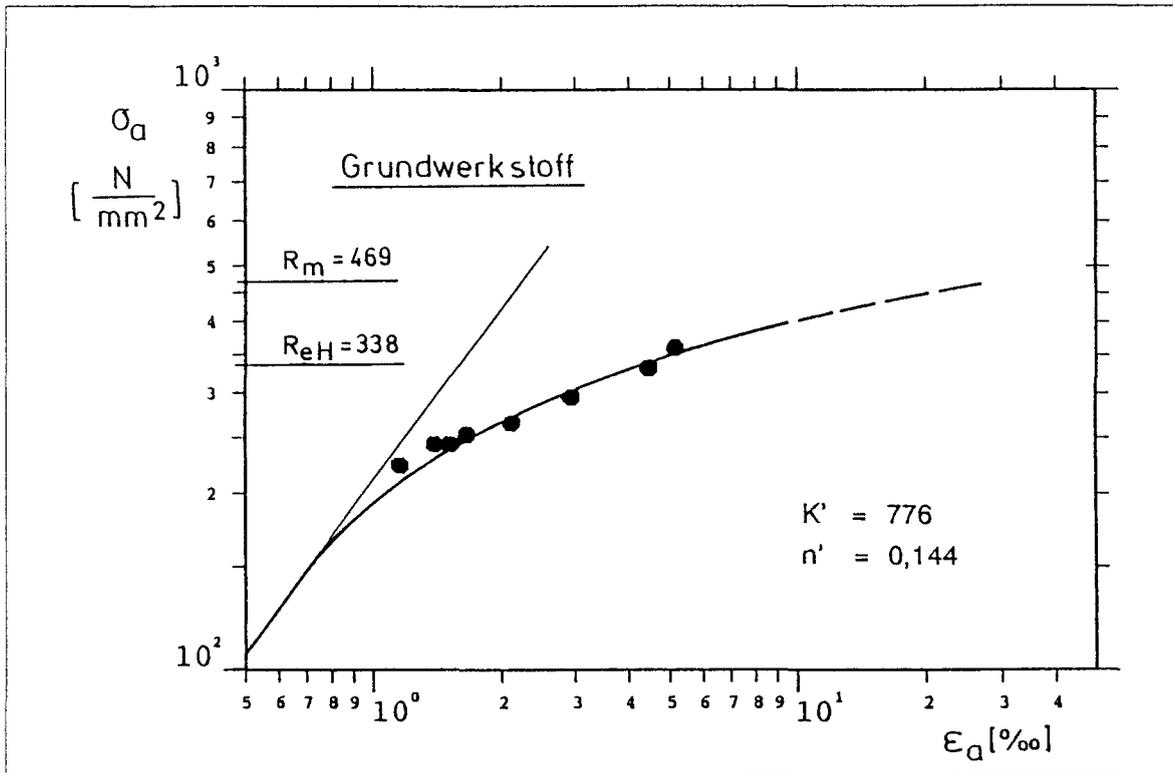


Abbildung 22: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-GW

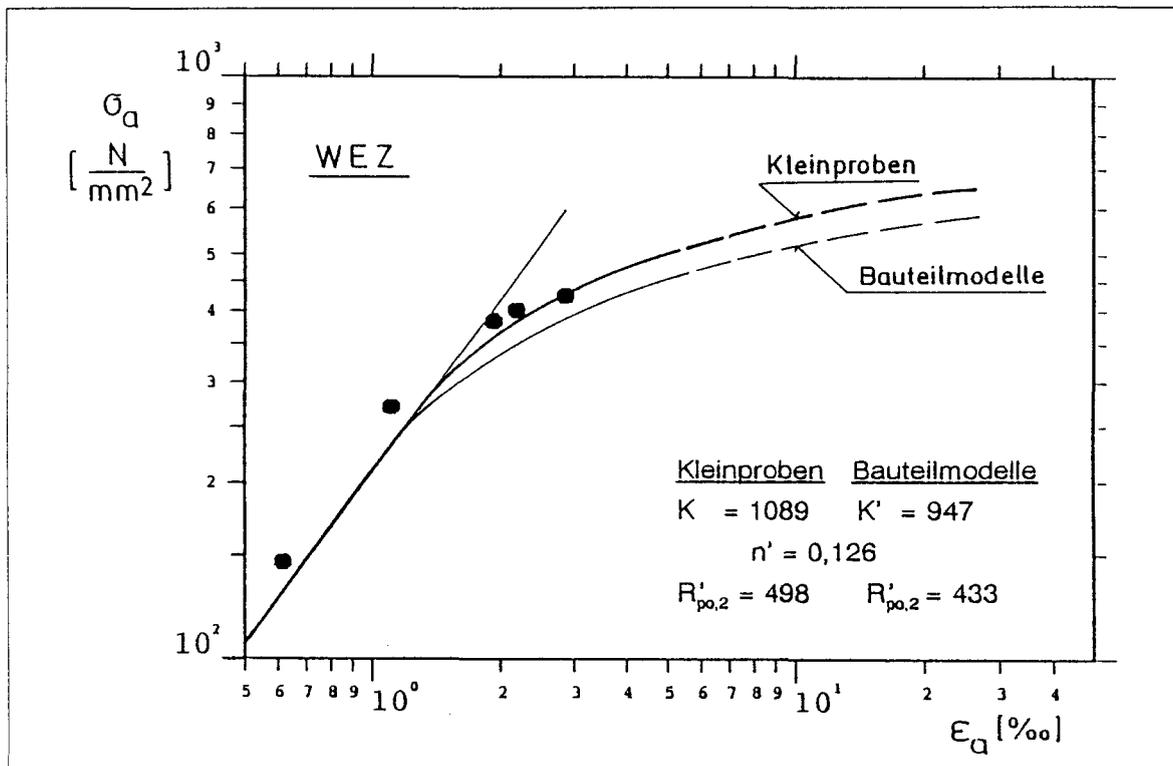


Abbildung 23: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-WEZ

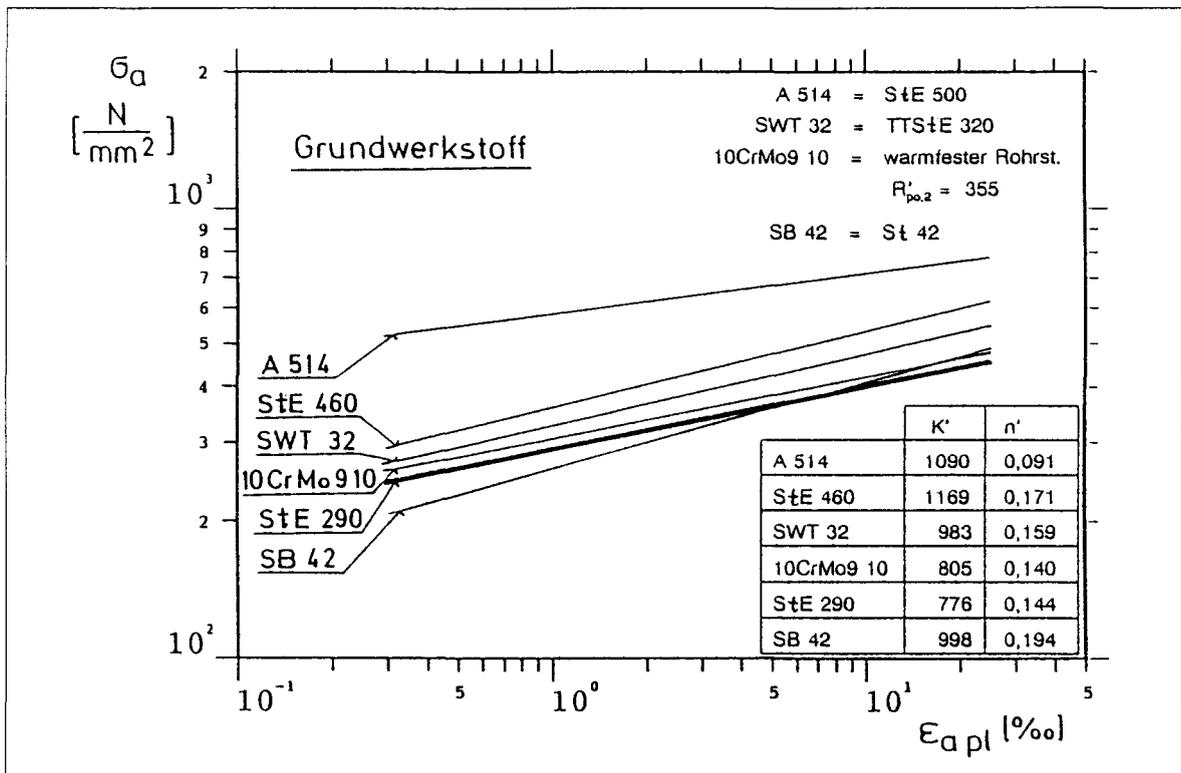


Abbildung 24: Zur Beurteilung der eigenen Experimente

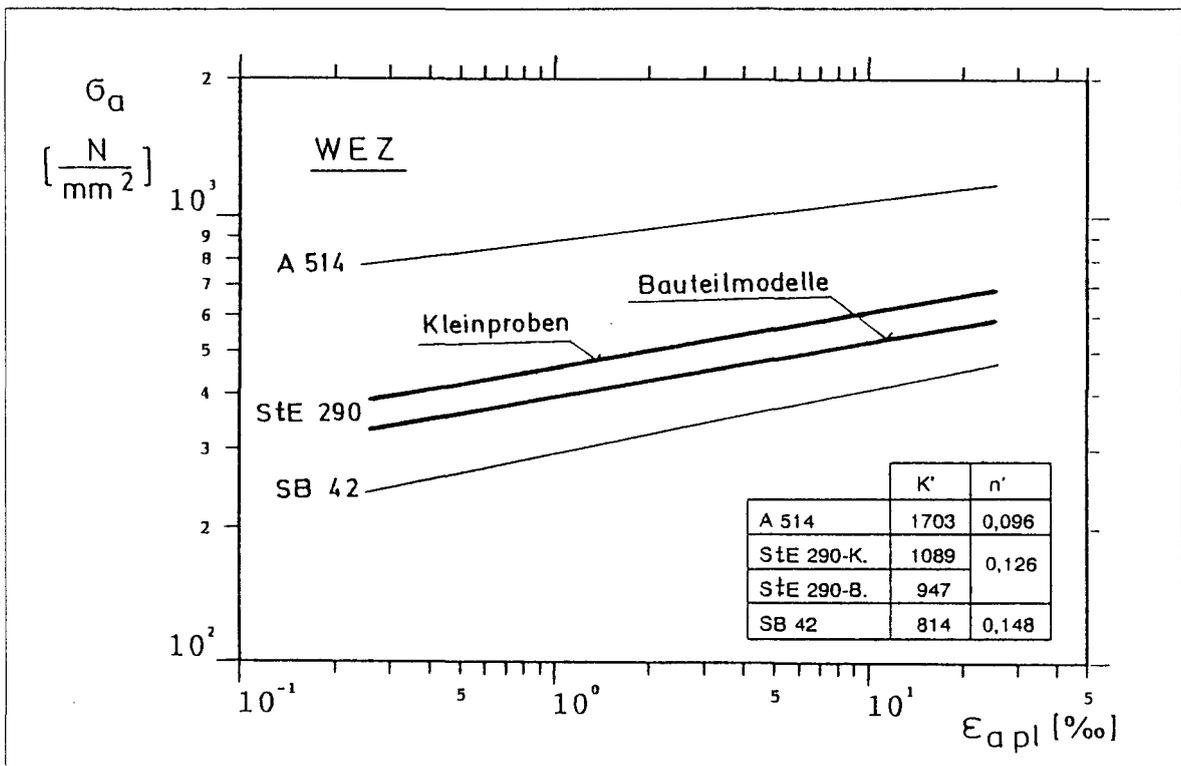


Abbildung 25: Zur Beurteilung der eigenen Experimente

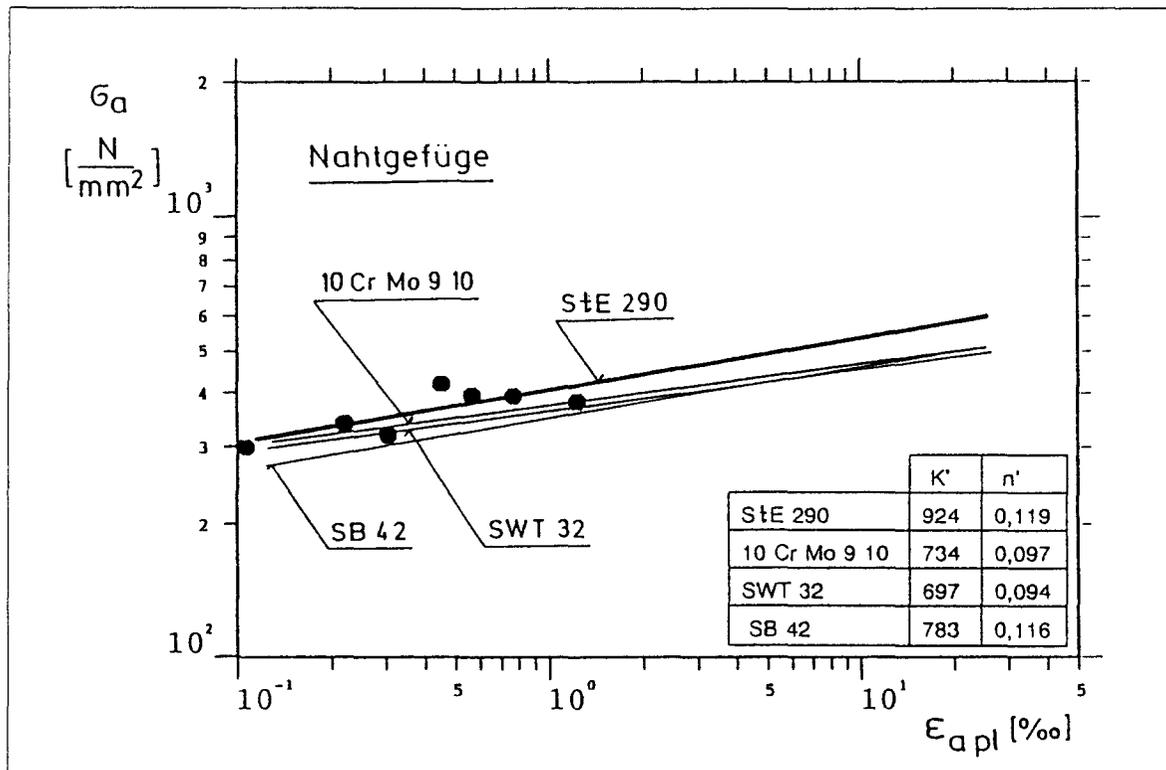


Abbildung 26: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-NG

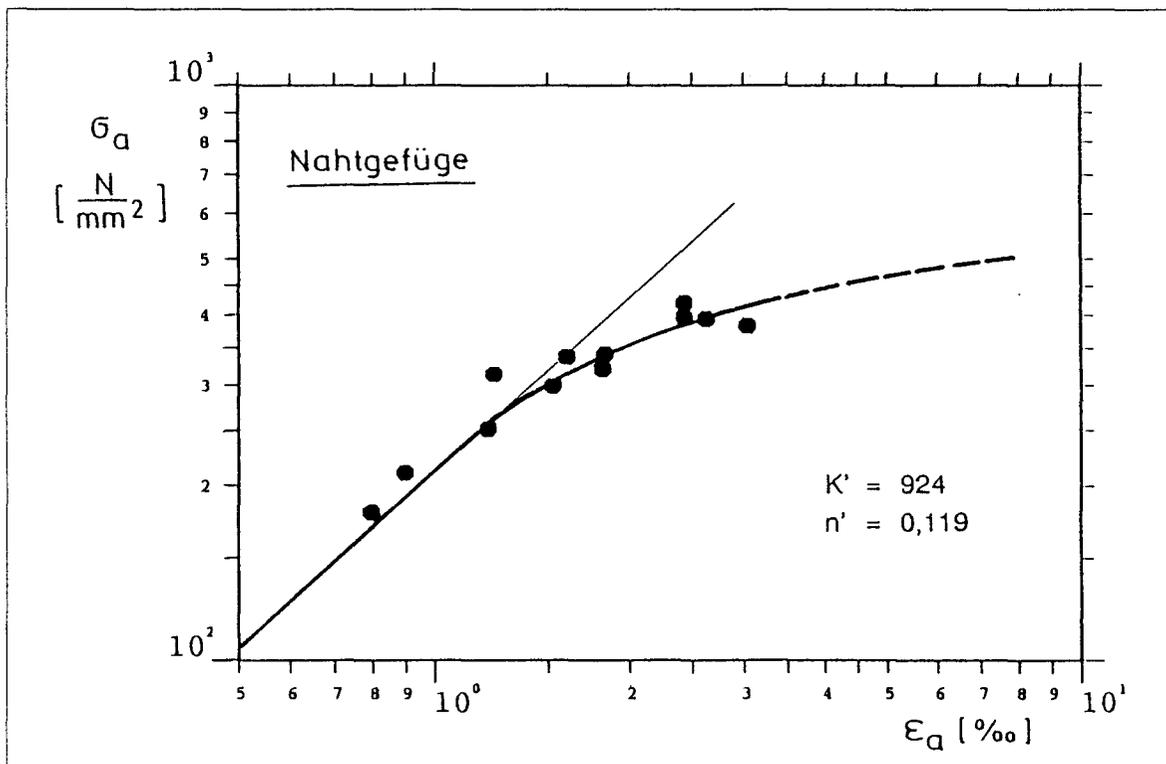


Abbildung 27: Zyklisches Spannungs- Dehnungsverhalten von StE 290-NG

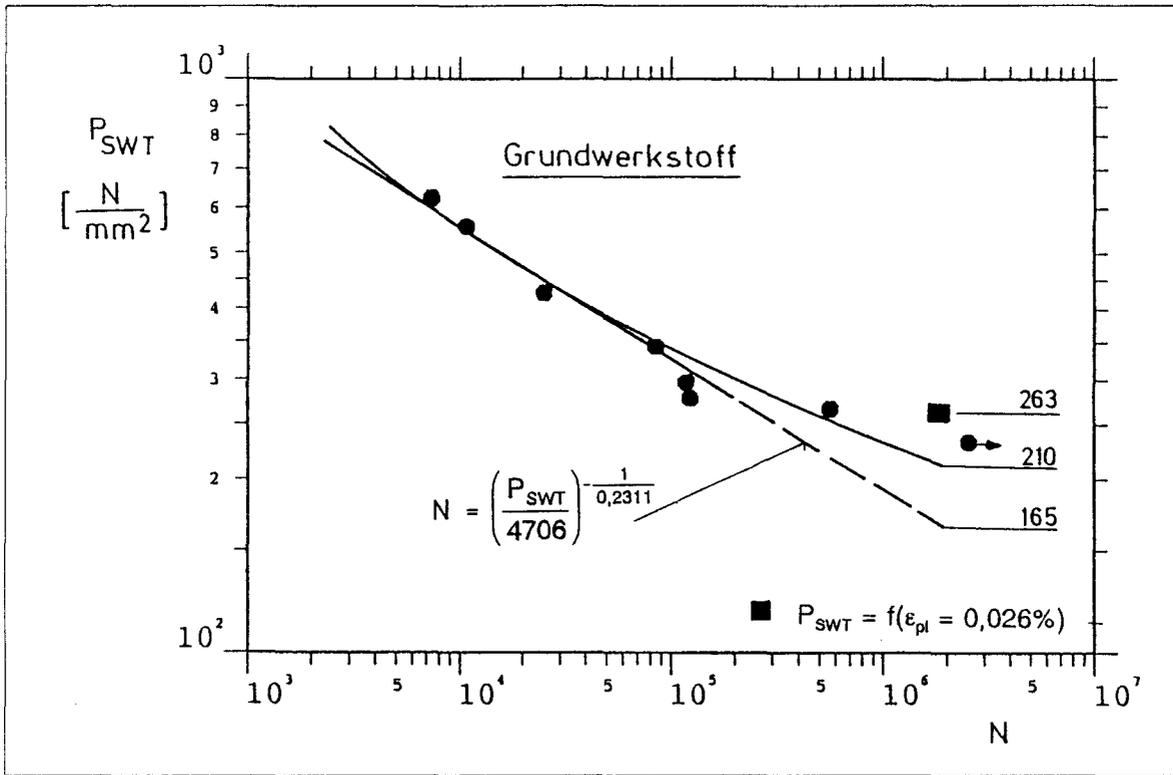


Abbildung 28: P_{SWT} -Wöhlerlinien des StE 290-GW

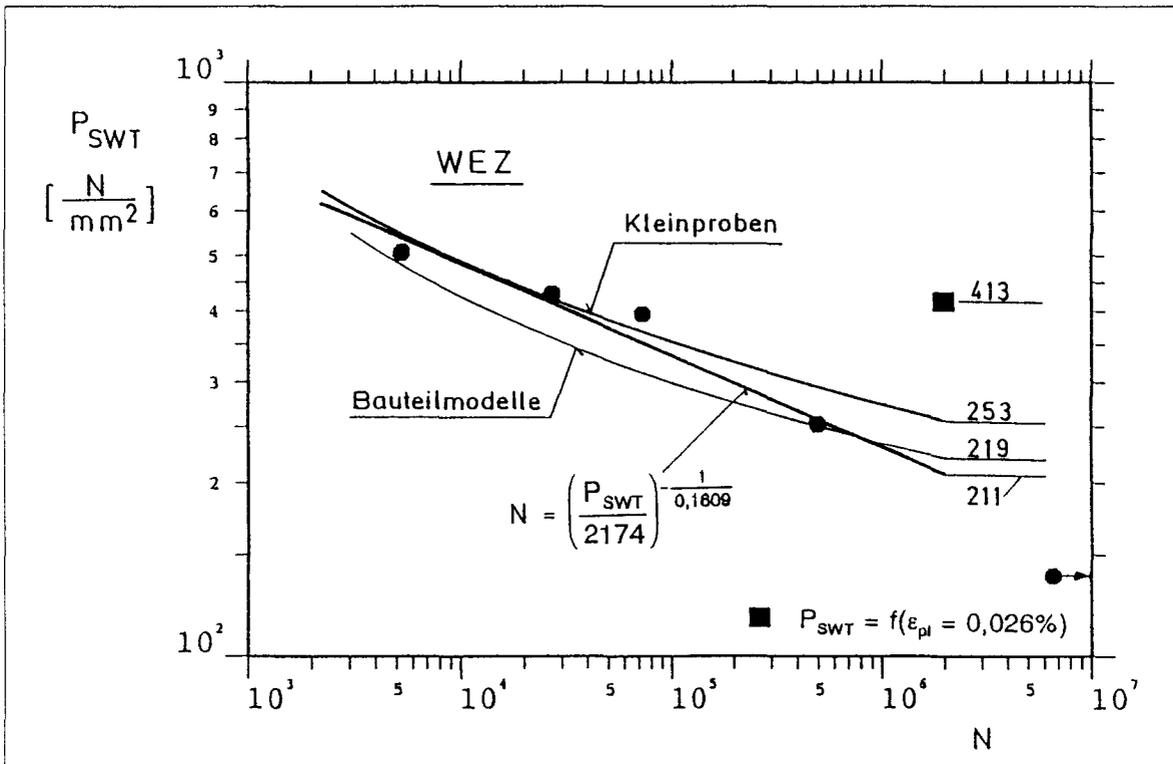
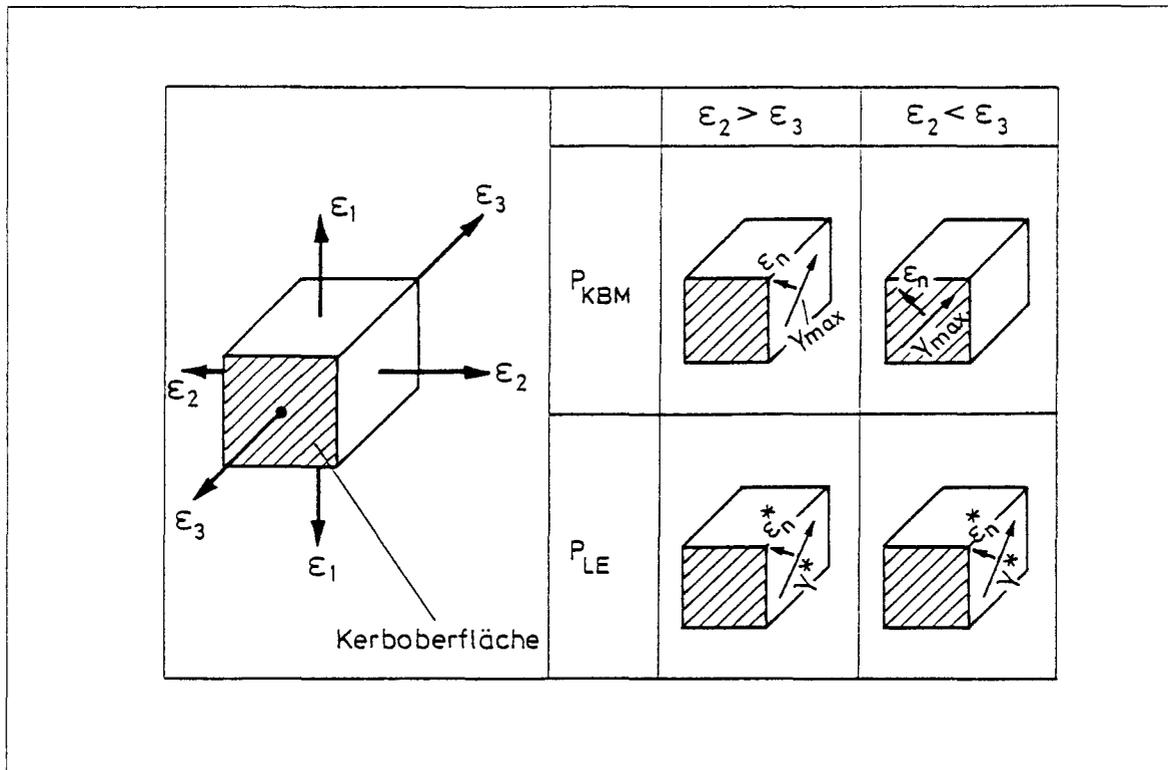
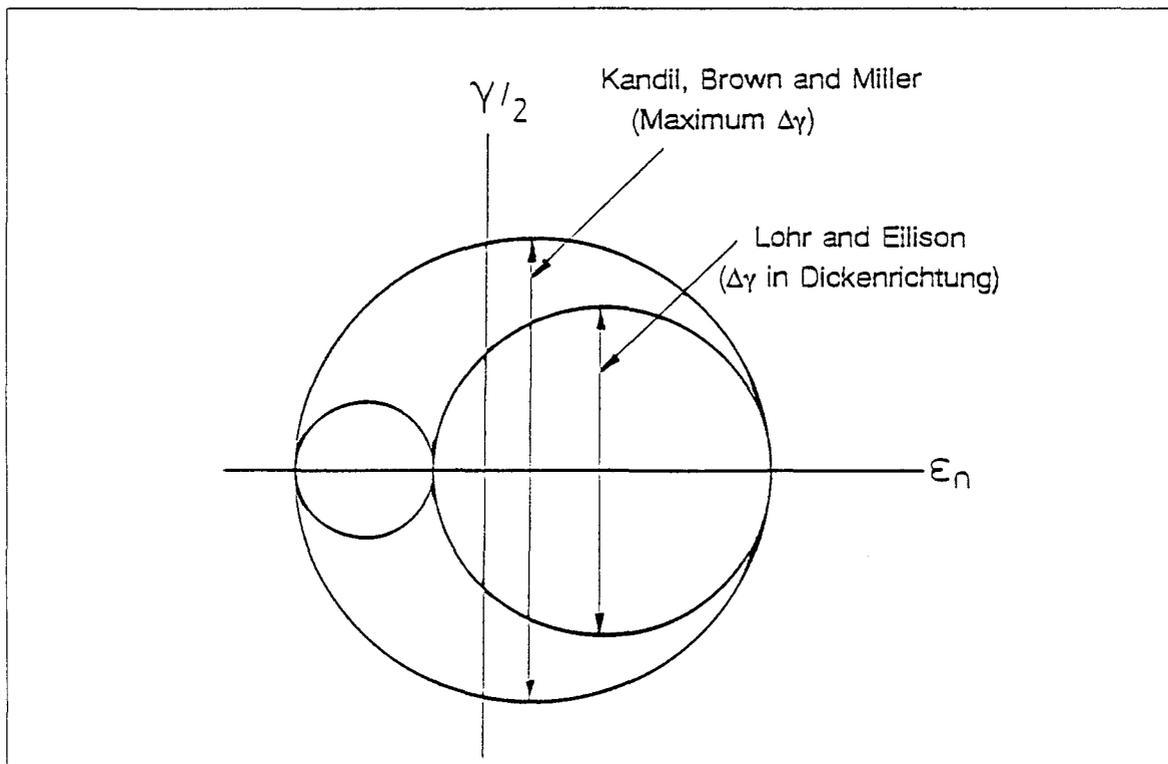
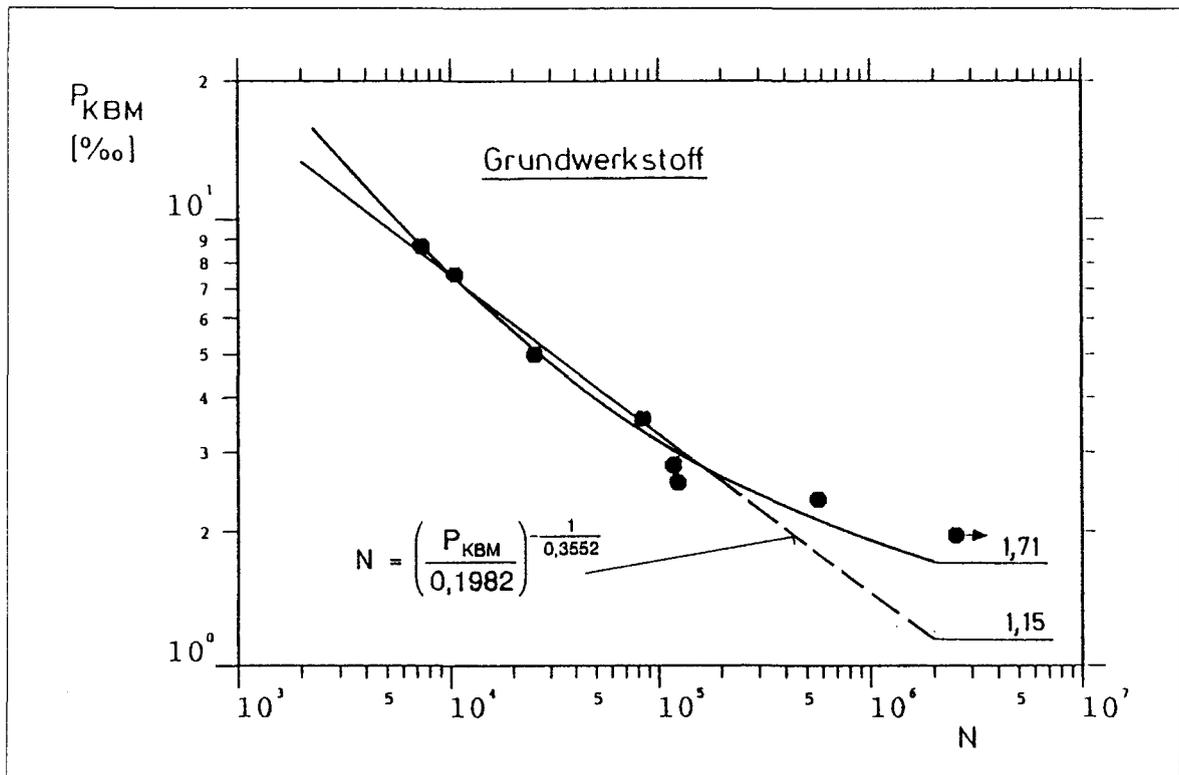
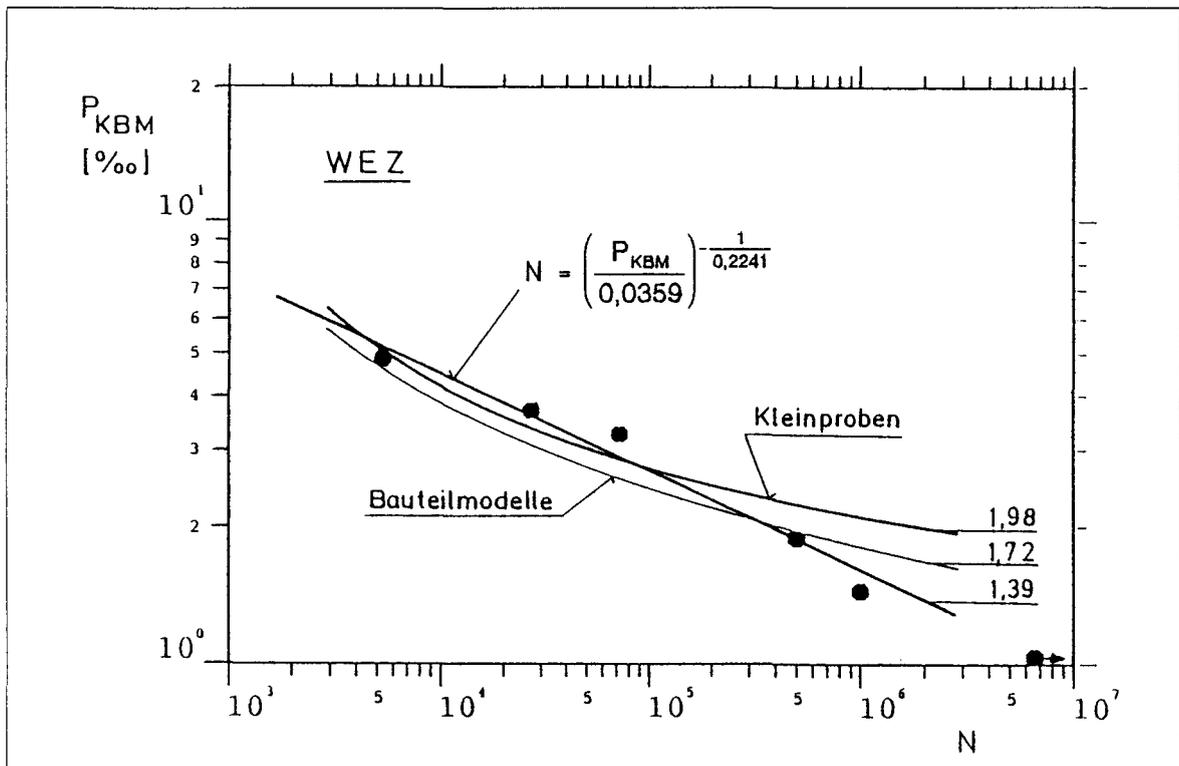


Abbildung 29: P_{SWT} -Wöhlerlinien des StE 290-WEZ

Abbildung 30: Schädigungsparameter P_{KBM} und P_{LE} Abbildung 31: Darstellung von P_{KBM} und P_{LE} im Mohr'schen Kreis

Abbildung 32: P_{KBM} -Wöhlerlinien des StE 290-GWAbbildung 33: P_{KBM} -Wöhlerlinien des StE 290-WEZ

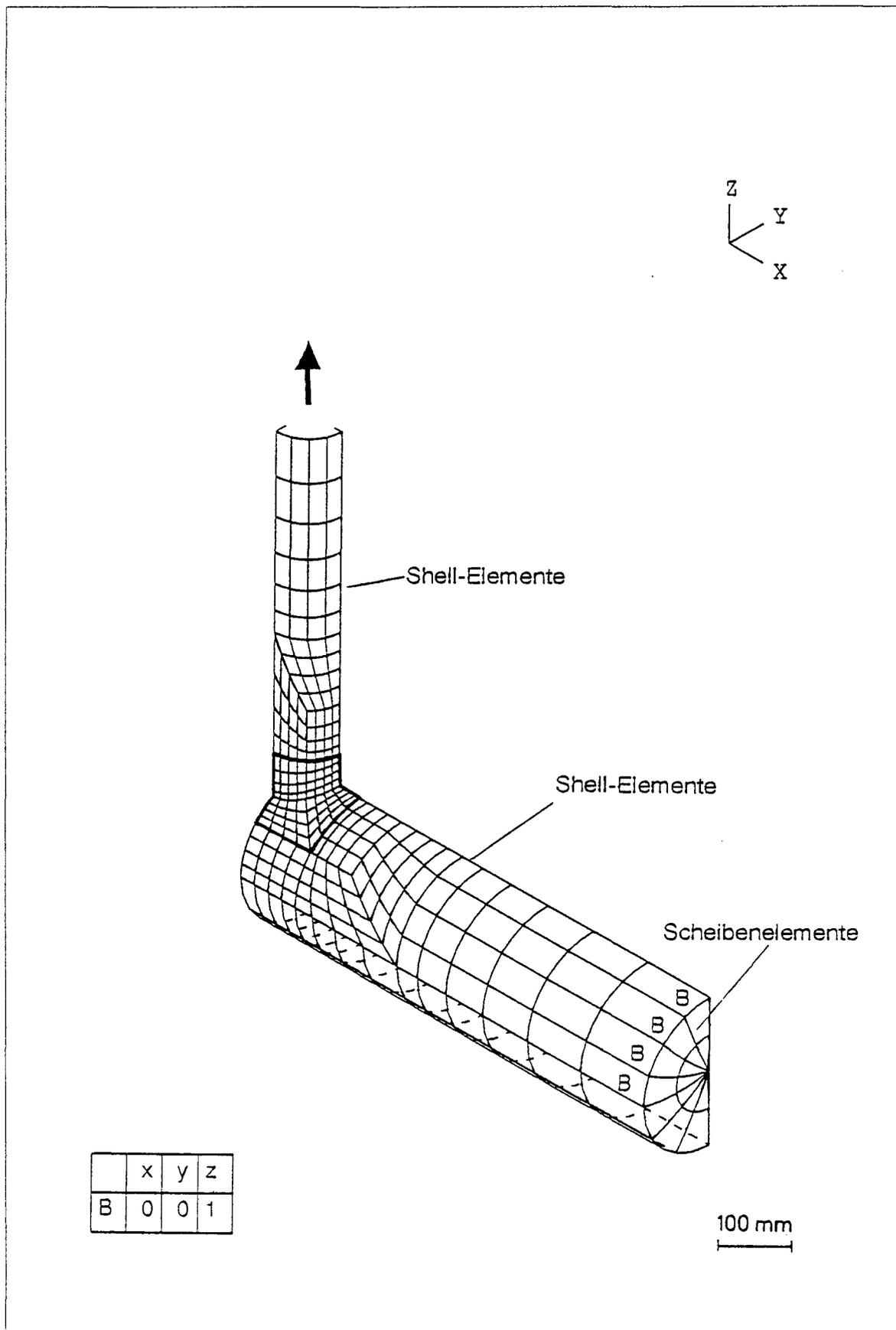


Abbildung 34: Basismodell *V0* der FE-Berechnungen

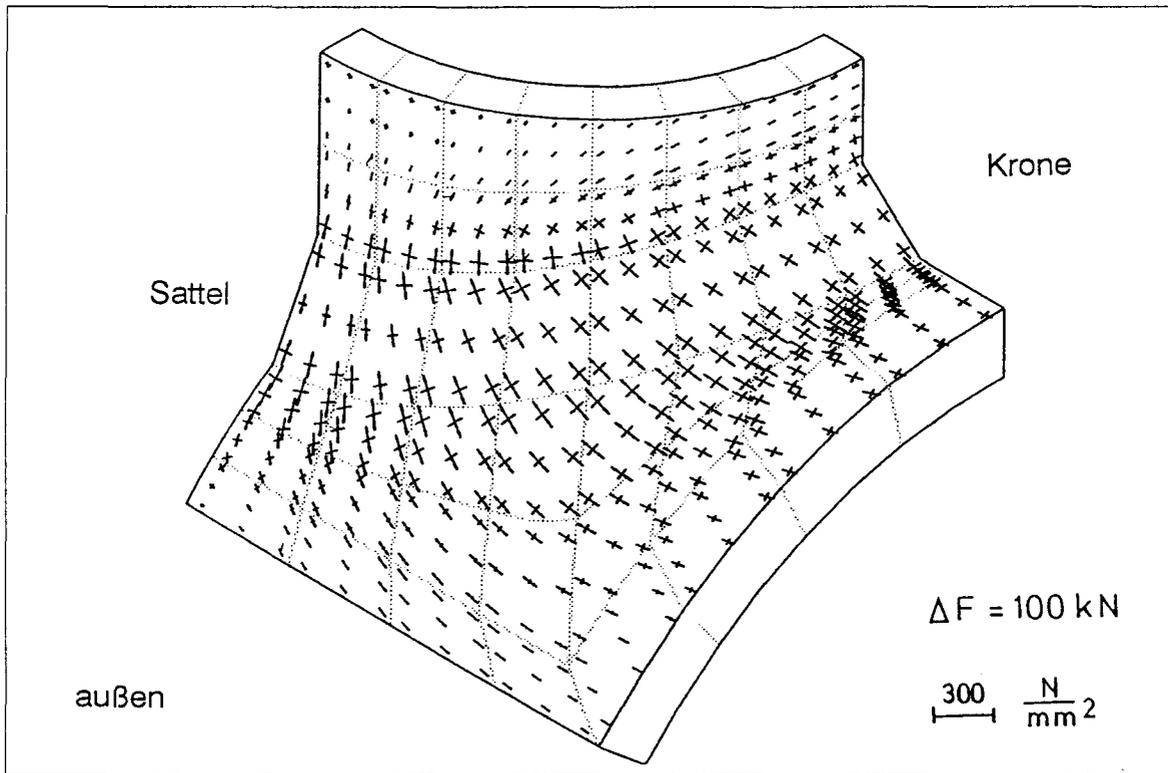


Abbildung 35: Am FE-Modell V2 berechnete Hauptspannungsverteilung

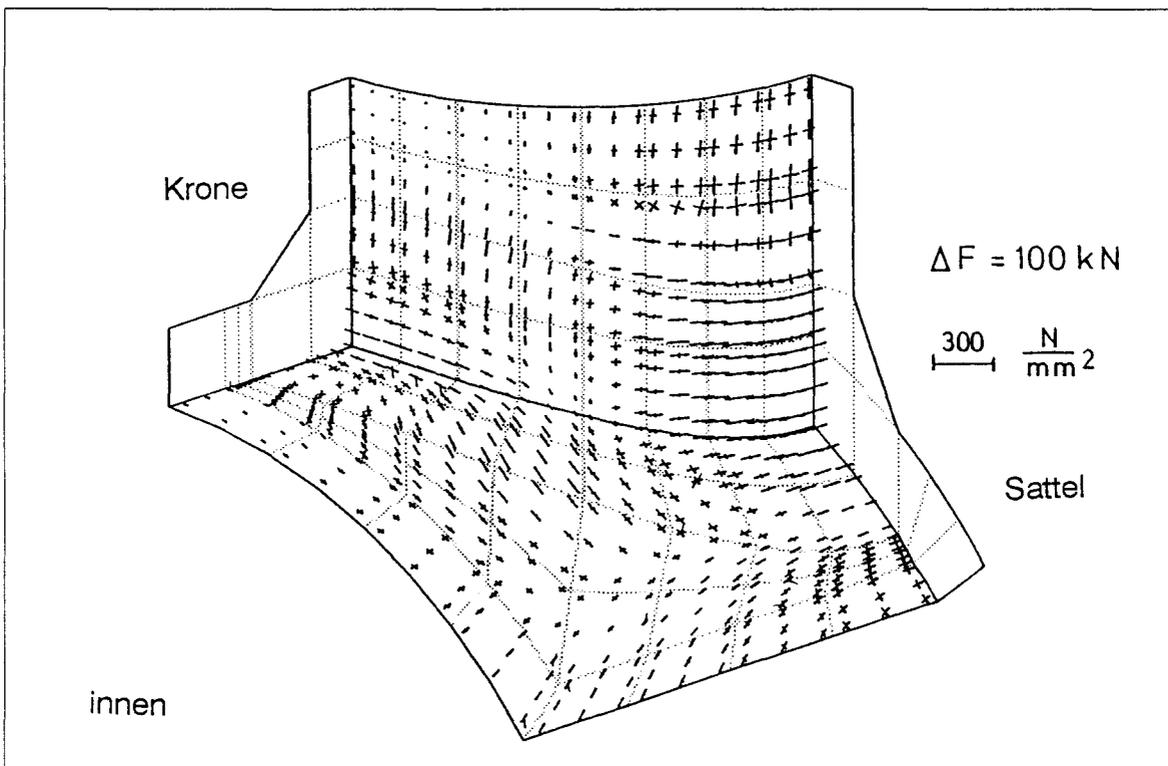


Abbildung 36: Am FE-Modell V2 berechnete Hauptspannungsverteilung

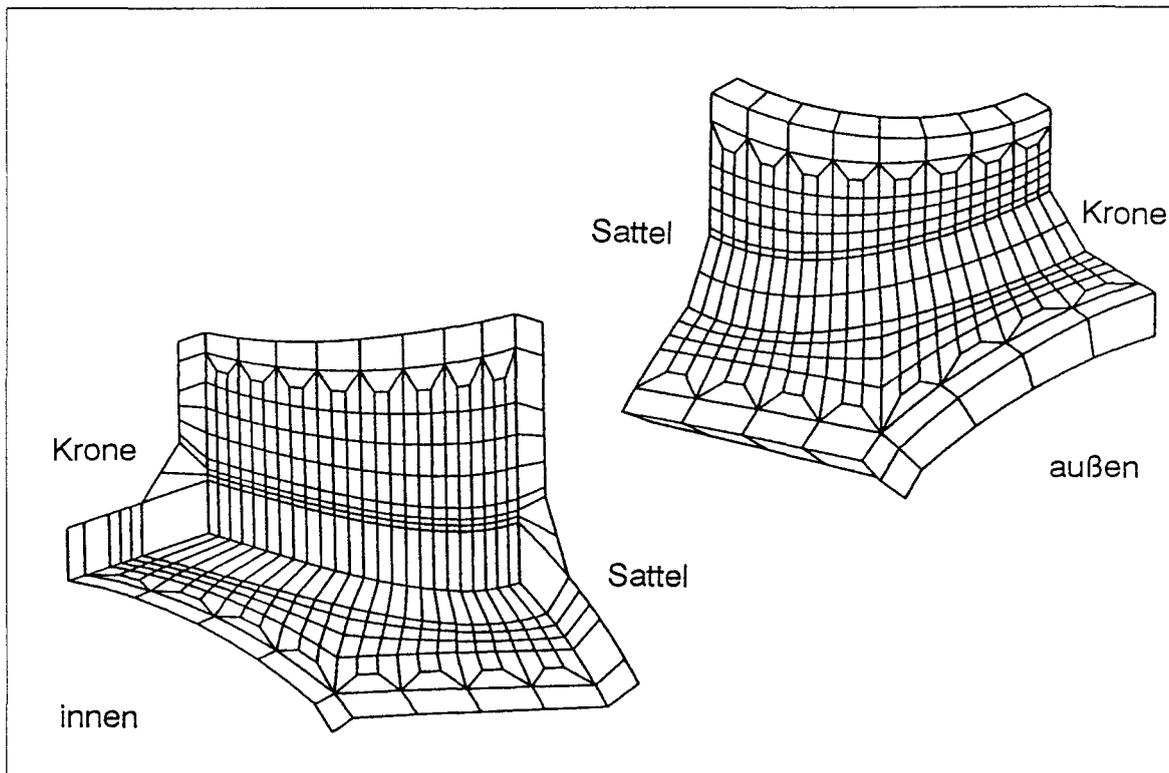


Abbildung 37: FE-Modell V_4 für elastische Berechnungen

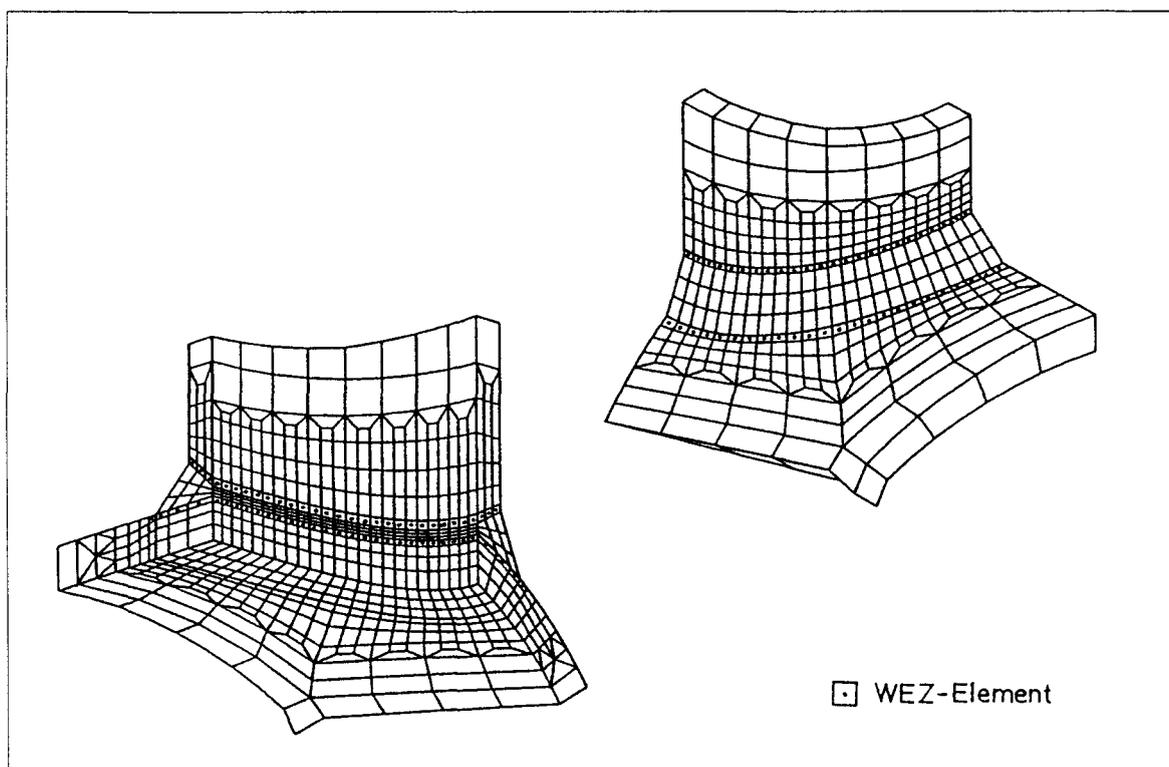


Abbildung 38: FE-Modell V_8 für elastoplastische Berechnungen

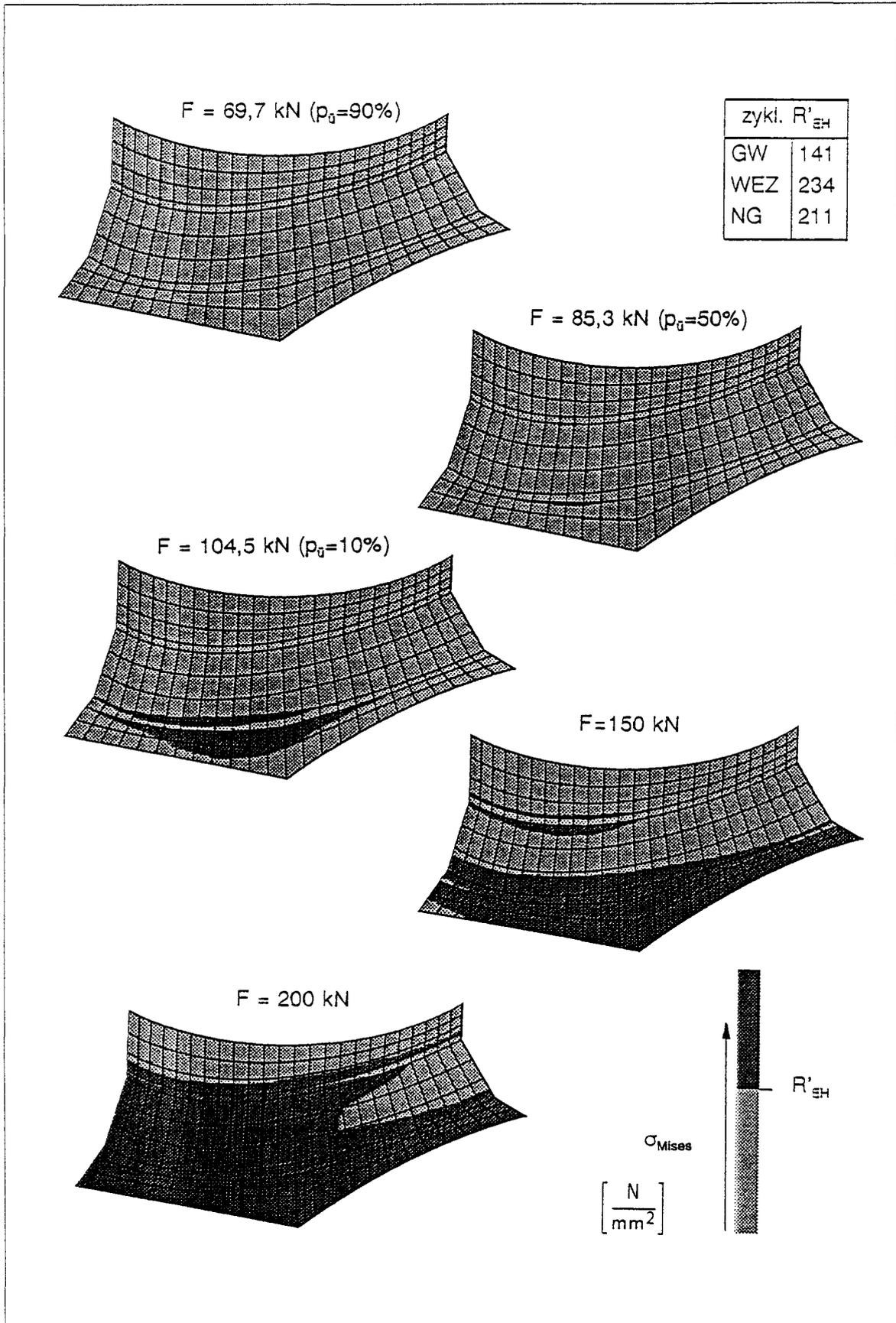


Abbildung 39: Entwicklung der Fließgrenzen (V8, v. Mises-Kriterium)

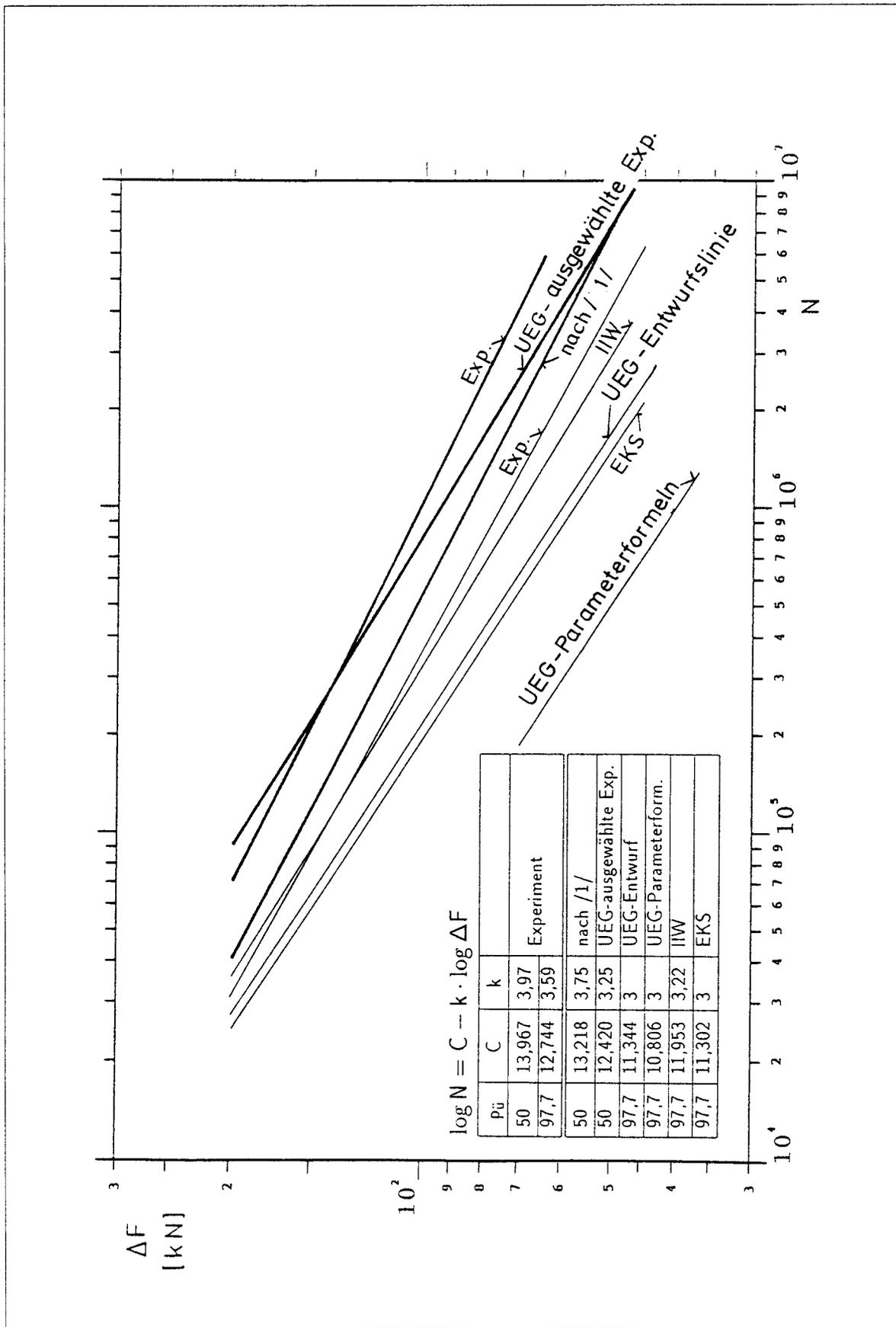


Abbildung 40: Rechnerische Bauteillebensdauern, Strukturspannungskonzepte

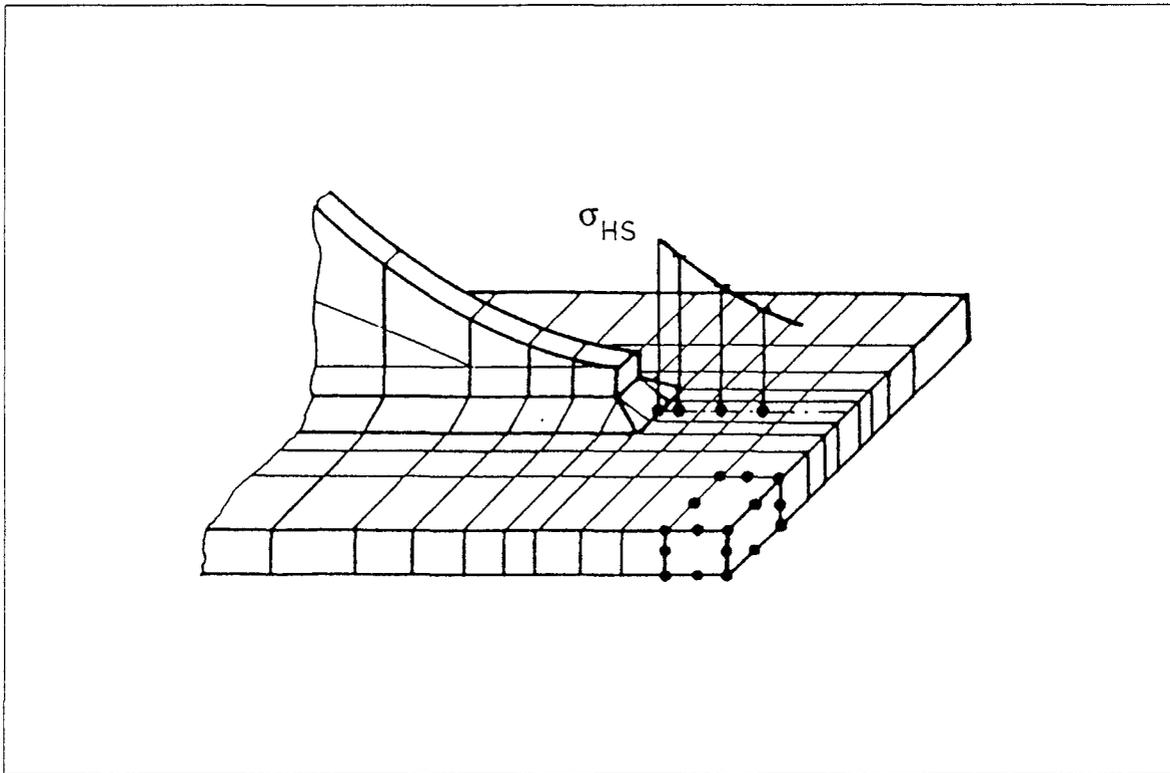


Abbildung 41: Zur Definition der Hot Spot Spannung [47]

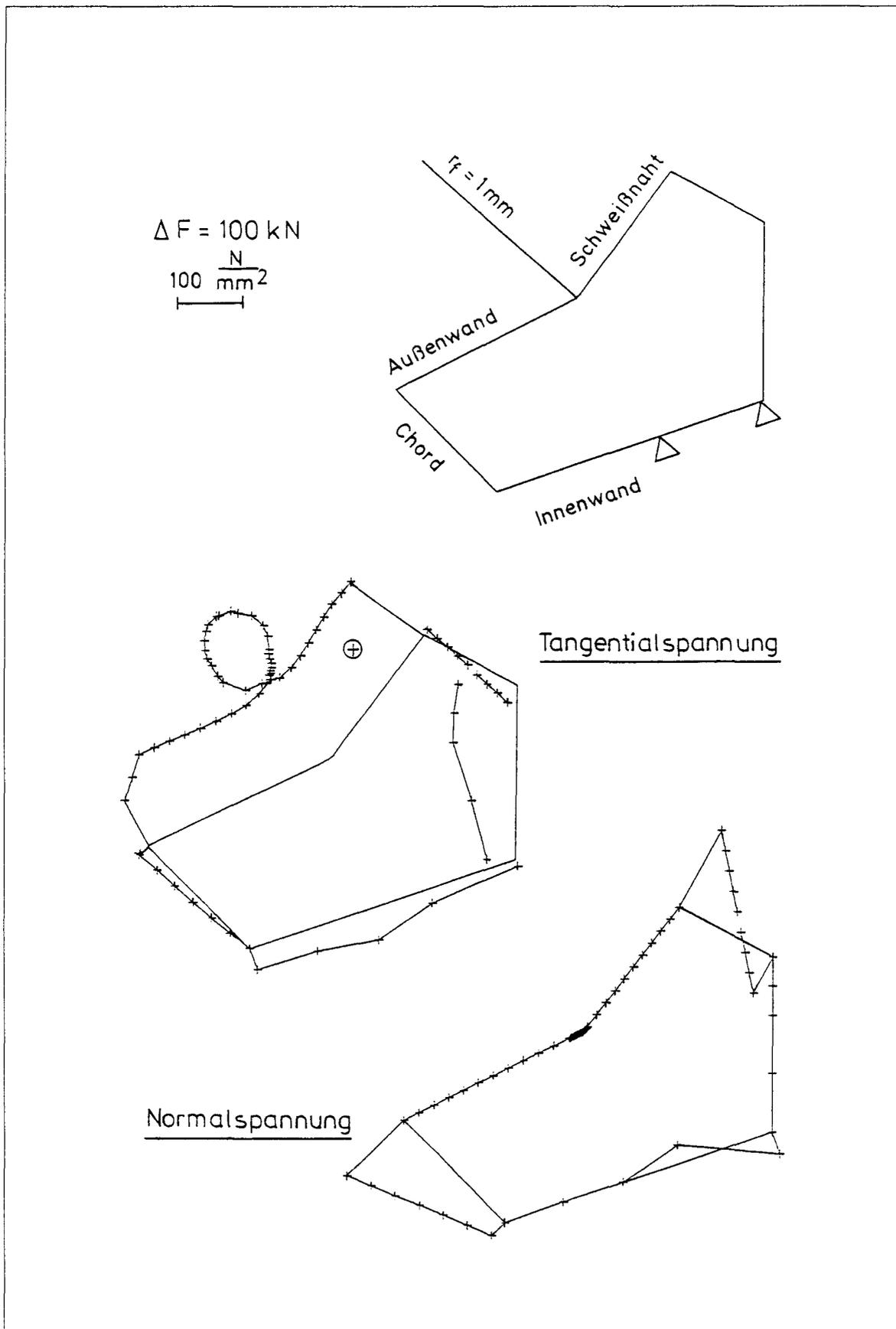


Abbildung 42: BE-Modellierung und elastische Kerbspannungen

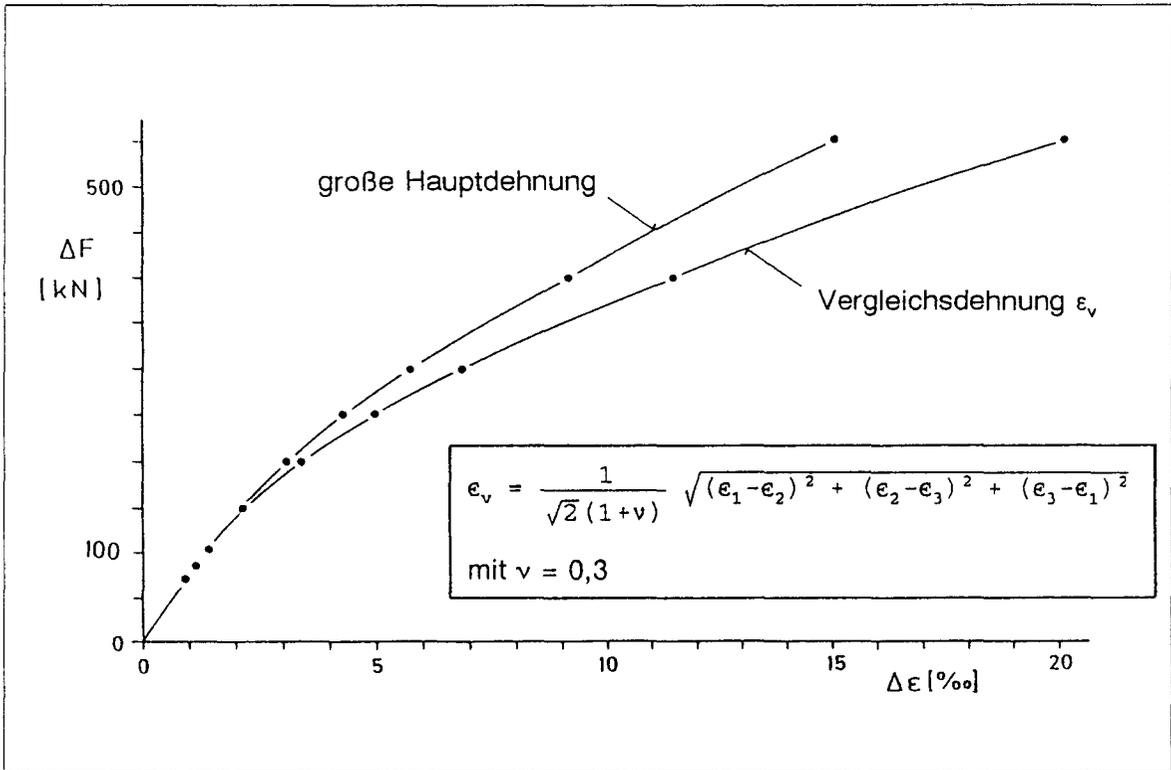


Abbildung 43: Last-Kerbdehnungsbeziehung für die Rohrverzweigung

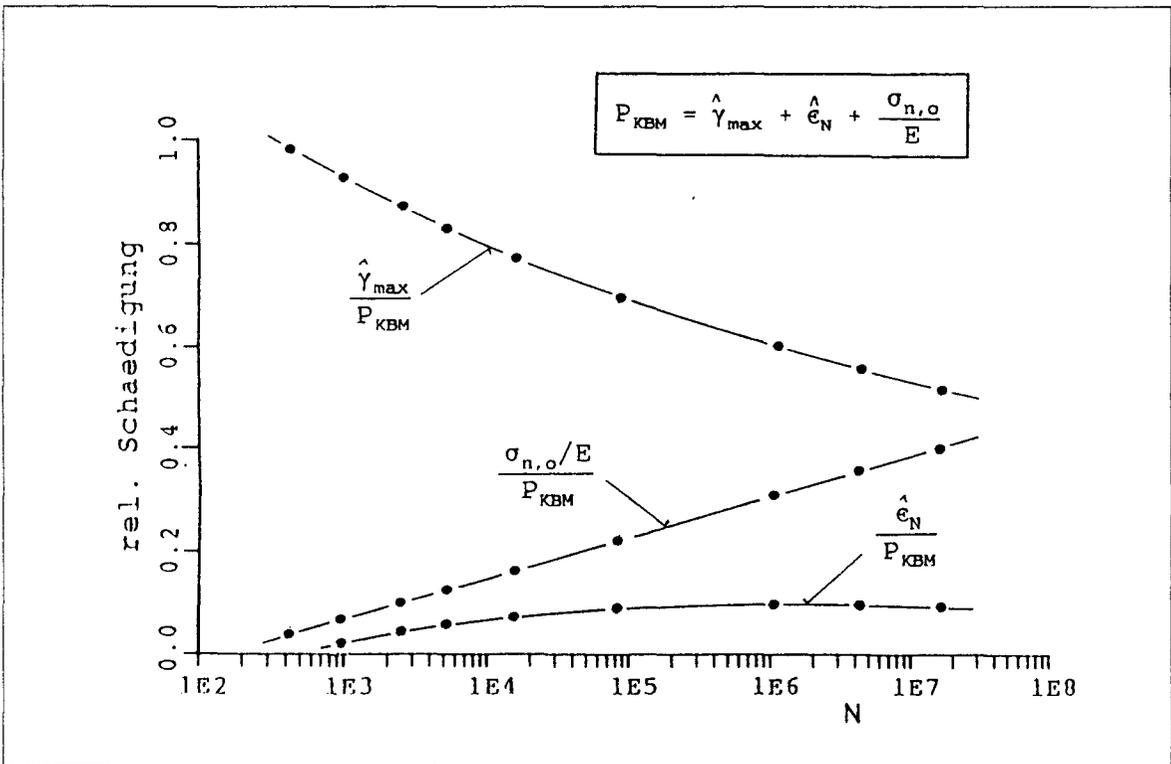
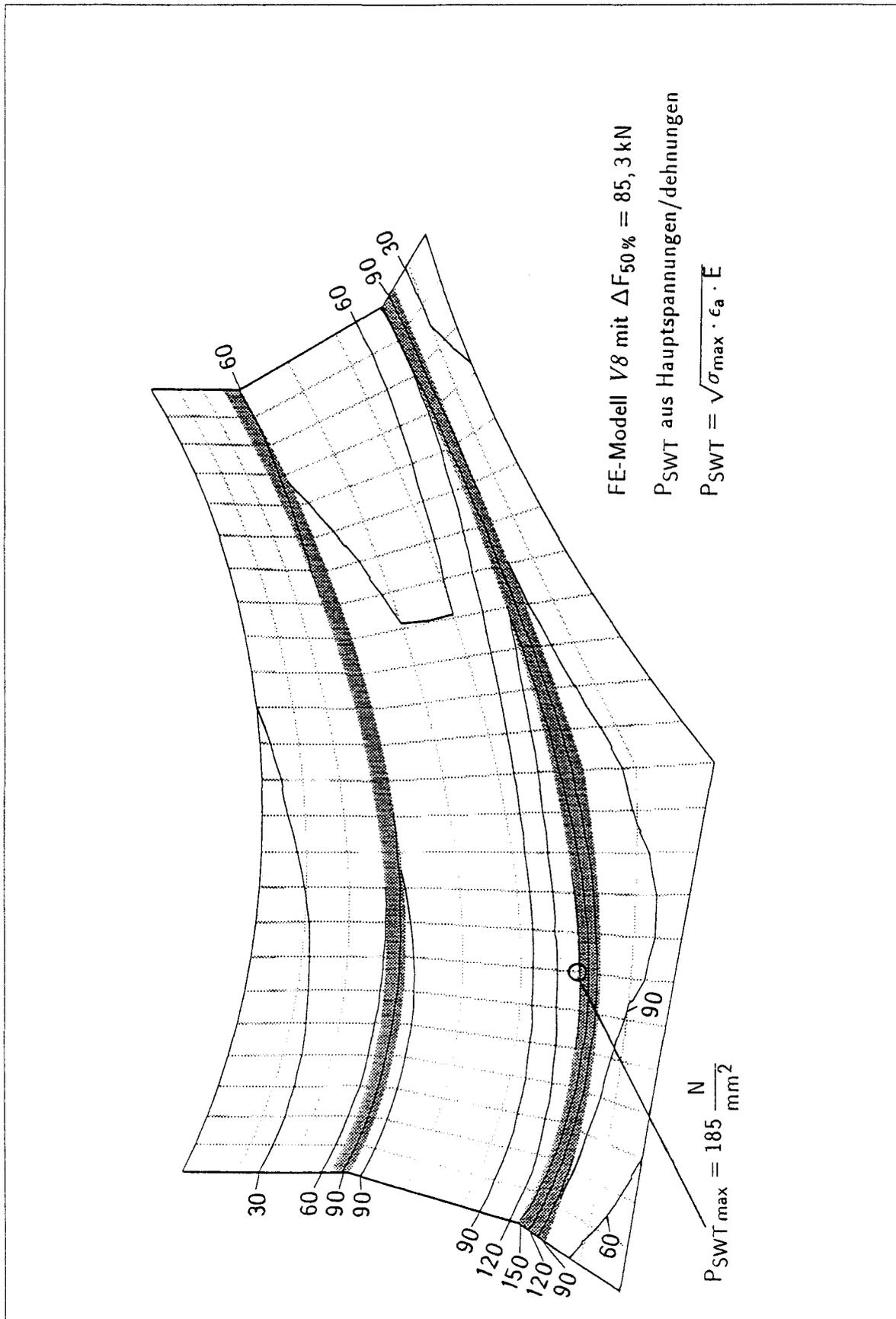


Abbildung 44: Bezogene P_{KBM} -Schädigungsanteile an der Rohrverzweigung

Abbildung 45: Rechnerische P_{SWT} -Beanspruchung der Bauteilmodelle

