

**Zur rechnerischen Bauteil-Ermüdungsfestigkeit  
unter dem besonderen Aspekt der  
Schweißnahtnachbearbeitung**

Zur Erlangung der *venia legendi*

dem Fachbereich Bio- und Chemieingenieurwesen  
der Universität Dortmund  
vorgelegte Habilitationsschrift

von Dr.-Ing.  
Jürgen Rudolph

aus Bernburg

**Dortmund 2003**

---

## Inhaltsverzeichnis

|   |    |
|---|----|
| 1. Einleitung .....   | 1  |
| 2. Motivation.....  | 2  |
| 3. Schädigungsmechanismen und methodische Ansätze für rechnerische Nachweise .....  | 3  |
| 4. Allgemeine Wöhlerliniencharakteristik und konzeptionelle Konsequenzen .....  | 10 |
| 4.1. Grundsätzliche Merkmale .....  | 10 |
| 4.2. Äußere Lasten und lokale Beanspruchung.....  | 16 |
| 4.3. Zur Bestimmung der Traglast .....  | 17 |
| 4.4. Verfügbare Konzepte des rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweises.....   | 20 |
| 5. Bewertungsgrundlagen für nicht nachbearbeitete Schweißnähte.....   | 22 |
| 5.1. Allgemeine Vorgehensweise.....   | 22 |
| 5.2. Zur Anwendung des Strukturspannungskonzeptes .....   | 24 |
| 5.3. Zur Anwendung des Kerbspannungskonzeptes .....   | 28 |
| 5.4. Modellgebundener Strukturspannungsnachweis nach [57] .....   | 30 |
| 6. Bewertungsgrundlagen für ungeschweißte Bauteilbereiche und nachbearbeitete Schweißnähte.....   | 35 |
| 6.1. Technologische Aspekte der Schweißnahtnachbearbeitung .....  | 35 |
| 6.1.1. Motivation und Verfahrensauswahl.....  | 35 |
| 6.1.2. Zum Be- und Ausschleifen der Nähte bzw. Übergänge.....   | 37 |
| 6.1.3. Zur WIG-Nachbehandlung der Schweißnahtübergänge.....   | 38 |
| 6.1.4. Qualitätssicherung .....   | 44 |
| 6.2. Vereinfachte Abschätzung der Gesamtlebensdauer nachbearbeiteter Nähte und ungeschweißter Bauteilbereiche nach Kerbspannungskonzept ..... | 45 |
| 6.2.1. Ausgangssituation und allgemeine Vorgehensweise .....  | 45 |
| 6.2.2. Zur vereinfachten Bestimmung der Bauteil-Dauerfestigkeit nach [102].....   | 47 |
| 6.3. Anrissbezogene Nachweismöglichkeit nach Örtlichem Konzept .....  | 61 |
| 6.3.1. Zur Basisvariante des Örtlichen Konzeptes.....   | 61 |
| 6.3.2. Kurzrissbasierte Variante nach Vormwald [166] und Savaides [167] .....   | 66 |

---

|  |     |
|--|-----|
| 7. Schadensakkumulation .....  | 77  |
| 8. Die Methode der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung .....                | 85  |
| 8.1. Grundlagen der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung .....               | 85  |
| 8.2. Strukturspannungskonzeptkonforme Schweißnahtmodellierung .....              | 89  |
| 8.3. Kerbspannungskonzeptkonforme Schweißnahtmodellierung .....                  | 91  |
| 8.4. Kontur- und Bauteilmodellierung bei Anwendung des Örtlichen Konzeptes ..... | 92  |
| 8.5. Zur Schweißnahtmodellierung im 3D-Bereich .....                             | 96  |
| 8.6. Zur Modellierung von Schweißnahtwurzelbereichen .....                       | 99  |
| 8.7. Berücksichtigung von äußeren Imperfektionen in der Modellbildung .....      | 100 |
| 9. Experimentell-rechnerischer Nachweis .....                                    | 102 |
| 10. Ausblick .....   | 112 |
| 11. Zusammenfassung .....  | 114 |
| 12. Literaturreferenzen .....  | 116 |

## Verzeichnis der wesentlichen Symbole

| <b>Formelzeichen</b> | <b>Maßeinheit</b>        | <b>Bedeutung</b>  |
|----------------------|--------------------------|---|
| $a$                  | [mm]                     | Risslänge   |
| $a_0$                | [-]                      | Anfangsrisslänge  |
| $a_e$                | [mm]                     | Endrisslänge  |
| $C$                  | $\text{Nmm}^{-3/2}$      | Konstante des Rissfortschrittsgesetzes  |
| $c$                  | [-]                      | Elastischer Übertragungsfaktor  |
| $C$                  | [-]                      | Konstante der Wöhlerlinie   |
| $c_{1,HKN,max}$      | [-]                      | Maximaler elastischer Übertragungsfaktor bezüglich erster Hauptspannung bei Hohlkehlnahtausführung      |
| $c_{1,KSN,max}$      | [-]                      | Maximaler elastischer Übertragungsfaktor bezüglich erster Hauptspannung bei Kerbspannungsnahtausführung |
| $c_V$                | [-]                      | Elastischer Übertragungsfaktor bezüglich Vergleichsspannung   |
| $D$                  | [-]                      | Skalares Schädigungsmaß   |
| $f$                  | [-]                      | Korrekturfunktion allgemein   |
| $F_d$                | [-]                      | Wanddickenkorrekturfaktor bzw. Korrekturfunktion  |
| $f_{el,O}$           | [-]                      | Korrekturfaktor bzw. Korrekturfunktion für elastische Stützwirkung und Oberflächeneinfluss              |
| $F_O$                | [-]                      | Oberflächenkorrekturfaktor bzw. Korrekturfunktion   |
| $F_R$                | [-]                      | Mittelspannungskorrekturfaktor  |
| $k$                  | [-]                      | Anstieg der Ermüdungs-Kennlinie   |
| $K'$                 | $[\text{N}/\text{mm}^2]$ | Festigkeitskoeffizient  |
| $k_e$                | [-]                      | Plastizierungsfaktor  |
| $K_P$                | [-]                      | Traglastfaktor  |
| $K_f$                | [-]                      | Formzahl  |
| $l^*$                | [mm]                     | Strukturlänge   |

---

|               |                           |   |
|---------------|---------------------------|---|
| $L_1$         | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Hauptlast   |
| $L_B$         | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Bruchlast   |
| $L_{max}$     | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Maximallast   |
| $L_{min}$     | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Minimallast   |
| $L_P$         | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Traglast  |
| $m$           | [-]                       | Exponent des Rissfortschrittsgesetzes                       |
| $M$           | [-]                       | Mittelspannungsempfindlichkeit                              |
| $N$           | [-]                       | Lastwechselzahl   |
| $n$           | [-]                       | Schwingspiel  |
| $n'$          | [-]                       | Festigkeitsexponent   |
| $N_D$         | [-]                       | Lastwechselzahl am Übergang zur Dauerfestigkeit             |
| $n_{el}$      | [-]                       | Elastische Stützziffer                                      |
| $n_i$         | [-]                       | Betriebslastwechselzahl des i-ten Beanspruchungskollektives |
| $N_P$         | [-]                       | Lastwechselzahl bei Traglast                                |
| $n_{st}$      | [-]                       | statistische Stützziffer                                    |
| $n_{vm}$      | [-]                       | verformungsmechanische Stützziffer                          |
| $N_{zul}$     | [-]                       | zulässige Lastwechselzahl                                   |
| $p$           | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Innendruck  |
| $P$           | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Schädigungsparameter allgemein                              |
| $P_A$         | [-]                       | Ausfallwahrscheinlichkeit                                   |
| $P_J$         | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Schädigungsparameter nach Vormwald                          |
| $P_{J,multi}$ | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Schädigungsparameter $P_J$ bei mehrachziger Beanspruchung   |
| $P_{SWT}$     | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper          |
| $P_{\bar{U}}$ | [-]                       | Überlebenswahrscheinlichkeit                                |
| $Q$           | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Konstante der $P_J$ -Schädigungsparameter-Wöhlerlinie       |
| $R$           | [-]                       | Verhältnis von minimaler und maximaler Last                 |

---

|                            |                           |   |
|----------------------------|---------------------------|---|
| $r$                        | [mm]                      | Kerbradius  |
| $R'_{p0.2}$                | [N/mm <sup>2</sup> ]      | 0.2%-Dehngrenze (zyklisch)  |
| $R_m$                      | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Zugfestigkeit (statisch)  |
| $R_{p0.2}$                 | [N/mm <sup>2</sup> ]      | 0.2%-Dehngrenze (statisch)  |
| $R_Z$                      | [μm]                      | Oberflächenrauigkeit  |
| $R_\sigma$                 | [-]                       | Lastspannungsverhältnis   |
| $S$                        | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Nennspannung  |
| $s_R$                      | [-]                       | Logarithmische Standardabweichung                                     |
| $T$                        | [mm]                      | Wanddicke   |
| $T_N$                      | [-]                       | Streuspanne bezüglich Lastwechselzahl                                 |
| $T_\sigma$                 | [-]                       | Streuspanne bezüglich Last bzw. Beanspruchung                         |
| $\Delta J_{eff}$           | [N/mm]                    | Effektive Schwingbreite des J-Integrals                               |
| $\Delta K_{eff}$           | [Nmm <sup>-3/2</sup> ]    | Effektive Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors               |
| $\Delta K_{th}$            | [Nmm <sup>-3/2</sup> ]    | Schwingbreite des Schwellwertes des Spannungsintensitätsfaktors       |
| $\Delta L$                 | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Lastschwingbreite   |
| $\Delta L_1$               | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Schwingbreite der Hauptlast   |
| $\Delta L_B$               | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Lastschwingbreite bei (statischem) Bruch                              |
| $\Delta L_D$               | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | dauerfest ertragbare Lastschwingbreite                                |
| $\Delta L_{D,R=-1}$        | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Dauerfest ertragbare Lastschwingbreite bei Spannungsverhältnis $R=-1$ |
| $\Delta L_P$               | [z.B. N/mm <sup>2</sup> ] | Traglastschwingbreite   |
| $\Delta p$                 | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Druckschwingbreite  |
| $\Delta S$                 | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Schwingbreite der Nennspannung  |
| $\Delta \varepsilon_{a,t}$ | [m/m]                     | Gesamtdehungsschwingbreite  |
| $\Delta \varepsilon_{eff}$ | [m/m]                     | Effektive Dehnungsschwingbreite                                       |
| $\Delta \sigma$            | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Spannungsschwingbreite allgemein                                      |
| $\Delta \sigma_{1,eff}$    | [N/mm <sup>2</sup> ]      | Effektive Schwingbreite der ersten Hauptspannung                      |

|                          |                      |  |
|--------------------------|----------------------|--|
| $\Delta\sigma_{1,eff,D}$ | [N/mm <sup>2</sup> ] | Effektive Schwingbreite der ersten Hauptspannung auf Höhe der Dauerfestigkeit  |
| $\Delta\sigma_{D,R=0}$   | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Schwellfestigkeit (Spannungsschwingbreite) bei Zugbeanspruchung      |
| $\Delta\sigma_{D,R=-0}$  | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Schwellfestigkeit  |
| $\Delta\sigma_{D,R=-1}$  | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Wechselfestigkeit (Spannungsschwingbreite) Zug-Druck-Beanspruchung   |
| $\Delta\sigma_{eff}$     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Effektive Spannungsschwingbreite   |
| $\Delta\sigma_V$         | [N/mm <sup>2</sup> ] | Schwingbreite der Vergleichsspannung   |
| $\Delta\sigma_{zul}$     | [N/mm <sup>2</sup> ] | zulässige Spannungsschwingbreite   |
| $\Delta\sigma_I$         | [N/mm <sup>2</sup> ] | Schwingbreite der ersten Hauptspannung   |
| $\Delta\tau_{D,R=0}$     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Schwellfestigkeit (Spannungsschwingbreite) bei Torsionsbeanspruchung |
| $\lambda$                | [-]                  | Mehrachsigkeitsverhältnis, Verhältnis von zweiter und erster Hauptspannung     |
| $\varepsilon$            | [m/m]                | Dehnung allgemein  |
| $\varepsilon_{1,el}$     | [m/m]                | Elastische erste Hauptdehnung  |
| $\varepsilon_{1,el-pl}$  | [m/m]                | Elastoplastische erste Hauptdehnung  |
| $\varepsilon_{2,el}$     | [m/m]                | Elastische zweite Hauptdehnung   |
| $\varepsilon_{2,el-pl}$  | [m/m]                | Elastoplastische zweite Hauptdehnung   |
| $\varepsilon_{a,el}$     | [m/m]                | Elastische Dehnungsamplitude   |
| $\varepsilon_{a,pl}$     | [m/m]                | Plastische Dehnungsamplitude   |
| $\varepsilon_{a,t}$      | [m/m]                | Gesamtdehnungsamplitude  |
| $\varepsilon_{cl}$       | [m/m]                | Rissschliessdehnung  |
| $\varepsilon_{D,R=-1}$   | [m/m]                | Werkstoff-Dauerfestigkeit (Dehnungsamplitude) bei Spannungsverhältnis $R=-1$   |
| $\varepsilon_{V,el-pl}$  | [m/m]                | Elastoplastische Vergleichsdehnung   |
| $\gamma$                 | [°]                  | Bauteil-Neigungswinkel   |
| $\nu$                    | [-]                  | Querkontraktionszahl, Poissonzahl  |
| $\sigma_{1,el-pl}$       | [N/mm <sup>2</sup> ] | Elastoplastische erste Hauptspannung   |
| $\sigma_B$               | [N/mm <sup>2</sup> ] | Biegespannung  |

---

|                                |                      |  |
|--------------------------------|----------------------|--|
| $\sigma_{cl}$                  | [N/mm <sup>2</sup> ] | Rissschliessspannung   |
| $\sigma_{D,R=-1}$              | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Wechselfestigkeit (Spannungsamplitude) bei Zug-Druck-Beanspruchung |
| $\sigma_F$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Fliessgrenze   |
| $\sigma_M$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Membranspannung  |
| $\sigma_m$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Mittelspannung   |
| $\sigma_{max}$                 | [N/mm <sup>2</sup> ] | Maximalspannung  |
| $\sigma_S$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Strukturspannung   |
| $\sigma_U$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Unterspannung  |
| $\sigma_{V,el-pl}$             | [N/mm <sup>2</sup> ] | Elastoplastische Vergleichsspannung  |
| $\sigma_Y$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Ersatzfliessgrenze   |
| $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ | [N/mm <sup>2</sup> ] | Hauptspannungen  |
| $\sigma_N$                     | [N/mm <sup>2</sup> ] | Nennspannung   |
| $\tau$                         | [N/mm <sup>2</sup> ] | Schubspannung allgemein  |
| $\tau_{D,R=-1}$                | [N/mm <sup>2</sup> ] | Werkstoff-Wechselfestigkeit (Spannungsamplitude) bei Torsionsbeanspruchung   |

Weitere Formelzeichen sind direkt im Kontext erläutert.



## 1. Einleitung

Das Ausfallverhalten technischer Komponenten mit direktem Bezug auf den Schutz von Leben, Gesundheit und Sachwerten wird ursächlich von zyklischer Lasteinwirkung in Verbindung mit der konkreten konstruktiven Gestaltung und der Werkstoffauswahl dominiert [z.B. 1,2,3]. Gleichzeitig stellt die Ermüdungsfestigkeit der ungeschweißten und geschweißten Komponenten eine äußerst komplexe und vielschichtige Problemstellung im Spannungsfeld zwischen Sicherheitsaspekten, ökonomischen Erwägungen, wissenschaftlichem Anspruch und praxismethodischer Methodenaufbereitung dar. Unverkennbar ist einerseits der Trend hin zur Verwendung lokaler Konzepte bei der rechnerischen Nachweisführung. Der Einsatz der Finite-Elemente-Methode (FEM) als Standardberechnungsinstrumentarium verkörpert eine wesentliche Triebkraft dieser Entwicklung. Andererseits besteht die Forderung nach angemessener experimenteller Absicherung und Klärung der zum Strukturversagen führenden Schädigungsprozesse und eine angemessene Einbindung der Erkenntnisse in Berechnungskonzepte. Zudem ist die Kenntnis des im praktischen Betrieb auftretenden Belastungsspektrums eine wesentliche Eingangsgröße. In Anbetracht der unter erheblicher Bindung von Forschungskapazität weit fortgeschrittenen wissenschaftlichen Erkenntnis besteht Handlungsbedarf bezüglich der Umsetzung in anwendungsbereites Wissen und bezüglich Sicherheit und Verfügbarkeit nutzbringende Resultate.

In vielen Bereichen wie z.B. der Druckbehältertechnik sind es weiterhin geschweißte Bauteilbereiche, die das ermüdungsseitige Schädigungsgeschehen bestimmen. Hierbei ist grundsätzlich zu beachten, ob die nachzuweisenden Nähte mechanischen und/oder thermischen Nachbehandlungsverfahren mit dem Ziel der Schwingfestigkeitssteigerung unterzogen wurden. In der Technologie weit entwickelte Verfahren wie das Überschleifen oder Wiederaufschmelzen der Schweißnahtübergänge erscheinen im Sinne wirksamer konstruktiver Maßnahmen zur Lebensdauersteigerung lukrativ.

Die lokale Betrachtungsweise geschweißter und ungeschweißter Bauteilbereiche erfordert auf der Seite der Beanspruchungsanalyse im Hinblick auf das jeweils verwendete Konzept abgestimmte Modelle. Im Sinne der praktischen Anwendbarkeit ist die Formulierung qualitativer und quantitativer Richtlinien sowohl zur Abbildung der geometrischen Form (CAD, Präprozessor) als auch zu Fragen der Diskretisierung innerhalb des verwendeten numerischen Verfahrens (z.B. FEM) erforderlich. Zur Erreichung dieses Ziels bedarf es der Bereitstellung einer konzeptkonformen Modellierungsstrategie mit festen geometrischen Parametersätzen maßgebender Einflussgrößen.

Für das hiermit umrissene breitgefächerte Problemfeld werden wissenschaftlich begründete, praktikable Lösungsmöglichkeiten angeboten.

## 2. Motivation

Durch konstruktive Maßnahmen lässt sich eine signifikante Verbesserung des Ermüdungsverhaltens von Komponenten erwirken. Das in diesem Kontext bewährte Prinzip der kerbarmen Konstruktion lässt sich auf Schweißverbindungen ausweiten, sofern bei Einhaltung von fertigungstechnologischen Qualitätsstandards zusätzlich geeignete Maßnahmen der Schweißnahtnachbearbeitung ergriffen werden. Diesbezügliche Verfahren wie das Beschleifen oder Wiederaufschmelzen der Nahtübergänge haben einen Entwicklungsstand erreicht, der reproduzierbare Geometrien und Oberflächeneigenschaften garantiert. Die verbesserten Ermüdungseigenschaften sind dabei in der einschlägigen Fachliteratur vielfach dokumentiert. Allerdings kann hiervon nur dann profitiert werden, wenn vorausschauend dimensioniert werden kann.

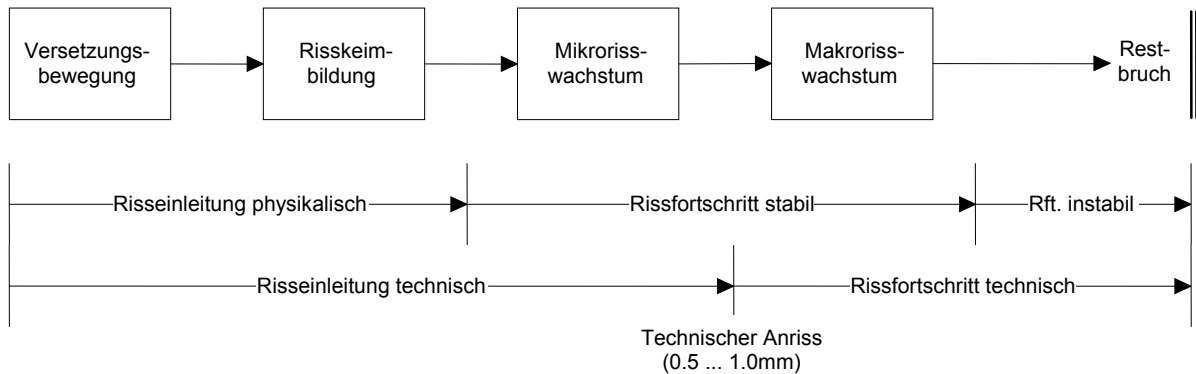
Um den Effekt ermüdungsfestigkeitssteigernder Maßnahmen in ungeschweißten und geschweißten Bauteilbereichen bereits in der Auslegungsphase zu belegen, ist in der Regel ein Rückgriff auf rechnerische Nachweismethoden erforderlich. Der insbesondere im Bereich lokaler Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises erarbeitete und in Modulform verfügbare Kenntnisstand ist bisher jedoch nur partiell in geschlossene Berechnungsregeln überführt worden. Im Falle nachbearbeiteter Schweißnähte ist die konzeptionelle Zuordnung zudem nicht trivial. Das für den Nachweis ungeschweißter Bauteilbereiche bereits etablierte örtliche Konzept erscheint in fortgeschrittenen Verfahrensvarianten in diesem Kontext besonders gut geeignet. Allerdings machen sich spezifische Anpassungen im Bewertungskonzept erforderlich, um den signifikanten Einflussgrößen adäquat Rechnung zu tragen. Ziel ist eine möglichst treffsichere und schädigungsmechanismennahe Lebensdauerabschätzung unter Betriebsbedingungen.

Eine Grundvoraussetzung hierfür ist weiterhin die Ausgestaltung des Moduls der lokalen Beanspruchungsanalyse. Die Ausarbeitung einer schweißnahtspezifischen Modellierungsstrategie sollte dabei einen zentralen Platz einnehmen. Diese Aussage betrifft neben den nachbearbeiteten in ähnlicher Weise die nicht nachbearbeiteten Schweißverbindungen, für die zudem auf Seiten der Beanspruchungsbewertung spezielle Konzepte greifen, deren Entwicklungspotenzial ebenfalls nicht ausgeschöpft ist. Im Zusammenwirken mit der fundierten und algorithmierten Beanspruchungsermittlung lassen sich hierbei sowohl die verfügbaren konzeptionellen Verfahrensvarianten sachgerecht einsetzen als auch Vorschläge zu deren Weiterentwicklung unterbreiten.

Durch den gezielten Einsatz lokaler Berechnungskonzepte ist es somit möglich, bereits vor der Inbetriebnahme Schwachstellen zu lokalisieren und erwartete Lebensdauern zu quantifizieren. Der direkte Vergleich nicht nachbearbeiteter und nachbearbeiteter Schweißverbindungen ermöglicht zudem die Relativaussage der möglichen Lebensdauersteigerung.

### 3. Schädigungsmechanismen und methodische Ansätze für rechnerische Nachweise

Der Ermüdungsprozess eines zunächst als nicht vorgeschädigt angenommenen Werkstoffelementes stellt sich generell als eine Rissgeschichte dar und lässt sich in Anlehnung an **Abbildung 1** nach [4] schematisieren.



**Abbildung 1:** Phasen der Ermüdungsschädigung nach Darstellung in [4]

Hierbei ist eine Unterscheidung der Schädigungsphasen wesentlich, die sowohl aus physikalisch-werkstoffmechanischer (grundlagenbezogen) als auch aus technischer Sicht (anwendungsbezogen) vorgenommen werden kann. Die durch Versetzungsbewegungen und Risskeimbildung gekennzeichnete physikalische Risseinleitungsphase und der durch Mikrorisswachstum charakterisierte Teilprozess des stabilen Rissfortschritts bilden aus ingenieurmäßiger Sicht die Schädigungsphase bis zum sogenannten Technischen Anriss (Risseinleitung technisch). Der Risskeimbildungs- und Mikrorisswachstumsprozess ist stark von den Gefügeeigenschaften des Materials abhängig und spielt sich im Korngrößenbereich ab. Der experimentelle Befund deutet bei Vorliegen der in **Abbildung 2** angedeuteten Zug-Druck-Belastung zunächst auf stark gefügeebeeinflusstes und häufig interkristallines Mikrorisswachstum in der Ebene maximaler Schubspannung (Phase I) bis zu Risslängen von drei bis fünf Korngrößen hin [z.B. 5]. In dieser frühen Schädigungsphase unterliegen mögliche Kenngrößen des Rissfortschrittes einer besonders stark ausgeprägten statistischen Streuung [z.B. 4], die konkrete rechnerische Ansätze erschwert. Im Weiteren erfolgt eine Veränderung des Ausbreitungspfades und es stellt sich häufig ein stabiles Wachstum des Einzelrisses oder mehrerer koaleszierender Mikrorisse senkrecht zur Richtung der ersten Hauptspannung (Phase II) in einer bestimmten kritischen Schnittebene ein [6]. Es greifen von der Berechnungsseite her prinzipiell klassische Ansätze der Schwingbruchmechanik, sofern die ausgeprägten Plastisierungseffekte in der Umgebung der sich ausbildenden Risspitze angemessene Berücksichtigung finden [5].

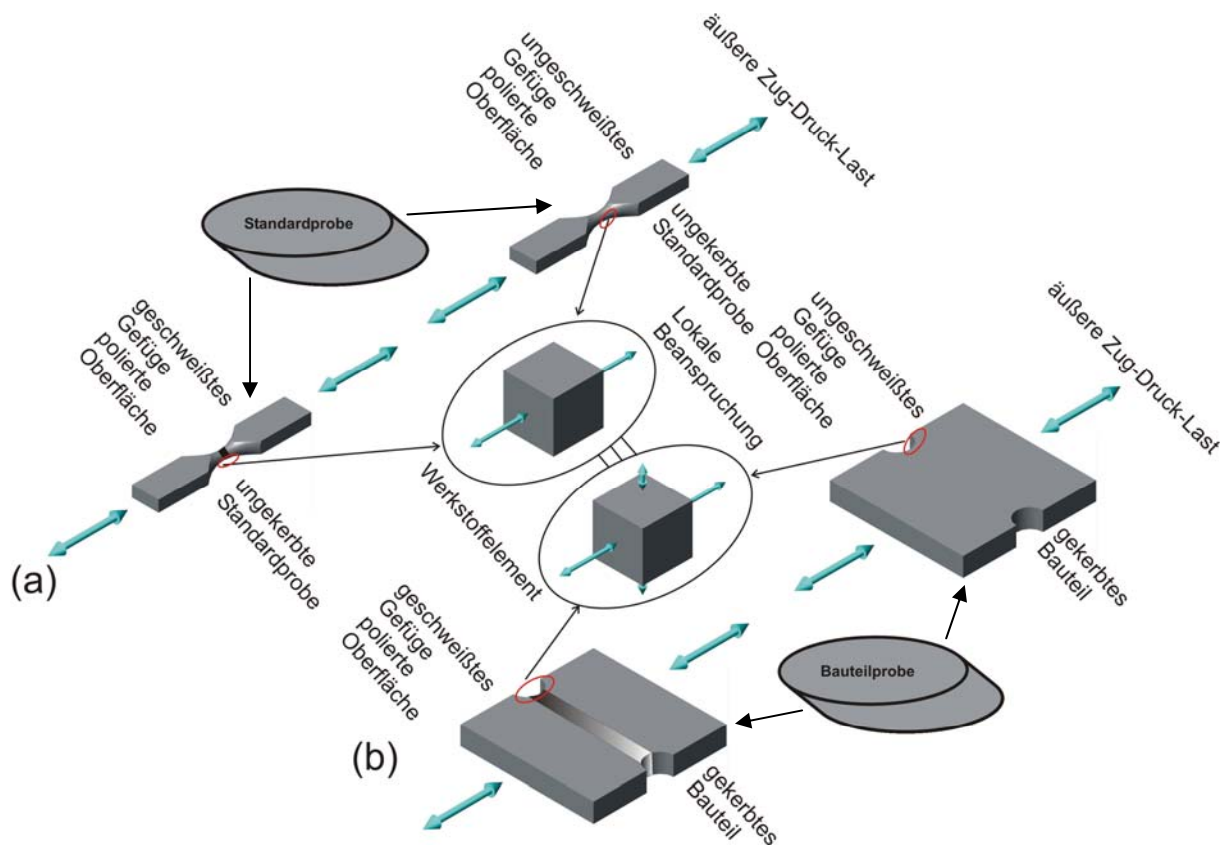
Die Abhängigkeit von Material und Beanspruchungsverhältnissen ist in weiterführenden Betrachtungen zu berücksichtigen [z.B. 7]. Das Makrorisswachstum (Rissfortschritt stabil) bis zu einem Riss definierter Länge (z.B. die Hälfte der Wanddicke) bzw. bis zum Restbruch

(Rissfortschritt instabil) kennzeichnet die Phase des technischen Rissfortschritts, die sich aus rechnerischer Sicht prinzipiell mit den Mitteln der Bruchmechanik – u.U. auf linearelastische Ansätze beschränkt - beschreiben lässt.

Aus dieser Betrachtung resultierend wird in der Praxis der Komponentenauslegung aus ingenieurmäßiger Sicht zwischen den Versagenskriterien

- Technischer Anriss (Grenze der Risseinleitung technisch nach **Abbildung 1** mit Risslängen von ca. 1mm [5]) und
- Makroriss definierter Länge (z.B. in definierter Proportion zur Wanddicke) bzw. Bruch (Grenze des Rissfortschrittes technisch nach **Abbildung 1**)

unterschieden, wobei im Kontext der Lebensdauerabschätzung häufig von Anriss- und Bruchlebensdauern die Rede ist. Eine korrekte Trennung ist hierbei im Sinne der Schädigungsprozessnähe und der methodischen Ableitung als wesentlich anzusehen [8].



**Abbildung 2:** Standard- und Bauteilprobe mit ungeschweißtem und geschweißtem Gefüge

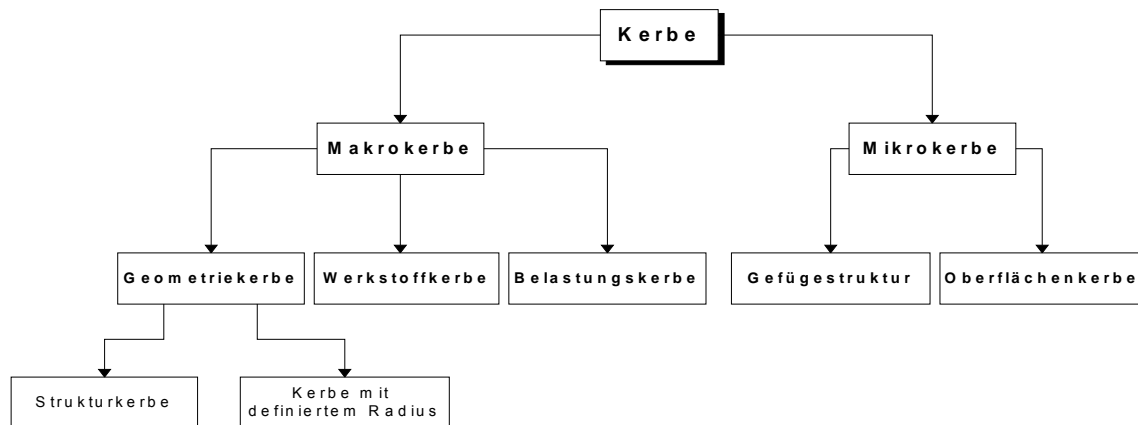
Erweitert man die Betrachtungen des Schädigungsprozesses gemäß **Abbildung 1** auf moderat gekerbte und im versagenskritischen Kerbgrund polierte Bauteilproben unter Zug-Druck-Belastung konstanter Amplitude bzw. Schwingbreite nach **Abbildung 2** (b), so lässt sich bis zur Ausbildung des Technischen Anrisses bei identischen Werkstoffen eine Analogie zum Ermüdungsverhalten der Standardprobe nach **Abbildung 2** (a) herstellen, sofern das Werkstoffelement im Kerbgrund – zunächst unter Vernachlässigung von Gradienten- und Mehrachsigkeitseffekten – lokale Beanspruchungen in gleicher Höhe wie die ungekerbte Standardprobe erfährt. Hieraus ergeben sich methodische Ansätze für rechnerische Nach-

weise, die sich in der einschlägigen Fachliteratur [z.B. 5] unter dem kategorisierenden Oberbegriff Örtliches Konzept oder Konzept der örtlichen Beanspruchungen (Local Strain Approach) etabliert haben. Das den Geltungsbereich limitierende Schädigungskriterium wird idealisierend mit der bruchmechanischen Vorstellung eines halbkreisförmigen Oberflächenrisses der Länge 0.5mm und der Tiefe 0.25mm verbunden. Dieses Kriterium ist mit Blick auf subjektive Einflüsse bei der praktischen Rissdetektion als weitgehend identisch mit dem Technischen Anriss (ca. 1mm Länge [5]) zu betrachten. Die Lebensdauer der ungekerbten Standardprobe ist mit Erreichen des genannten makroskopischen Anrisses nahezu ausgeschöpft [8,35]. Zudem geht die unmittelbare Vergleichbarkeit der Schädigungsprozesse in ungekerbter Standardprobe und gekerbtem Bauteil – bedingt durch nicht zu vernachlässigende Größeneffekte – in der technischen Rissfortschrittsphase verloren, so dass sich weiterführende Überlegungen konzeptioneller Art erforderlich machen, sofern nicht der Technische Anriss im Sinne einer regelwerksseitigen Auslegungs- und Sicherheitsphilosophie bereits als Grenzschädigungskriterium fungiert [z.B. 9].

Weicht der Oberflächenzustand der Bauteilprobe fertigungsbedingt von demjenigen der ungekerbten und polierten Standardprobe ab oder sind oberflächennahe Gefügefehler zu verzeichnen, so entfällt der versetzungsbewegungs- und riskeimbildungsdominierte Anteil des Schädigungsprozesses nach **Abbildung 1**. Es ist bedingt durch die Präsenz dieser Mikrokerben bzw. Mikrorisse von einer lebensdauerverkürzenden Vor- bzw. Anfangsschädigung auszugehen, die als ein wesentlicher Einflussfaktor ihren konzeptionellen Niederschlag in rechnerischen Nachweisverfahren finden muss. Denkbar ist selbstverständlich ebenso der Vergleich einer Standardprobe rauer Oberfläche mit der Bauteilprobe vergleichbarer Oberflächeneigenschaften.

Mit Blick auf die rechnerische Behandlung der Ermüdungsfestigkeit ist es methodisch sinnvoll, eine gedankliche und definitionsgemäße Trennung von Mikro- und Makrokerbwirkung vorzunehmen. Unter einer Mikrokerbe soll dabei in Anlehnung an [10] eine sehr kleine, geometrisch meist nicht eindeutig definierte Kerbe verstanden werden. Hierzu gehören beispielsweise Rauigkeiten allgemein, u.a. auch die Rauigkeit der Schweißnahtoberfläche, Einschlüsse und andere Inhomogenitäten im Inneren des Materials. Die Makrokerbe lässt sich als eine in ihrer Geometrie in der Regel definierte und damit berechenbare Kerbe auffassen [10]. Sie kann bei Nutzung der modernen Instrumentarien der Festigkeitsanalyse weitgehend in das Berechnungsmodell integriert werden. Als Makrokerbe im weiteren Sinn sollte in Anlehnung an [4] aber auch das Aufeinandertreffen unterschiedlicher Werkstoffe (Werkstoffkerbe) wie z.B. bei Austenit-Ferrit-Verbindungen und das Auftreten singulärer Lasten (Belastungskerbe) betrachtet werden. Die Geometriekerbe als Untermenge der Makrokerbe lässt sich hingegen noch in die Begriffe Strukturkerbe und Kerbe mit Radius aufteilen. Als Strukturkerbe soll dabei die Veränderung der Krümmungsverhältnisse eines Flä-

chentragswerkes (z.B. torisphärische Böden) oder auch Wanddickenänderungen aufgefasst werden. Die Strukturkerbe lässt sich häufig bereits mit analytischen Methoden der Festigkeitsberechnung erfassen. Die unter dem Begriff Kerbe mit Radius zusammengefasste Untermenge umfasst die Kerbe im engeren Sinne, für die die Kerbspannungslehre als Wissensgebiet zuständig ist [11]. Das Schema nach **Abbildung 3** zeigt die Klassifizierung des ermüdungsrelevanten Kerbbegriffes im Überblick.



**Abbildung 3:** Schematisierung des Kerbbegriffes [12]

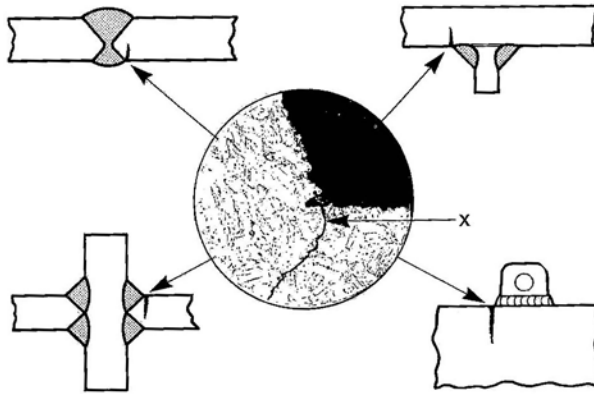
Denkt man sich gemäß **Abbildung 2** sowohl die ungekerbte Standardprobe als auch die Bauteilprobe definierter Makrokerbgeometrie werkstoffseitig einem geschweißten Gefüge entnommen, so kann das Schädigungsverhalten bei gleichen Oberflächeneigenschaften zusätzlichen Einflüssen resultierend aus

- Schweißspannungen und
- Inhomogenitäten der Materialeigenschaften (Schweißgut, Wärmeeinflusszone, Grundwerkstoff)

unterliegen, soweit nicht sogar innere Nahtfehler wie Poren oder Einschlüsse vorliegen.

Der beschriebene Schädigungsprozess - und mit ihm mögliche konzeptionelle Ansätze für rechnerische Nachweisverfahren - bleibt bei vergleichbaren Oberflächeneigenschaften jedoch im Kern erhalten. Als unmittelbarer praktischer Anwendungsfall können somit konkret geschweißte Bauteilbereiche benannt werden, die geeigneten Schweißnahtnachbearbeitungsverfahren insbesondere mit dem Ziel der Schaffung einer möglichst mikro- und makrokerbarmen Oberfläche unterzogen werden.

Wird die zu betrachtende Schweißverbindung jedoch – wie exemplarisch in **Abbildung 4** [13] gezeigt - im Schweißzustand belassen, so ist aus physikalisch-werkstoffmechanischer Sicht bereits von einer makroskopischen Vorschädigung des Materials auszugehen, die im Wesentlichen durch die sich meist ergebenden scharfkantigen Schweißnahtübergänge sowie das Vorhandensein von Mikrodefekten, Mikrokerben und Schlackerechten im Inneren und an der Oberfläche geprägt ist [z.B. 31].



**Abbildung 4:** Ermüdungsrissauslösung am unbearbeiteten Schweißnahtübergang [13]

Die in **Abbildung 1** dargestellte physikalische Risseinleitungsphase ist in diesen Fällen kaum quantifizierbar bzw. in Abhängigkeit von der fertigungstechnischen Ausführungsqualität unter Umständen gar nicht vorhanden. Als Richtwert kann im statistischen Mittel von der Präsenz eines schweißprozessbedingten Anfangsrisses der Länge  $0.1\text{mm}$  [13,14] bzw. in Berechnungsansätzen vorsichtiger von  $0.25\text{mm}$  [31] ausgegangen werden. Der vielfach bestätigte experimentelle Befund [z.B. 16] besagt weiterhin, dass die statischen Festigkeitskennwerte auf Grund der erläuterten makroskopischen Vorschädigung in diesen Fällen für eine Werkstoffgruppe wie z.B. Stahl keinen signifikanten Einfluss auf die im hochzyklischen und Dauerfestigkeitsbereich ertragbaren Beanspruchungen nehmen, sondern vielmehr in den allgemeinen statistischen Streubereich der ermüdungsrelevanten Größen fallen. Praktische Konsequenz hieraus ist die Tatsache, dass sich in diesen Fällen kaum Nutzen aus der Verwendung höherfester Stähle ziehen lässt.

Aus der Sicht der Komponentenauslegung ist deshalb das Schädigungskriterium Technischer Anriss für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen nicht haltbar. Konzeptionelle Ansätze für rechnerische Ermüdungsfestigkeitsnachweise müssen in diesen Fällen vielmehr an experimentelle Untersuchungen an geschweißten Bauteilen anknüpfen, bei denen der Bruch (Durchriss) bzw. ein Riss in definiertem Verhältnis zur Wanddicke als charakteristische Schädigungskriterien fungieren. Der Einfluss der Wanddicke auf die Ermüdungslebensdauer wird in diesen Fällen unmittelbar ersichtlich. Die für verschiedenste geschweißte Bauteilgruppen in großer Anzahl zur Verfügung stehenden Versuchsergebnisse belegen universelle Ermüdungscharakteristika [z.B. 16, 17], die sich wiederum in mittlerweile weit entwickelte Nachweiskonzepte umsetzen lassen [z.B. 5, 18].

Aus methodischer und systematischer Sicht ist die Unterteilung von Schweißverbindungen in

- nicht nachbearbeitete und
- nachbearbeitete Nähte

als prioritär zu betrachten [19].

Bei der allgemeinen Untersuchung der wirksamen Schädigungsmechanismen ist der mechanische Beanspruchungszustand als signifikante Einflussgröße in sämtlichen Phasen des Ermüdungsrissofortschrittes zu berücksichtigen. Während das Werkstoffelement der ungekerbten Standardprobe im Wesentlichen eine lokale einachsige Beanspruchung erfährt, wird sich bei der Bauteilprobe (siehe **Abbildung 2**) – abgesehen von sehr dünnen scheibenartigen Strukturen - mit zunehmender Dicke selbst bei einachsiger äußerer Belastung im Kerbgrund ein zweiachsiger Spannungszustand ausbilden. Selbst wenn das Schädigungsgeschehen in diesem Fall von der ersten Hauptspannung dominiert wird, ist der von der zweiten Hauptspannung verkörperte Mehrachsigkeitseinfluss u. U. nicht vernachlässigbar und sollte sich im verwendeten Nachweiskonzept widerspiegeln. Betrachtungen für das Bauteilinnere bzw. für belastete Kerboberflächen (z.B. Innendruck) führen schließlich zu räumlichen Spannungszuständen.

Realitätsnähere Bauteilbelastungen ziehen weiterhin meist örtliche Beanspruchungsverhältnisse nach sich, bei denen zu der das Schädigungsgeschehen dominierenden Amplitude bzw. Schwingweite von Spannung bzw. Dehnung ein zusätzlicher Einfluss aus dem jeweiligen Mittelwert zum Tragen kommt. Rein phänomenologisch betrachtet wird bei gleichen Amplituden oder Schwingweiten eine Verkürzung der Ermüdungslebensdauer bei Vorliegen von Zugmittelspannungen erwartet. Im Analogieschluss führen Druckmittelspannungen zu einer vergleichweisen Lebensdauerverlängerung. Zur mechanismenorientierten Klärung dieser Phänomene ist das Öffnungs- und Schließverhalten von Ermüdungsrissen einer näheren Betrachtung zu unterziehen [z.B. 5]. Bei geschweißten Komponenten kommt es zudem u. U. zu einer Superposition dieser Lastmittelspannungen mit den bereits angeführten Schweißeigenstressungen.

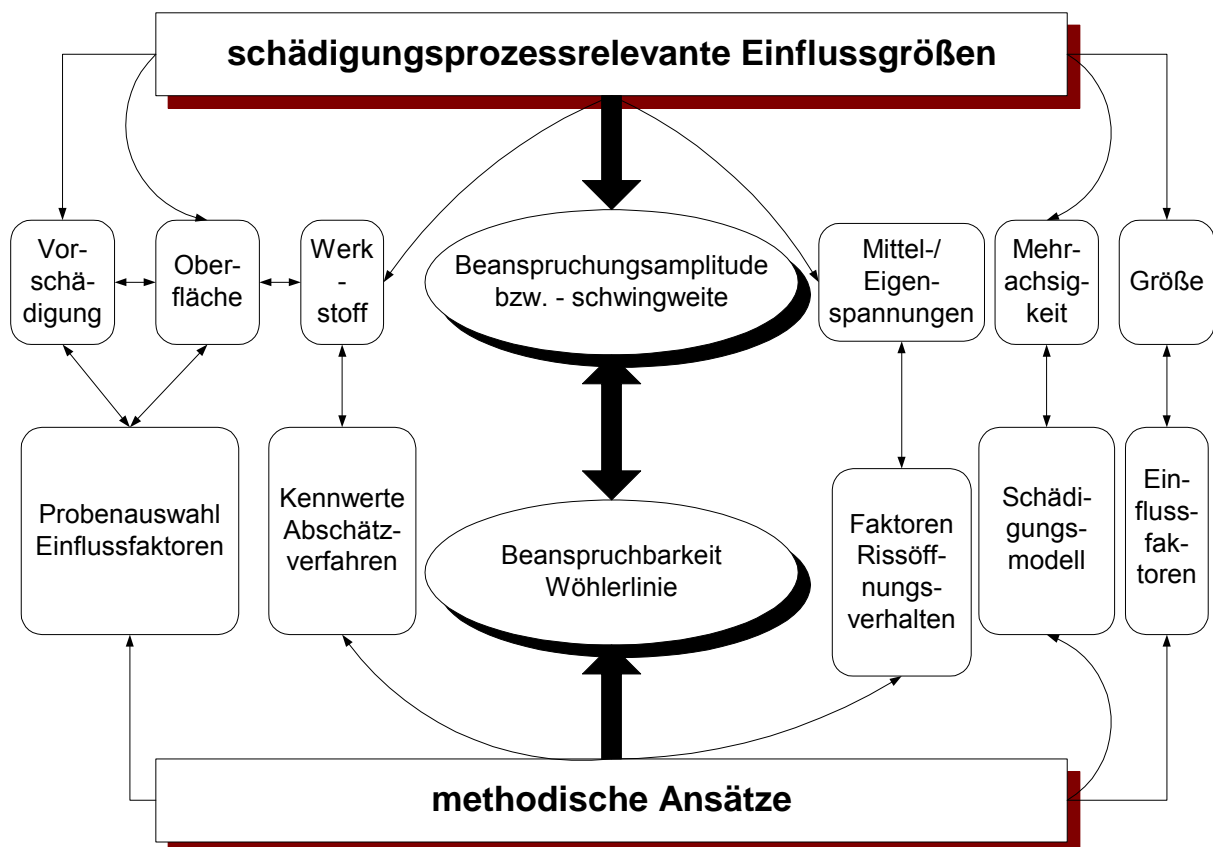
Schließlich ergeben sich wesentliche Einflüsse aus der Bauteilgröße und der Inhomogenität des Beanspruchungsverlaufes im Kerbbereich. Mit der Bauteilgröße steigt die Wahrscheinlichkeit der Präsenz und die Wirksamkeit ermüdungsrissauslösender Fehlstellen im Gefüge selbst bei homogener Beanspruchung. Im Gegensatz dazu mildern ausgeprägte Beanspruchungsgradienten in den versagensrelevanten Strukturbereichen die Wirksamkeit der Maximalbeanspruchung. Beide Phänomene sind zudem eng miteinander verzahnt und erfahren eine zusätzliche Beeinflussung durch Aspekte der fertigungstechnologiebedingten Bauteil- und insbesondere Oberflächeneigenschaften (Randschichten, Eigenstressungen, Oberflächenrauigkeiten etc.). Diese besonders im Umfeld der Dauerfestigkeit ausgeprägten und vielfach experimentell bestätigten Effekte bedürfen zusätzlicher Berücksichtigung in rechnerischen Nachweiskonzepten und werden in der neueren Fachliteratur unter dem Oberbegriff Größeneinflüsse in den drei Kategorien



- technologischer
- statistischer und
- spannungsmechanischer Größeneinfluss

zusammengefasst [20]. Hierbei wird der Einfluss der Bauteilgröße zunächst primär dem statistischen und derjenige des Beanspruchungsgradienten dem spannungsmechanischen Größeneinfluss (Stützziffernkonzent) zugeordnet. Eine strikte Trennung beider Einflussgrößen ist jedoch nicht möglich und eine Zuordnung des spannungsmechanischen als Untergruppe des statistischen Größeneinflusses ist denkbar und sinnvoll [104].

Das umspannte vielparametrische Feld an Einflussgrößen erfordert eine angemessene Umsetzung in praktikierbare Berechnungsregeln. Die wichtigsten Einflussgrößen und methodische Ansätze zu deren Berücksichtigung im Ermüdungsfestigkeitsnachweis sind zusammenfassend in **Abbildung 5** dargestellt. Die Konkretisierung der methodischen Ansätze führt zu Berechnungskonzepten, die eine fundierte rechnerische Bauteilauslegung bei Ermüdungsbeanspruchung ermöglichen.

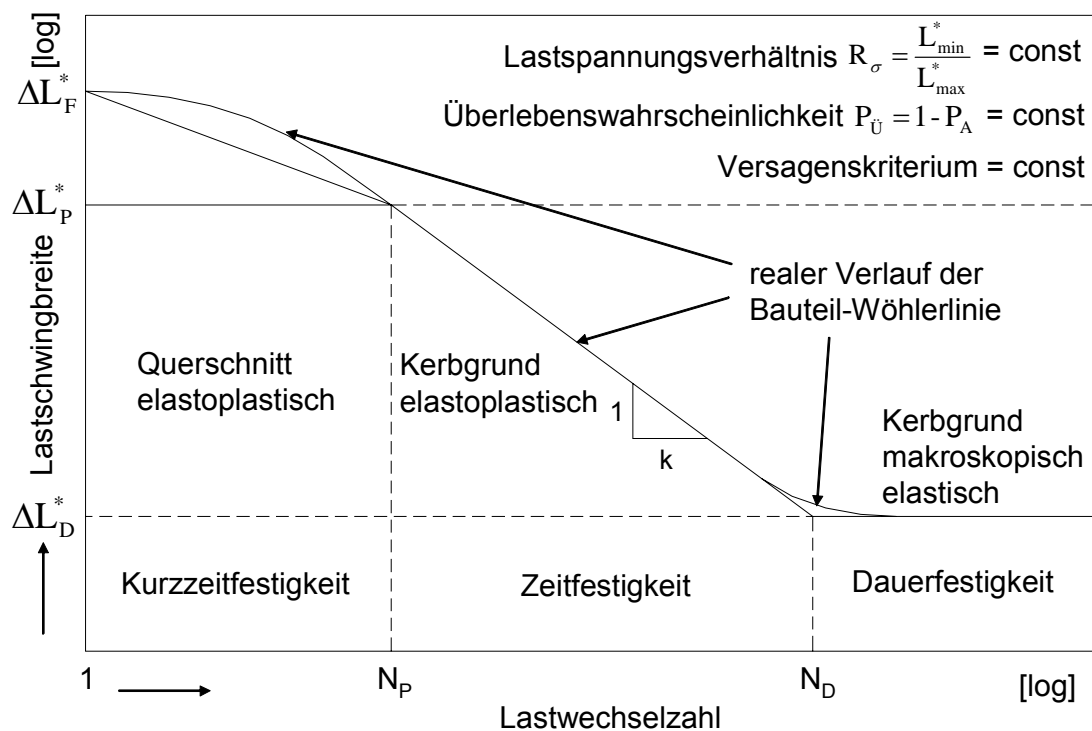


**Abbildung 5:** Schädigungsprozessrelevante Einflussgrößen und methodische Ansätze

## 4. Allgemeine Wöhlerliniencharakteristik und konzeptionelle Konsequenzen

### 4.1. Grundsätzliche Merkmale

Das Ermüdungsverhalten von Bauteilen lässt sich – zunächst proportionale Beanspruchungsverhältnisse (das zahlenmäßige Verhältnis aller einwirkenden Lastkomponenten zueinander bleibt während des gesamten zeitlichen Verlaufes unverändert) konstanter Amplitude vorausgesetzt – vorteilhaft und sehr allgemein gehalten an Hand der funktionalen Abhängigkeit der (ertragbaren) zyklisch einwirkenden äußeren Belastung von der (zulässigen) Lastwechselzahl  $N$  gemäß **Abbildung 6** charakterisieren [1,21].



**Abbildung 6:** Schematische Darstellung einer Bauteil-Wöhlerlinie nach [1,21]

Die Darstellung erfolgt in diesem Fall als (zulässige) Amplitude  $L_a$  bzw. Schwingbreite (Schwingweite)

$$\Delta L = L_{\max} - L_{\min} = 2 \cdot L_a \quad (1)$$

aus Maximum und Minimum einer äußeren Belastung  $L$ . Hierbei kann es sich weiter gefasst sowohl um eine Einzellast (z.B. Innendruck  $L=p$ ) oder eine (proportionale) Kombination aus mehreren Einzellasten (z.B. Innendruck  $p$  und zusätzliche über eine Rohrleitung übertragene Kräfte  $F$  und Momente  $M$ ) handeln. Auf Grund der angenommenen Proportionalität kann ebenfalls direkt auf die Amplitude bzw. auf die Schwingbreite der Hauptlastgröße  $\Delta L_1$  (z.B. den inneren Überdruck  $L_1=p$ ) Bezug genommen werden. Die Darstellung ist einer

Nennspannung  $S$  bzw. deren Schwingweite  $\Delta S$  [5,22] äquivalent. Die äußere Last wird in letzterem Fall durch eine einfache linearelastische Grundbeanspruchung der Struktur (z.B. Kraft/Querschnittsfläche bei stabförmigen Strukturen, Moment/Widerstandsmoment bei Balkenstrukturen unter Biege- bzw. Torsionsbelastung, Membranspannungen bei innendruckbelasteten dünnwandigen Schalenstrukturen) repräsentiert [22].

Die Angabe des für die Ermüdungskurve gültigen Schädigungskriteriums (Technischer Anriss, Riss definierter Länge, Bruch) ist im Sinne einer in sich konsistenten Auslegungsstrategie zwingend erforderlich.

Die auf diese Art und Weise repräsentierten Bauteil-Wöhlerlinien besitzen jeweils Gültigkeit für ein konstantes Verhältnis  $R$  von minimaler und maximaler Last  $R = L_{\min} / L_{\max}$  (Mittelspannungseinfluss) und eine bestimmte statistisch begründete Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_U$  bzw. deren komplementärem Wert für das Versagen  $P_A = 1 - P_U$  (bzw.  $p_A = 100\% - p_U$ ). Der Begriff der Versagenswahrscheinlichkeit wird hier äquivalent zur Ausfallwahrscheinlichkeit verwendet, obwohl letztere im Sinne eines integralen sicherheitstheoretischen Ansatzes zumindest die Streuverteilungen (Dichtefunktionen) der einwirkenden und ertragbaren Beanspruchungen berücksichtigen müsste [5]. Weiter gefasst müssen Einzelursachen der Streuung (z.B. Werkstoff, Geometrie, Größe etc.) modular erfasst und quantifiziert werden. Zur statistischen Absicherung einer Ermüdungskurve sind bei Durchführung von Ermüdungsversuchen 5 bis 7 Proben (Bauteile) pro Lasthorizont bereitzustellen [1]. Hieraus lässt sich das Streuband bzw. die Streuspanne bezüglich Last (Beanspruchung)  $T_\sigma$  und (ertragbarer) Lastwechselzahl  $T_N$

$$T_N = N_{p_S=10\%} / N_{p_S=90\%}; T_\sigma = \Delta L_{p_S=10\%} / \Delta L_{p_S=90\%} \quad (2)$$

quantifizieren.

Die Kenntnis der Streuspanne  $T_\sigma$  ermöglicht unter der Annahme einer Gaußschen Normalverteilung [23] eine Umrechnung der üblicherweise für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_U=0.5$  bzw.  $p_U=50\%$  angegebenen Schwingfestigkeitskennwerte mit der Korrekturfunktion [24]

$$f(P_U) = 10^{-u_0(P_U) \cdot s_R} \quad (3)$$

auf branchenspezifisch bzw. regelwerksseitig einzuhaltende Sicherheitsanforderungen. Hierbei stellen  $u_0(P_U)$  die Funktion der normierten Gaußschen Normalverteilung und  $s_R$  die logarithmische Standardabweichung dar [24]:

$$s_R = \frac{1}{2.56} \cdot \lg\left(\frac{1}{T_\sigma}\right) \quad (4)$$

Die normierte Merkmalsgröße  $u_0$  lässt sich in Abhängigkeit von der geforderten Überlebens- bzw. Ausfallwahrscheinlichkeit über das Gaußsche Integral

$$P_A(u_0) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \int_{-\infty}^{u_0} \exp\left[-\frac{1}{2} \cdot u^2\right] du \quad (5)$$

bzw. für diskrete Werte  $P_A=1-P_U$  nach **Tabelle 1** ermitteln [5].

|       |     |      |           |                   |                      |           |           |           |           |           |           |
|-------|-----|------|-----------|-------------------|----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $P_A$ | 0.5 | 0.16 | $10^{-1}$ | $5 \cdot 10^{-2}$ | $2.28 \cdot 10^{-2}$ | $10^{-2}$ | $10^{-3}$ | $10^{-4}$ | $10^{-5}$ | $10^{-6}$ | $10^{-7}$ |
| $u_0$ | 0   | -1.0 | -1.2815   | -1.64             | -2.0                 | -2.326    | -3.08     | -3.72     | -4.26     | -4.72     | -5.18     |

**Tabelle 1:** Diskrete Zuordnung von Ausfallwahrscheinlichkeit  $P_A$  und normierter Merkmalsgröße  $u_0$

Die Korrekturfunktion nach Gl. (3) lässt sich auf der Basis der Gl. (4) und (5) in der praktischen Anwendung durch die folgende Approximationsfunktion beschreiben [19]:

$$f(P_U; T_\sigma) = 10^{\left( -0.7118873 + 0.0085 \cdot (\ln(1-P_U))^2 + 0.415 \cdot \ln(1-P_U) - \frac{0.69}{\ln(1-P_U)} \right) \cdot \frac{\lg\left(\frac{1}{T_\sigma}\right)}{2.56}} \quad (6)$$

Der in **Abbildung 6** gezeigte schematische Verlauf der Bauteil-Wöhlerlinien weist ausgeprägte Abflachungen zu den Grenzbereichen der statischen Festigkeit und der dauerhaft ertragbaren Lastschwingbreiten ( $N \rightarrow \infty$ ) hin auf. Die im doppelt logarithmischen Maßstab unterschiedlichen Kurvenanstiege lassen eine Unterteilung in die Bereiche

- Kurzzeitfestigkeit (niederzyklischer Bereich, low cycle fatigue, LCF)
- Zeitfestigkeit (hochzyklischer Bereich, high cycle fatigue, HCF)
- Dauerfestigkeit

zu [1,21]. Der Kurvenverlauf wird dabei zu Zwecken der Auslegung doppelt logarithmisch linearisiert [21]. Der Bereich der Kurzzeitfestigkeit ist aus der Sicht des Schädigungsmechanismus durch ausgeprägte Plastizierung des gesamten versagenskritischen Querschnittes geprägt, während der mittlere Bereich der Zeitfestigkeit einen charakteristischen Anstieg  $k$  aufweist, der im Wesentlichen von Wechselplastizierungsvorgängen im jeweils höchstbeanspruchten Kerbgrund bei elastischem Nettoquerschnitt gesteuert wird [5,24]. Charakteristische Grenzen für Komponenten aus Stahl sind extrem flache Anstiege im Bereich  $k=11$  für ungekerbte Bauteile und ein Wert von  $k=3.0$  für extrem scharf gekerbte bzw. a priori rissbehaftete Strukturen wie beispielsweise nicht nachbearbeitete Stahlschweißverbindungen, die auf Grund der mikrorissartigen Mikrokerbwirkung an den Übergängen und Wurzeln zu den schärfsten Kerben gehören, die in eine Konstruktion eingebracht werden können [19]. Im letzteren Fall bietet die Schwingbruchmechanik unmittelbar einen alternativen kon-

zeptionellen Ansatz [13,18,21,25,26,27,28,29], indem durch schwingspielweise Integration des Paris-Gesetzes [30]

$$\frac{da}{dn} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (7)$$

(Risslänge  $a$ , Schwingspiel  $n$ , Werkstoffkonstanten  $C$  und  $m$ , Spannungsintensitätsfaktor  $\Delta K$ ) die Bestimmung der Rissfortschrittslebensdauer von einer Anfangsschädigung  $a_0$  (z.B. 0.1mm [13,15] bzw. 0.05-0.4mm [31] bei nicht nachbearbeiteten Schweißverbindungen) bis zur Risslänge bei Erreichen des Versagenskriteriums ermöglicht wird [34]. Für nicht nachbearbeitete Schweißnähte gilt hierbei der Zusammenhang  $m=k$  [17] und der bruchmechanische Ansatz nach Gl. (7) kann zur Ermittlung von entsprechenden Bauteil-Wöhlerlinien herangezogen werden.

Soll der Bereich der Kurzzeitfestigkeit keiner genaueren Untersuchung unter Einbeziehung der statischen und zyklischen Verfestigungsreserven unterzogen werden, so empfiehlt sich gemäß **Abbildung 6** eine formale Begrenzung der jeweiligen Bauteil-Ermüdungskurve durch die Traglastgrenze, deren praktische Ermittlung im Abschnitt 4.3 einer detaillierteren Beschreibung unterzogen wird.

Der Übergangspunkt zur Dauerfestigkeit  $N_D$  unterliegt erheblicher statistischer Streuung und ist erfahrungsgemäß einerseits vom Wöhlerlinienanstieg  $k$  [21] und andererseits selbstverständlich vom Versagenskriterium (Technischer Anriss, Riss definierter Länge bzw. Bruch) abhängig.

Die Beschreibung der Bauteil-Wöhlerlinie nach **Abbildung 6** erfolgt im allgemeinen in Anlehnung an die Basquin-Beziehung [32] gemäß

$$\Delta L = \begin{cases} \Delta L_D \cdot \left(\frac{N_D}{N}\right)^{\frac{1}{k}} & \text{für } N_p \leq N \leq N_D \\ \Delta L_D & \text{für } N > N_D \\ \Delta L_p & \text{für } N < N_p \end{cases} \quad (8)$$

Selbstverständlich lässt sich Gl. (8) ebenfalls im Sinne (zulässiger) Lastwechselzahlen

$$N = \begin{cases} N_D \cdot \left(\frac{\Delta L_D}{\Delta L}\right)^k & \text{für } \Delta L_p \geq \Delta L \geq \Delta L_D \\ \infty & \text{für } \Delta L_D > \Delta L \end{cases} \quad (9)$$

darstellen, wobei sich für  $N = N_p$  und  $\Delta L = \Delta L_p$  die Übergangslastwechselzahl zum Bereich der Kurzzeitfestigkeit ergibt. Ebenso kann bei Kenntnis zweier Wertepaare  $[N_1; \Delta L_1]$  und  $[N_2; \Delta L_2]$  im Zeitfestigkeitsbereich der Wöhlerlinienexponent  $k$  nach

$$k = \frac{\lg\left(\frac{N_2}{N_1}\right)}{\lg\left(\frac{\Delta L_1}{\Delta L_2}\right)} \quad (10)$$

bestimmt werden.

Der Kurzzeitfestigkeitsbereich kann durch eine einfache Abschätzung erfasst werden:

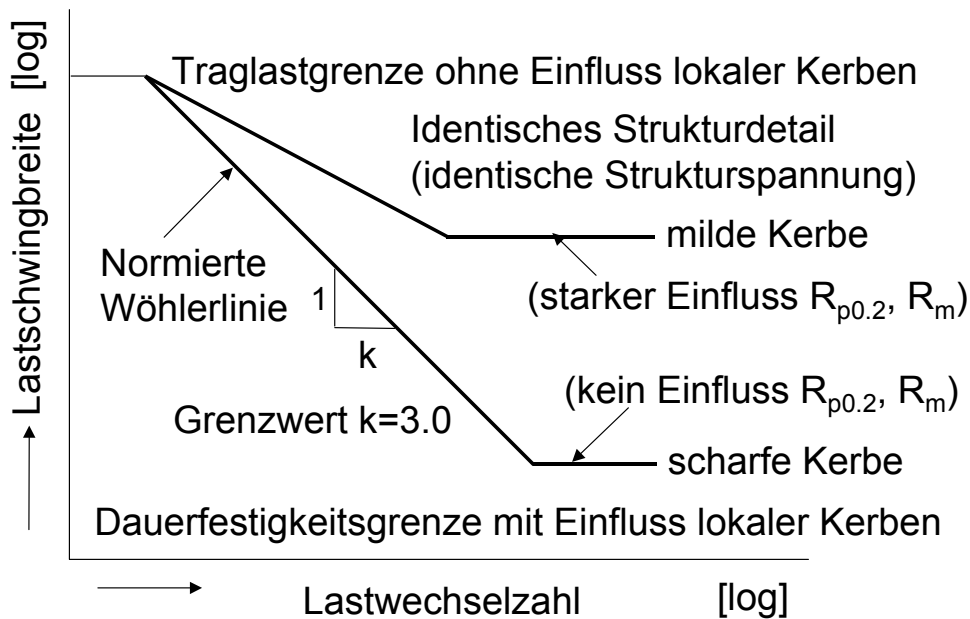
$$L_B = L_P \cdot \frac{R_m}{R_{p0.2}} \quad (11)$$

(Zugfestigkeit  $R_m$  und 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0.2}$ ) [21]. Es kann dann eine Linearisierung des Wöhlerlinienverlaufes zwischen der Bruchlast  $L_B$  und der Traglast  $L_P$  vorgenommen werden. Von einer praktischen Nutzung sollte jedoch Abstand genommen werden, weil die Verformungsfähigkeit des verwendeten Konstruktionswerkstoffes zu beachten und die Auswirkung der Mehrachsigkeit auf die Versprödung des Materials nicht quantifizierbar ist.

Die Existenz allgemeiner Gesetzmäßigkeiten der Bauteil-Wöhlerliniencharakteristik führt unmittelbar auf die Möglichkeit der Ableitung bauteilspezifischer Normierter Wöhlerlinien [1], die sich durch einheitliche Streubänder, Anstiege  $k$  im Bereich der Zeitfestigkeit und Abknickpunkte  $N_D$  zur Dauerfestigkeit auszeichnen. Als Normierungsgröße fungiert dabei die Dauerfestigkeitsgrenze. Obgleich von allgemeiner Gültigkeit [17,33], ist das Prinzip der Normierten Wöhlerlinie von besonderem Interesse im Zusammenhang mit Schweißverbindungen, die keinen geometrieverbessernden Nachbearbeitungsmaßnahmen unterzogen wurden, da sich hieraus konkrete Berechnungskonzepte ableiten lassen. Die diesbezüglichen Gesetzmäßigkeiten konnten in einer gezielten Auswertung der verfügbaren Datenbasis (Stumpf-, Kreuz- und Doppellaschenstöße, Längskehlnähte und Längssteifen, schubbeanspruchte Kehlnähte, stab- und bauteilähnliche Versuchskörper) aus 957 Versuchsreihen mit 9215 Einzelversuchen statistisch belegt werden [16]. Es steht damit neben vielen weiteren Referenzen [13,18] eine abgesicherte Datenbasis für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen zur Verfügung. Hieraus ergibt sich insbesondere ein mittlerer Wert von  $k = 3.5$  für den Zeitfestigkeitsexponenten bei  $p_U = 50\%$ , der in den Regelwerken bei Überlebenswahrscheinlichkeiten  $p_U > 95\%$  auf den theoretischen Grenzwert von  $k = 3.0$  gesetzt wird [9,34]. Die ermittelten Streuspannen betragen  $T_N = 2.4$  bezüglich Lastwechselzahlen und  $T_\sigma = 1.28$  bezüglich Beanspruchung. Der Abknickpunkt in den Bereich der Dauerfestigkeit wird für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen in [17] einheitlich und in [16] mehrheitlich mit  $N_D = 2 \cdot 10^6$  Schwingspielen angegeben und in den aktuellen Regelwerken bzw. verbreiteten Berechnungsrichtlinien [9,34] meist mit  $N_D = 5 \cdot 10^6$  festgelegt. Die Kenngrößen

dieser Bauteil-Wöhlerlinien können als weitgehend unabhängig von den Herstellungsparametern und der Zugfestigkeit des Grundwerkstoffes angesehen werden [16]. Ungünstige Schweißeigenstresszustände verschieben den Abknickpunkt zur Dauerfestigkeit hin zu Lastwechselzahlen  $N_D > 2 \cdot 10^6$  und machen eine dauerfeste Auslegung problematisch.

Eine qualitative Gegenüberstellung der Bauteil-Wöhlerlinien von mild und scharf gekerbten Bauteilen bzw. Schweißverbindungen ohne und mit Nahtnachbearbeitung ist bezogen auf das Versagenskriterium Bruch **Abbildung 7** zu entnehmen.



**Abbildung 7:** Einfluss von Kerben und Rissen auf die Wöhlerliniencharakteristik

Betrachtet wird ein identisches Strukturdetail (z.B. Schweißverbindung) mit identischer Strukturspannung. Das dominante qualitative Merkmal der Gegenüberstellung ist der signifikante Anstieg der Bauteil-Dauerfestigkeit mit Abnahme der Kerbschärfe [21]. Dieser ist vorrangig auf die Geometrie zurückzuführen, woraus sich das Konstruktionsprinzip der kerbaren Gestaltung bei Ermüdungsbeanspruchung ableiten lässt. Die Bauteil-Dauerfestigkeit ist im Falle milder Kerbung jedoch auch vom verwendeten Konstruktionswerkstoff und seinen statischen Festigkeitskennwerten abhängig, so dass beispielsweise die Verwendung von Stählen höherer Festigkeit eine Dauerfestigkeitssteigerung mit sich bringt. Dieser Einfluss geht bei scharf gekerbten bzw. a priori rissbehafteten Strukturen wie Schweißnähten ohne Nachbearbeitung im allgemeinen statistischen Streuband der Ermüdungsdaten unter und lässt sich allenfalls auf Werkstoffgruppen wie Stahl allgemein im Vergleich zu Aluminium beziehen. Mithin bringt der Einsatz höherfester Stähle bei nicht nachbearbeiteten Schweißnähten keine Schwingfestigkeitssteigerung mit sich, wie in zahlreichen experimentellen Untersuchungen nachgewiesen wurde [13,18]. Mild gekerbte Strukturen wie nachbearbeitete Schweißnähte oder ungeschweißte Bauteilbereiche weisen zudem einen erheblich flacheren Anstieg der Bauteil-Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich auf [21]. Der Abknickpunkt in den

Dauerfestigkeitsbereich verschiebt sich in Richtung niedrigerer Lastwechselzahlen [21]. Der Vorteil milder Kerbung wird mit zunehmender Plastizierung abgebaut. Der Schnittpunkt beider Kurven auf Höhe der (statischen) Traglast stellt eine Idealisierung dar, da das scharf gekerbte bzw. vorgeschädigte Bauteil auch auf Höhe der Traglast noch eine höhere Rissfortschrittsrate aufweisen wird.

#### 4.2. Äußere Lasten und lokale Beanspruchung

Ausgehend von dominant elastischer Kerbgrundbeanspruchung im hochzyklischen Bereich bzw. in der Nähe der Dauerfestigkeit machen spannungsbasierte Konzepte [35] des Ermüdungs- bzw. Betriebsfestigkeitsnachweises von der Annahme linearer Proportionalität zwischen äußerer Last und örtlicher Beanspruchung  $L \sim \sigma$  Gebrauch, so dass die Ordinate in **Abbildung 6** im Sinne einer (zulässigen) Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma$  bereitgestellt werden kann. Für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen wurden und werden insbesondere Verfahrensvarianten entwickelt, die auf charakteristischen Struktur- bzw. Kerbspannungen im versagenskritischen Bereich des Schweißnahtüberganges oder auch der Schweißnahtwurzel basieren [1,5,18]. Als schädigungsrelevante Beanspruchungsgröße wird dabei auf die Schwingbreite der ersten Hauptspannung  $\Delta\sigma_1$  [34] oder der Vergleichsspannung (von Mises oder Tresca-Kriterium)  $\Delta\sigma_v$  [9] zurückgegriffen. Der unterstellte linearelastische Zusammenhang zwischen äußerer Last  $L$  und örtlicher Beanspruchung  $\sigma$  lässt sich in Form eines elastischen Übertragungsfaktors  $c$  [5] nach

$$c = \frac{\sigma}{L} = \frac{\Delta\sigma}{\Delta L} \quad (12)$$

darstellen. Dieser wird für ein konkretes Bauteil auf numerischem (Finite-Elemente-Methode), analytischem bzw. auch experimentellem Weg ermittelt. Eine Aufteilung von elastischen Übertragungsfaktoren auf einzelne Lastkomponenten  $L_i$  (z.B. innerer Überdruck und zusätzliche Kräfte und Momente bei Druckbehälterkomponenten) [5] ist selbstverständlich auf Basis des für linearelastische Beanspruchungsverhältnisse gültigen Superpositionsprinzips entsprechend

$$\sigma_1 = c_{1,1} \cdot L_1 + c_{1,2} \cdot L_2 + \dots + c_{1,n} \cdot L_n = \sum_{i=1}^n c_{1,i} \cdot L_i \quad (13)$$

möglich [36], wobei der versagenskritische Ort jeweils zu identifizieren ist und Proportionalität der Lastaufgabe vorausgesetzt ist. Nichtproportionale Lasten führen zu orts- und zeitabhängigen elastischen Übertragungsfaktoren [5]. Bei Schweißverbindungen handelt es sich bezüglich des Versagensortes in der Regel um die Schweißnahtübergänge (**Abbildung 4**) oder die Schweißnahtwurzel. An Hand der Gl. (12) und (13) wird im elastischen Bereich der Nennspannungscharakter der in **Abbildung 6** definierten Lastschwingbreite  $\Delta L$  deutlich.



Nennspannungen sind in der Regel linear mit der zugehörigen Lastgröße (z.B. Kraft oder Biegemoment) verknüpft und bewirken daher je nach Definition im Sinne von **Abbildung 6** lediglich eine Ordinatenverschiebung um einen konstanten Betrag. Ebenso ist unter der Voraussetzung proportionaler Belastungsverhältnisse eine Darstellung in Abhängigkeit von der Hauptlastkomponente  $L_1$  (z.B. die Funktionslast Innendruck) mit

$$k_1 = \frac{L_1}{L_1}; k_2 = \frac{L_2}{L_1}; k_3 = \frac{L_3}{L_1}; \dots; k_i = \frac{L_i}{L_1} \quad (14)$$

$$c_{l,res} = c_{l,1} + c_{l,2} \cdot k_2 + c_{l,3} \cdot k_3 + \dots + c_{l,i} \cdot k_i \quad (15)$$

und damit der Gl. (12) äquivalenten Beziehung

$$\sigma_l = c_{l,res} \cdot L_1 \quad (16)$$

möglich [36]. Für die praktische Festigkeitsanalyse (Finite-Elemente-Methode, Boundary-Elemente-Methode) bedeutet Gl. (16) die simultane Berücksichtigung sämtlicher äußerer Lasten unter Beachtung der Proportionalität in einer Rechnung, während die Gl. (13) bis (15) eine verallgemeinerungsfähige Kombination verschiedener Lastfälle (mehrere Rechnungen) ermöglichen [19]. Die klassische Darstellung in Formzahlschreibweise (Maximalbeanspruchung = Formzahl\*Nennspannung) [5]

$$\sigma_{l,max} = K_t \cdot \sigma_N \quad (17)$$

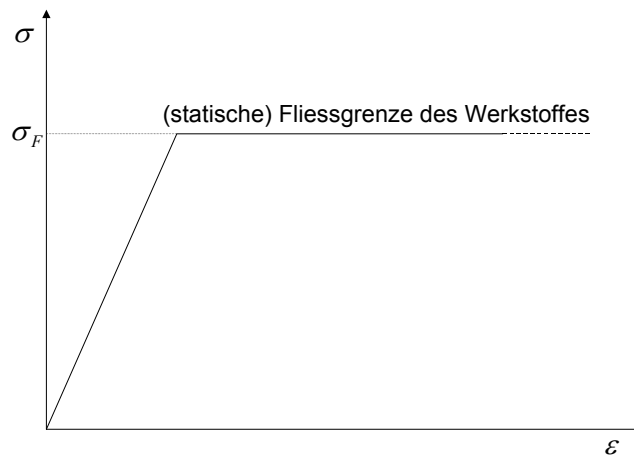
ist hierbei als Sonderfall mit der obligatorischen Zusatzangabe einer Nennspannung  $\sigma_N$  (z.B. globale Membranspannung einer Druckbehälterkomponente) zu betrachten [5,21]. Die Verwendung von Formzahlen wird hier mit Blick auf die Möglichkeiten der numerischen Beanspruchungsanalyse (FEM, BEM) ohne die Notwendigkeit der Angabe von Nennspannungen vermieden. Gleichsam repräsentieren die Gl. (12) bis (17) Beanspruchungsgrößen der zu untersuchenden Struktur, die der Beanspruchbarkeit in Form der Wöhlerlinie gegenübergestellt bzw. zur synthetischen Ableitung von Bauteil-Wöhlerlinien genutzt werden [21].

Wird das Plastizierungsverhalten im geometrisch definierten Kerbgrund berücksichtigt, so geht der lineare Zusammenhang zwischen äußerer Last und lokaler Beanspruchung verloren. Als maßgebende Beanspruchungsparameter fungieren in diesem Fall örtliche Dehnungen, deren nichtlineare funktionale Abhängigkeit von der äußeren Last  $\varepsilon = f(L)$  durch sogenannte Bauteilfließkurven [5] wiedergegeben wird. Dehnungsbasierte Konzepte [35] machen von dieser Beziehung Gebrauch.

### 4.3. Zur Bestimmung der Traglast

Obgleich im Allgemeinen mit der statischen Nachweisführung bzw. Auslegung verknüpft, spielt die Traglast eine wichtige Rolle bei der Abgrenzung des Kurzzeitfestigkeitsbereiches der Bauteil-Wöhlerlinie (siehe **Abbildung 6**). Unter dem Begriff Traglast wird hierbei die untere Grenzlast (lower bound limit load) ohne Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearität und werkstoffseitiger Verfestigungsreserven des verwendeten duktilen Materials verstanden.

In diesem Sinne ist die Traglast  $L_p$  zunächst als das Belastungsniveau definiert, bei und über dem das Gleichgewicht der Struktur im unverformten Zustand nicht mehr beibehalten werden kann [40]. Durch die äußere Belastung resultierende Punkte im Spannungsraum können eine spezifizierte Grenzfläche nicht überschreiten, die normalerweise mit den Fließkriterien nach Tresca bzw. von Mises verbunden wird. Die zu ermittelnde Grenzlast steht damit in direkter Abhängigkeit zur Fließgrenze  $\sigma_F$  des Konstruktionswerkstoffes [40,38]. Das Materialverhalten wird gemäß **Abbildung 8** idealisierend als linearelastisch-idealplastisch bzw. starrplastisch angenommen.



**Abbildung 8:** Linearelastisch-idealplastisches Materialverhalten

Die Annäherung an den Traglastzustand ist mit der Bildung von Fließlinien bzw. plastischen Gelenken assoziiert, für die die statischen Gleichgewichtsbeziehungen volle Gültigkeit besitzen. Die so definierte Grenzlast grenzt Verformungen in der Größenordnung elastischer Deformation von großen plastischen Verformungen (gross plastic deformations) ab [40]. Im Sinne des idealisierten Materialgesetzes tritt bei Überschreiten der Traglastgrenze haltloses Fließen ein [37]. Einschränkend ist die Anwendbarkeit der Methode auf nicht selbstbegrenzende Lasten zu bemerken. Thermomechanische Beanspruchungen und vorgegebene Verformungen sind mit Ausnahme von Bereichen mit möglicher Dehnungskonzentration auf Grund ihres selbstbegrenzenden Charakters von der Anwendung der Traglasttheorie ausgeschlossen [40]. Die Traglast kennzeichnet hierbei die Grenze für eine äußere Last oder im erweiterten Sinne für eine proportionale Lastkombination.

Die zu ermittelnde Traglast  $L_p$  [5,21,38] bzw. die zugehörige Lastschwingbreite  $\Delta L_p = L_p - L_{\min}$  bleibt von lokalen Kerbeffekten unbeeinflusst, solange keine signifikante Verschwächung des Nettoquerschnittes eintritt. Gehen im Weiteren unter Berücksichtigung des realen zyklisch stabilisierten Materialverhaltens große plastische Verformungen vom ermüdungsgefährdeten Strukturbereich aus, so wird das Ermüdungsgeschehen mit Erreichen der Traglastgrenze vom Plastizierungsverhalten des Querschnittes dominiert. Der Einfluss der Wechselplastizierung lokaler Kerben, der wesentlich für den charakteristischen An-

stieg der Bauteil-Wöhlerkurve im Zeitfestigkeitsbereich verantwortlich ist, geht dann verloren, was sich gemäß **Abbildung 6** in einem Abflachen der Ermüdungskennlinie zum Kurzzeitfestigkeitsbereich hin äußert.

Die Traglast stellt somit ein probates Mittel zur Abgrenzung des Kurzzeitfestigkeitsbereiches dar. Eine Lastwechselzahl, die durch den Tragfähigkeitsnachweis auf Basis der Traglast abgesichert ist, wird mit  $N_P$  gemäß **Abbildung 6** markiert. Sie kennzeichnet somit gleichzeitig in Abhängigkeit von der Konstruktionsform, der Belastungsart und dem verwendeten Werkstoff den sogenannten quasistatischen Bereich. Die Traglast lässt sich in einfachen Fällen nach analytischen Ansätzen abschätzen [5] (z.B. Kräftegleichgewicht an elementaren Tragwerken bei voll plastiziertem Querschnitt [37], Flächenvergleichsverfahren bei innendruckbeanspruchten Behälter-Stützen-Verbindungen [39]) bzw. mittels FE-Analysen unter Annahme linearelastisch-idealplastischen Materialverhaltens und **ohne** die Option großer plastischer Verformungen (geometrische Nichtlinearität) ermitteln [40]. Eine aus praktischer Sicht einfach zu handhabende Strategie der numerischen Traglastermittlung auf der Basis der Finite-Elemente-Methode wird in [40] beschrieben. Hierbei wird eine FE-Analyse unter Vorgabe eines Lastniveaus durchgeführt, das erwartungsgemäß oberhalb der Traglastgrenze liegt. Diese Analyse kann nicht konvergieren, da das Gleichgewicht zwischen inneren und äußeren Kräften unter den materialeitigen Vorgaben (keine Verfestigung) nicht aufrechtzuerhalten ist. Kommerzielle FE-Codes dokumentieren jedoch jeden konvergierten Lastschritt der Berechnung, der wiederum einen Bruchteil der äußeren Belastung repräsentiert, für den die Spannungsverteilung in der Struktur den Gleichgewichtsbedingungen Genüge tut. Der letzte konvergente Lastschritt ist somit gleichbedeutend mit dem Erreichen des Traglastzustandes [40]. Der Bruchteil der äußeren Belastung wird für jeden Lastschritt als Lastfaktor in ein externes Ausgabefile geschrieben, so dass an Hand des Outputs direkt auf die Traglast geschlossen werden kann. Eine zweite FE-Analyse unter Vorgabe eben dieser Last bzw. der Zugriff auf die Datenbasis des zugehörigen Berechnungsschrittes kann einerseits als Kontrolle der Verträglichkeit des Deformationszustandes dienen und gibt andererseits Aufschluss über den Ort des sich ausbildenden plastischen Gelenkes. Es ist zu beachten, dass diese Methode der Traglastbestimmung ausschließlich das erste sich ausbildende plastische Gelenk der Struktur ausweist. Vorteil ist die Anwendbarkeit auf komplizierte Geometrien und proportional kombinierte Belastung. Eine umfassendere Anwendungsbeschreibung und Bewertung der Methode ist [41] zu entnehmen.

Da lokale Geometriemerkmale wie Kerben die Traglastgrenze unbeeinflusst lassen, so lange keine signifikante Querschnittsverchwächung eintritt, kann die FE-Modellierung sich auf die globalen tragfähigkeitsbestimmenden Bestandteile der zu untersuchenden Struktur bei relativ grober Vernetzung (z.B. zwei Elemente über die Wanddicke) beschränken [41]. Mit anderen Worten ist der Modellierungsaufwand für traglastbezogene FE-Analysen erheb-

lich geringer als derjenige für den rechnerischen Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach lokalen Konzepten. Selbstverständlich lässt sich aber auch das für die Ermüdungsfestigkeitsanalyse herangezogene FE-Modell unter den entsprechenden materialseitigen Vorgaben zur Traglastbestimmung nutzen.

Zu beachten ist weiterhin die Tatsache, dass die zur Bestimmung der Traglast benutzte Fließgrenze des Werkstoffes ebenfalls statistischer Streuung unterliegt. Bei der Nutzung garantierter Mindestwerte sollte in Bezug auf die Ermittlung der Grenzlastspielzahl  $N_P$  die Kompatibilität mit der Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_U$  der Bauteil-Wöhlerkurve gewährleistet werden. Die zusätzliche Berücksichtigung eines pseudoprobabilistischen Sicherheitsfaktors (z.B. 1.5) und ein möglicher Anpassungsfaktor  $\sqrt{3}/2$  für das Fließkriterium nach Tresca tut gleichzeitig dem regelwerksbasierten Tragfähigkeitsnachweis nach dem Prinzip Design by Analysis Genüge [44]. Letzteres kann als ein vorteilhafter Nebeneffekt der Ermüdungsanalyse gewertet werden.

#### **4.4. Verfügbare Konzepte des rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweises**

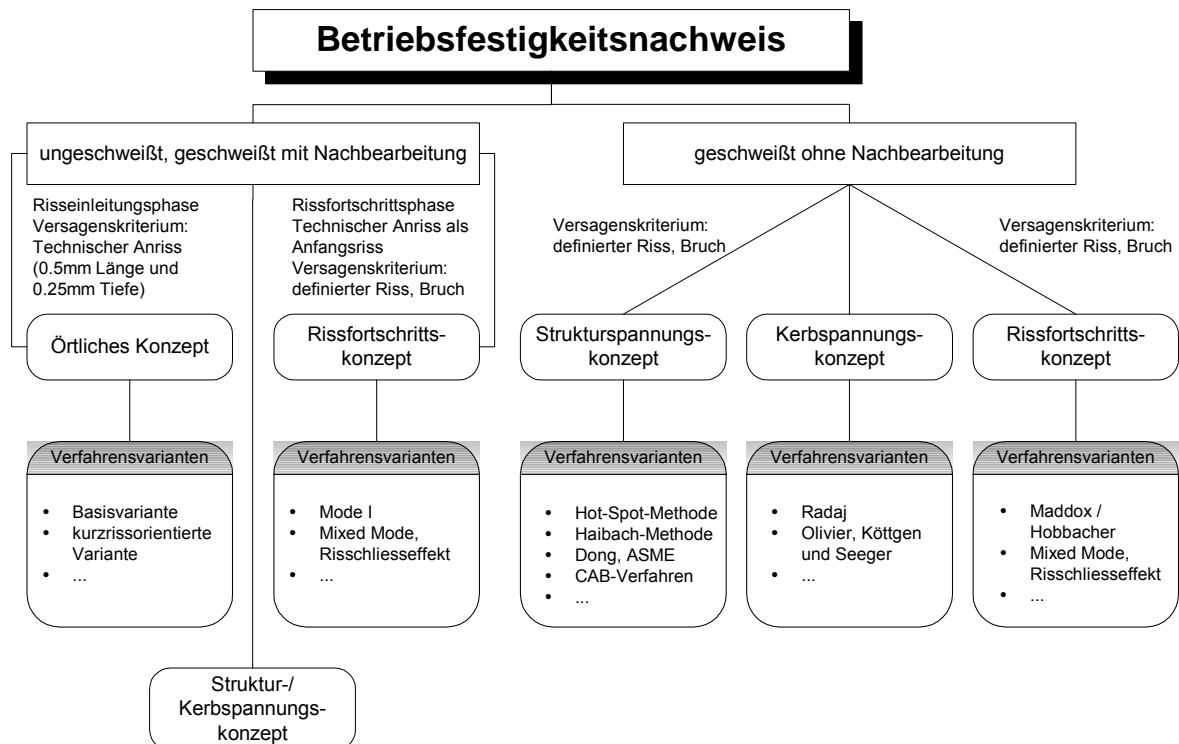
In Anlehnung an die dargelegten Gesetzmäßigkeiten des Bauteilverhaltens unter zyklischer Beanspruchung und die sich daraus ergebenden methodischen Ansätze haben sich neben dem rein experimentellen Ermüdungsfestigkeitsnachweis folgende Konzepte in verschiedenen Verfahrensvarianten durchgesetzt [1,5,18]:

- Nennspannungskonzept (nominal stress approach)
- Strukturspannungskonzept (structural stress approach)
- Konzept der örtlich elastischen Beanspruchungen (Kerbspannungskonzept = notch stress approach)
- Konzept der örtlichen Beanspruchungen (Örtliches Konzept, Kerbgrundkonzept, Kerbdehnungskonzept = local strain approach)
- Rissfortschrittskonzepte (crack propagation approaches).

Das historisch verwurzelte und in vielen Technikbereichen weit verbreitete und ausgearbeitete Nennspannungskonzept [1,4,5,22] setzt die Ermittlung geeigneter Bauteil-Wöhlerlinien bestimmter konstruktiver Details voraus. Es ist prinzipiell gleichermaßen für ungeschweißte Bauteilbereiche und Schweißverbindungen ohne und mit Nachbearbeitung anwendbar. Einschränkungen ergeben sich vor allem aus dem Aufwand der Kennlinienermittlung und der Inflexibilität bezüglich Veränderungen der geometrischen Einflussparameter bzw. aus der Nichtexistenz experimentell ermittelter Bauteil-Wöhlerlinien. Standardschweißverbindungen sind im Rahmen des Nennspannungskonzeptes tabelliert und damit leicht berechenbar [34,42]. Eine größere Flexibilität der Variantenbetrachtung bieten jedoch das Struktur- und Kerbspannungskonzept [5,18]. Obgleich sich prinzipiell Verfahrensvarianten für ungeschweißte Bauteile und Schweißverbindungen mit Schweißnahtnachbearbeitung ausarbeiten lassen [5,18] (siehe z.B. Abschnitt 6.2.2), werden beide Konzepte praktisch häufig im

Kontext nicht nachbearbeiteter Schweißverbindungen angewendet und haben in den letzten Jahren eine weite Verbreitung gefunden.

Das Örtliche Konzept ist für moderat gekerbte Bauteilbereiche vom niederzyklischen Bereich bis hin zur dauerfesten Auslegung bei Kenntnis der Feingeometrie und der zyklischen Werkstoffeigenschaften uneingeschränkt anwendbar [5]. Ein besonderer Einsatzbereich ergibt sich im Zusammenhang mit nachbearbeiteten Schweißverbindungen [18,103]. Zu beachten ist dabei das Schädigungskriterium, das durch den (Technischen) Anriss fixiert wird. Es schließt gleichzeitig eine Anwendung für als makroskopisch vorgeschädigt zu betrachtenden Schweißverbindungen ohne Nahtnachbearbeitung aus.



**Abbildung 9:** Schematische Darstellung lokaler konzeptioneller Ansätze der rechnerischen Lebensdauerabschätzung

Die im Folgenden bevorzugt betrachteten lokalen konzeptionellen Ansätze der rechnerischen Lebensdauerabschätzung sind zusammenfassend in **Abbildung 9** dargestellt. Zusätzlich zu beachten sind die generelle Anwendbarkeit des Nennspannungskonzeptes und die Bereitstellungsmöglichkeit von speziellen Verfahrensvarianten des Struktur- und Kerbspannungskonzeptes für ungeschweißte Bauteilbereiche und Schweißverbindungen mit Schweißnahtnachbearbeitung. Generell macht sich eine konzeptionelle Anpassung an die zu betrachtenden Schweißnahtausführungen mit und ohne Nahtnachbearbeitung sowie ungeschweißte Bauteilbereiche erforderlich. Besonderes Augenmerk ist hierbei auf das zu Grunde liegende Versagenskriterium zu legen. Bei Verwendung des Örtlichen Konzeptes macht sich u.U. eine Abschätzung der Technischen Rissfortschrittsphase (siehe **Abbildung 1**) bzw. eine Kopplung mit dem Rissfortschrittskonzept zur Ermittlung der Gesamtlebensdauer erforderlich.

## 5. Bewertungsgrundlagen für nicht nachbearbeitete Schweißnähte

### 5.1. Allgemeine Vorgehensweise

Die für geschweißte Bauteile ohne Schweißnahtnachbearbeitung gegenwärtig vorrangig zum Einsatz kommenden spannungsbasierten Konzepte [5,18,35] lassen sich auf das grundsätzliche Verfahrensschema nach **Abbildung 10** zurückführen. Grundvoraussetzung ist wie in allen Konzepten des rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweises die Kenntnis der äußeren Lasten und deren Zeitfunktion  $L(t)$ . Die Ermittlung der aus der Bauteilgeometrie und –belastung resultierenden Beanspruchung erlaubt die direkte Anwendung der bewertungsseitig bereitgestellten Wöhlerlinien, deren Formulierung in Lasten oder Nennspannungen (Nennspannungskonzept) bzw. Struktur- oder Kerbspannungen (lokale Konzepte) erfolgt. Diese Ermüdungskennlinien besitzen selbstverständlich Gültigkeit für eine bestimmte Überlebenswahrscheinlichkeit  $p_U$  (z.B. nominell 97.7% nach Anhang 4 des AD-Merkblattes S2 [9]) und sind mit einer Streuspanne  $T_\sigma$  bzw.  $T_N$  ausgestattet. Sie werden im hochzyklischen Bereich) für eine bestimmte Überlebenswahrscheinlichkeit bis zur Lastwechselzahl an der Dauerfestigkeitsgrenze  $N_D = 5.0 \cdot 10^6$  in den Regelwerken [9,44] meist durch Gleichungen der Form

$$N = \frac{C}{\Delta\sigma^k} \quad \text{bzw.} \quad \Delta\sigma = \left(\frac{C}{N}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (18)$$

beschrieben. Der Wert der *FAT*-Klasse nach [34] ist definitionsgemäß identisch mit der Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma$  (je nach verwendetem Konzept Nenn-, Struktur- oder Kerbspannung) bei  $N = 2.0 \cdot 10^6$ , d.h. es gilt

$$FATX = \Delta\sigma(N = 2 \cdot 10^6) \quad (19)$$

Im Sinne des Nennspannungskonzeptes ergibt sich eine Wöhlerlinienschar verschiedener *FAT*-Klassen zur Berücksichtigung von Konstruktions- und Nahtformen.

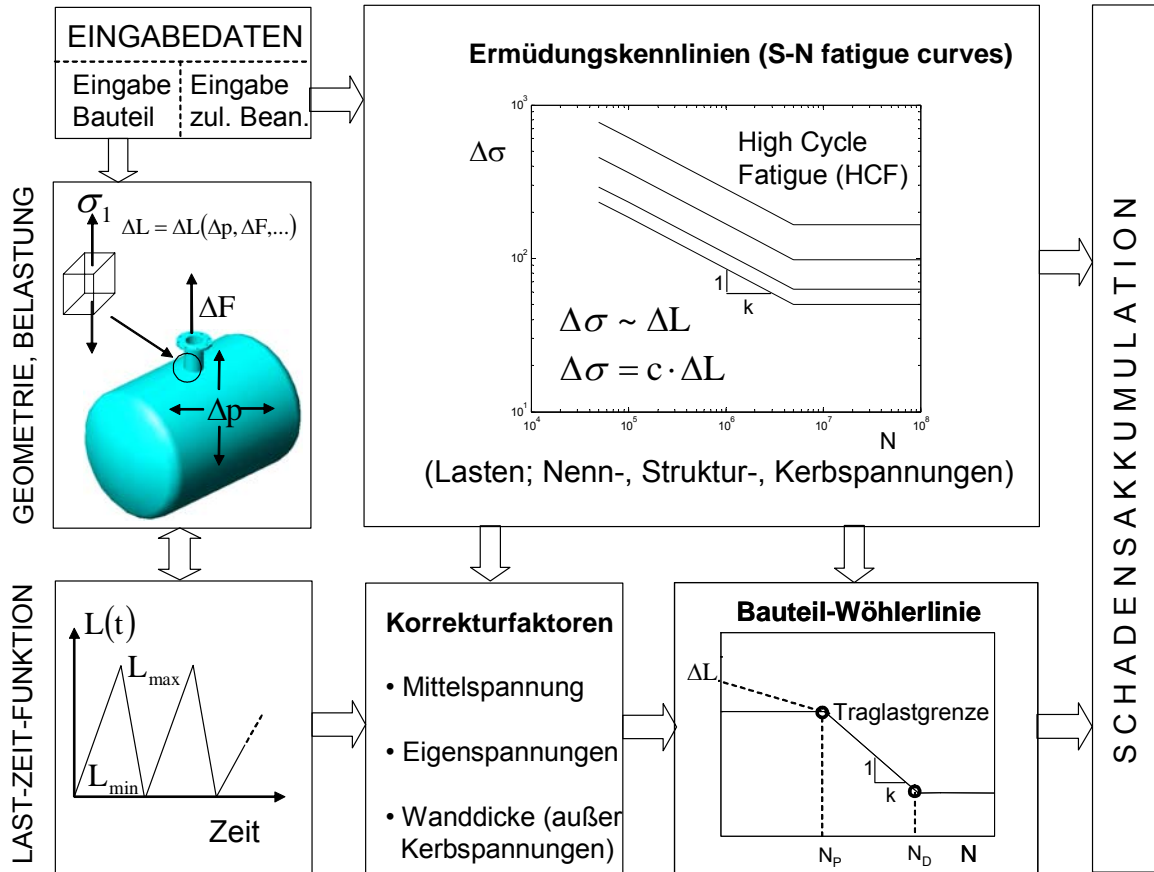
Die Konstanten  $C$  sind für die einzelnen Bauteil-Wöhlerlinien tabelliert bzw. ergeben sich aus den Dauerfestigkeitswerten  $\Delta\sigma_D$  nach der Gleichung

$$C = 5.0 \cdot 10^6 \cdot \Delta\sigma_D^k \quad (20)$$

Die Zusammenfassung der Gl. (18) und (20) führt zur üblichen Darstellung von Spannungswöhlerlinien in der von Basquin [1,32] vorgeschlagenen Form

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_D \cdot \left(\frac{N_D}{N}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (21)$$

und damit unter Beachtung des jeweils gültigen elastischen Übertragungsfaktors  $c$  nach Gl. (12) direkt zu Gl. (8).



**Abbildung 10:** Schema zur Anwendung spannungsbasierter Konzepte

Die aus der numerischen Beanspruchungsanalyse (Finite-Elemente-Methode, Randintegralmethode) für das Bauteil unter Zugrundelegung einer bestimmten Last-Zeit-Funktion ermittelten Größen werden direkt zum Vergleich herangezogen.

In Form von Korrekturfaktoren sind zunächst Mittel- und Schweißeigenspannungen zu berücksichtigen, soweit diese nicht bereits in die bereitgestellte Ermüdungskennlinie eingearbeitet wurden.

Der Einfluss der Bauteildicke [43] wird vom Berechnungsmodell in sämtlichen Verfahrensvarianten des Nenn- und Strukturspannungskonzeptes nicht direkt erfasst und deshalb meist beginnend bei 25mm durch einen wanddickenabhängigen Korrekturfaktor  $F_d$  der Form

$$F_d(T) = \begin{cases} 1.0 & \text{für } T \leq 25\text{mm} \\ \left(\frac{25\text{mm}}{T}\right)^n & \text{für } T > 25\text{mm} \end{cases} \quad (22)$$

mit  $n=0.25$  [9] berücksichtigt. Bei Anwendung des Kerbspannungskonzeptes wird dieser Einflussfaktor bereits durch die Beanspruchungsanalyse abgedeckt [5,43], da die Bauteildicke direkten Einfluss auf die Größe der für die Schädigungsbewertung maßgeblichen Kerbspannung nimmt.

Die Kenntnis der Beanspruchungsgröße erlaubt im einfachsten Nachweisfall unter Berücksichtigung der Korrekturfaktoren die Ermittlung einer zulässigen Lastwechselzahl  $N_{zul}$  aus der bereitgestellten Ermüdungskennlinie, aus der sich im Sinne einer regelwerksbasierten Auslegung [9,44] wiederum direkt eine Prüffrist ableiten lässt. Im Umkehrschluss kann eine betriebsbedingt zu erwartende Lastwechselzahl  $N$  zur Festlegung der zulässigen Beanspruchung  $\Delta\sigma_{zul}$  verwendet werden. Die tatsächlich auftretende Beanspruchung muss dann im Sinne eines klassischen Festigkeitsnachweises kleiner als die zulässige Größe sein.

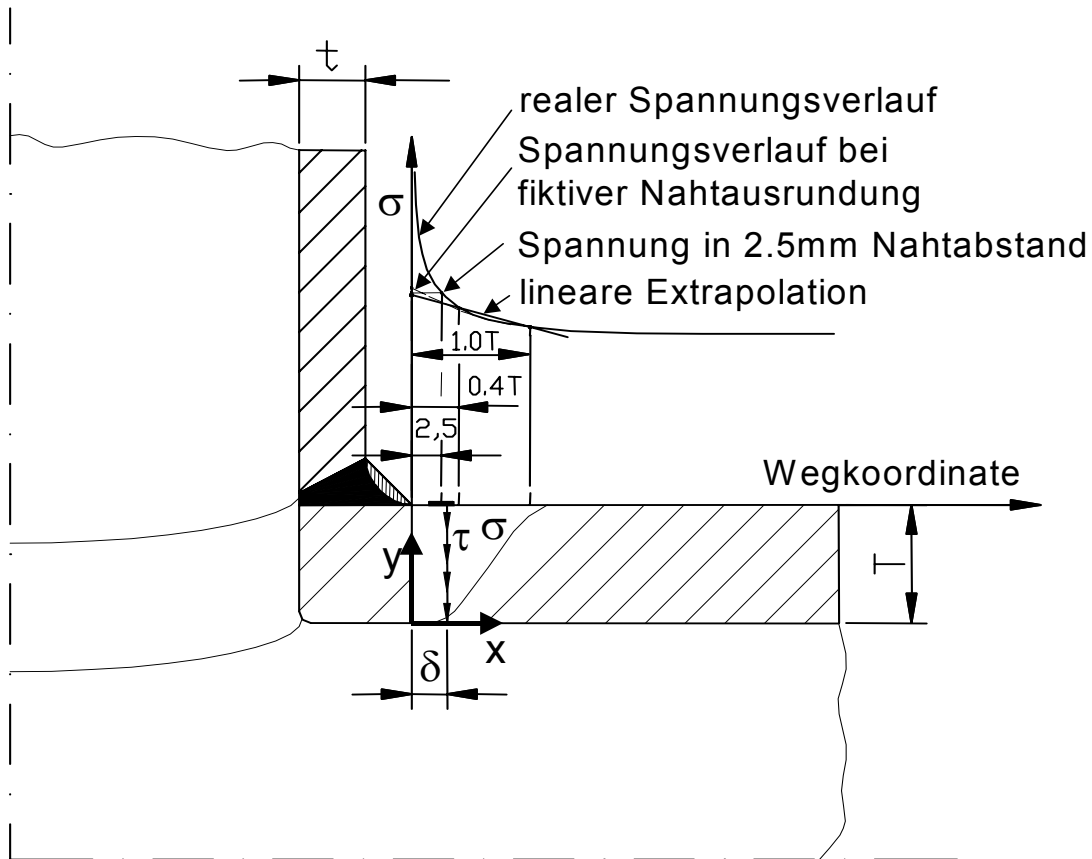
In Weiterführung der formalen Nachweisführung [9,44] lässt sich unter Beachtung der allgemeinen Ermüdungskennliniencharakteristik gemäß **Abbildung 10** direkt eine Bauteil-Wöhlerlinie im Sinne von **Abbildung 6** ableiten, wobei die Abgrenzung des Kurzzeit- und Dauerfestigkeitsbereiches von besonderer Bedeutung sind. Insbesondere die Ermittlung der Übergangslastwechselzahl  $N_P$  ist gegenwärtig nur unbefriedigend geregelt [9,44], was selbst bei hoher Überlebenswahrscheinlichkeit der zur Bewertung herangezogenen Ermüdungskennlinie ein gewisses Gefährdungspotenzial durch unkontrollierte Extrapolation der Zeitfestigkeitsgeraden in den Bereich der Kurzzeitfestigkeit hinein birgt [45].

Die einmal für die konkrete Schweißverbindung unter dem vorgegebenen Belastungsspektrum bestimmte Bauteil-Wöhlerlinie lässt sich dann im Sinne einer synthetischen Wöhlerlinie [21,46] nach der Methodik des Nennspannungskonzeptes [1,5,22] nutzen. Hierzu gehört insbesondere auch die Anwendung einer Schadensakkumulationshypothese bei zyklischen Beanspruchungen mit variabler Amplitude [4,5], worauf im Abschnitt 7 näher eingegangen wird.

## 5.2. Zur Anwendung des Strukturspannungskonzeptes

Der Gedanke der Heranziehung der in unmittelbarer Nähe zur Schweißnaht gemessenen (bzw. heutzutage eher berechneten) Strukturbeanspruchung zur Bewertung der Schwingfestigkeit nicht nachbearbeiteter Schweißverbindungen wurde von Haibach bereits im Jahre 1968 in [17] ausgeführt. Hieraus ergibt sich eine durchaus auch noch zum heutigen Zeitpunkt diskutierte und praktizierte Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes [43]. Folgevorschläge beziehen sich auf Methoden der Spannungslinearisierung entlang der Bauteiloberfläche bzw. mit Informationsgewinn bezüglich der Aufteilung in Membran- und Biegeanteile über den versagenskritischen Querschnitt am Nahtübergang. Die verschiedenen Verfahrensvarianten sind schematisch in **Abbildung 11** gezeigt. Sämtliche Verfahren verfolgen das Ziel, bei der Beanspruchungsermittlung die in der Bauteil-Wöhlerlinie (z.B. *FAT100* nach [34] für mindestens 95% Überlebenswahrscheinlichkeit) enthaltene Spannungskonzentration am Nahtübergang zu eliminieren. Im Einzelnen lassen sich die folgenden aktuellen Trends in der Strukturspannungsermittlung anführen:





**Abbildung 11:** Strukturspannungsermittlung am Schweißnahtübergang

- Wahl eines berechneten (FEM, BEM, analytische Lösung) oder gemessenen (Mitte des Dehnungsmessstreifens bei üblicherweise 3mm Messlänge) Punktes in definiertem Abstand vom Nahtübergang (Richtwert 2.0-2.5mm in der ursprünglichen Variante nach Haibach [17]),
- Lineare Extrapolation über zwei Punkte (üblicherweise im Abstand  $0.4 \cdot T$  und  $1.0 \cdot T$ ) vor dem Nahtübergang [z.B. 47,48] der Wanddicke  $T$  (Hot-Spot-Methode),
- Linearisierung des Spannungsverlaufes [49] im schädigungskritischen Querschnitt z.B. nach ASME-Code [50] bzw. Nutzung elementarer Tragwerkstheorien (Kirchhoff'sche Plattentheorie, Membran- und Biegetheorie dünnwandiger Schalen [z.B. 18,51,52]),
- Anwendung elementarer mechanischer Gleichgewichtsbetrachtungen im versagenskritischen Bereich des FE-Modells [z.B. 53,54,55] und
- Abbau der Kerbanteile durch fiktive Nahtausrundung [56,57].

Im erstgenannten Verfahren wird hierzu direkt die Spannungs- bzw. Dehnungsgröße an der Bauteiloberfläche in  $2.5\text{mm}$  Abstand vom Nahtübergang nach

$$\sigma_s = \sigma(x = 2.5\text{mm}) \quad (23)$$

verwendet, während im Rahmen der Hot-Spot-Methode eine lineare Extrapolation des Spannungsverlaufes an der Bauteiloberfläche zum Ort des Nahtübergangs (Hot-Spot) hin entsprechend

$$\sigma_s = \frac{5}{3} \cdot \sigma(x = 0.4T) - \frac{2}{3} \cdot \sigma(x = 1.0T) \quad (24)$$

erfolgt. Die Strukturspannung  $\sigma_S$  kann hierbei die erste Hauptspannung oder eine Vergleichsspannung  $\sigma_V$  sein. Im letzteren Fall müssten zunächst die gerichteten Komponenten des Spannungstensors bestimmt und daraus die Vergleichsspannung ermittelt werden. In der Praxis erfolgt jedoch häufig eine direkte Extrapolation des Vergleichsspannungsverlaufes. Dem Schädigungsgeschehen im Schweißnahtbereich wird die Nutzung der ersten Hauptspannung in den meisten Fällen am Besten gerecht [58]. Dieses in den europäischen Regelwerken [9,44] gegenwärtig bevorzugte Extrapolationsverfahren kann nur dann zuverlässig die gewünschten Strukturspannungsanteile liefern, wenn es für das zu untersuchende Bauteil abgesichert und experimentell validiert ist, wie es zum Beispiel beim klassischen Anwendungsfall von Rohrknoten in der Offshore-Technik der Fall ist [z.B. 59]. Bei Druckbehälterschweißverbindungen kann es z.B. in unmittelbarer Umgebung von Durchdringungen mit Steifigkeitsunterschieden der Bauteile (im Behälterbau übliche Praxis) zu gravierenden Fehleinschätzungen kommen [60]. Obgleich die im Rahmen der regelwerksbasierten Auslegung empfohlene Nutzung von Schalenelementen bei der FE-Modellierung [61] mit relativ geringem Aufwand verbunden ist und damit praxisfreundlich erscheint, ist auf den entsprechend drastisch verringerten Aussagegehalt hinzuweisen, da der Steifigkeit des Schweißnahtbereiches (die zu bewertende Schweißnaht ist im Berechnungsmodell nicht enthalten und die Wanddickenunterschiede können lediglich in den engen Grenzen der Theorie dünnwandiger Schalen Berücksichtigung finden) nicht in angemessener Form Rechnung getragen werden kann. Weiterhin erlaubt die Strukturspannungsermittlung nach Gl. (24) wie auch diejenige nach Gl. (23) keine direkte Aufteilung in Membran- und Biegeanteile mit unterschiedlicher Wirkung auf das Ermüdungsverhalten. Es wären hierzu weitere Informationen zum Spannungsverlauf über der Wanddicke und regelwerksseitige Bewertungsmechanismen erforderlich.

Die üblicherweise zur Spannungskategorisierung im Rahmen des Tragfähigkeitsnachweises nach ASME-Code [50] verwendete Spannungslinialisierung über den versagenskritischen Querschnitt ( $x=0$  nach **Abbildung 11**) liefert die Strukturspannung nach

$$\sigma_S = \sigma_M + \sigma_B \quad (25)$$

$$\sigma_M = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \sigma_{x=0}(y) \cdot dy \quad (26)$$

$$\sigma_B = \frac{1}{T^2} \cdot \int_0^T \sigma_{x=0}(y) \cdot y \cdot dy \quad (27)$$

aufgeteilt in Membran- und Biegeanteile ( $\sigma_M$  und  $\sigma_B$ ). Bei Verwendung einer Vergleichsspannung ist wiederum die Aufteilung in die Komponenten des Spannungstensors zu beachten.

Das Verfahren nach Dong [55] sieht die Auswertung der resultierenden Spannungen bzw. Knotenkräfte- und Momente im versagenskritischen Querschnitt ( $x=0$ ) bzw. in einem Referenzquerschnitt ( $x=\delta$ ) in unmittelbarer Umgebung des Schweißnahtübergangs vor. Grundgedanke hierbei ist ein elementares mechanisches Gleichgewicht für den Strukturabschnitt zwischen  $x=0$  und  $x=\delta$ . Obgleich der Abstand  $\delta$  nicht als infinitesimal kleine Größe definiert ist, sollten sich keine signifikanten Strukturspannungsgradienten über die Länge  $\delta$  ergeben. Das Verfahren ist im Zusammenhang mit Platten-, Schalen- und Volumenmodellen anwendbar, wobei insbesondere bei direkter Nutzung der Knotenkräfte- und Momente und ingenieurtechnisch sinnvollen Vernetzungsgraden (z.B. Elementkantenlänge maximal gleich der Wanddicke) eine weitgehende Unabhängigkeit der Berechnungsergebnisse von der Netzdicke konstatiert werden kann [z.B. 54]. Die im Falle der Anwendung von Volumenelementen und der Auswertung von Spannungen (die genauere Arbeit mit Knotenkräften ist mit relativ großem numerischem Aufwand verbunden und erfordert aus praktischer Sicht die Bereitstellung spezieller Postprocessingmodule) aus der Gleichgewichtsbetrachtung resultierenden Strukturbeanspruchungen

$$\sigma_M = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \sigma_{x=\delta}(y) \cdot dy \quad (28)$$

$$\sigma_M \cdot \frac{T^2}{2} + \sigma_B \cdot \frac{T^2}{6} = \int_0^T \sigma_{x=\delta}(y) \cdot y \cdot dy + \delta \cdot \int_0^T \tau_{xy,x=\delta}(y) \cdot dy \quad (29)$$

lassen sich gestützt auf eine statistische Auswertung mit umfangreicher Datenbasis aus dem Bereich der Druckbehälter- und Rohrleitungstechnik mit einer einzigen Masterkurve konsolidieren [z.B. 54]. Eine Berücksichtigung des Einflusses der Beanspruchungsart ist durch die Aufteilung in Membran- und Biegeanteile ( $\sigma_M$  und  $\sigma_B$ ) sowohl im ASME-Verfahren als auch im Verfahren nach Dong möglich. Bei mehrachsig beanspruchten komplexen 3D-Strukturen muss eine Weiterentwicklung des Verfahrens erfolgen, da dann in der Regel verschiedene Spannungskomponenten (z.B. in Längs- und Umfangsrichtung) das Versagensverhalten maßgeblich beeinflussen, die in die Kräftebilanz nach Gl. (29) nicht explizit eingehen.

Bei Anwendung des Strukturspannungskonzeptes stehen dem relativ geringen Aufwand auf Seiten der numerischen Beanspruchungsermittlung (FE-Schalenmodelle) Schwierigkeiten gegenüber, die unter den Stichpunkten

- Abstimmung von berechneter Strukturspannung und zur Bewertung herangezogener Bauteil-Wöhlerlinie,
- Berücksichtigung der größeren Schädigungswirksamkeit von Anteilen aus Membran- im Vergleich zu Biegebeanspruchungen im Gesamtkonzept,
- geeignete Berücksichtigung von Steifigkeitsunterschieden bei verschiedenen Wanddicken,
- Minimierung des Einflusses unterschiedlicher Vernetzungsdichten und

➤ keine explizite Anwendbarkeit auf mögliches Versagen an der Schweißnahtwurzel zusammengefasst werden können. Ein Teil dieser Probleme lässt sich unter erheblich vergrößertem Modellierungs- und Berechnungsaufwand durch die Anwendung des Kerbspannungskonzeptes lösen. Das Streben nach einer Kombination der Vorteile von Struktur- und Kerbspannungskonzept führte zur Entwicklung der in [57] vorgestellten Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes, die im Abschnitt 5.4 näher erläutert wird. Sie kann als Kompromiss zwischen Erwägungen des Aufwandes und des Aussagegehaltes gewertet werden.

### **5.3. Zur Anwendung des Kerbspannungskonzeptes**

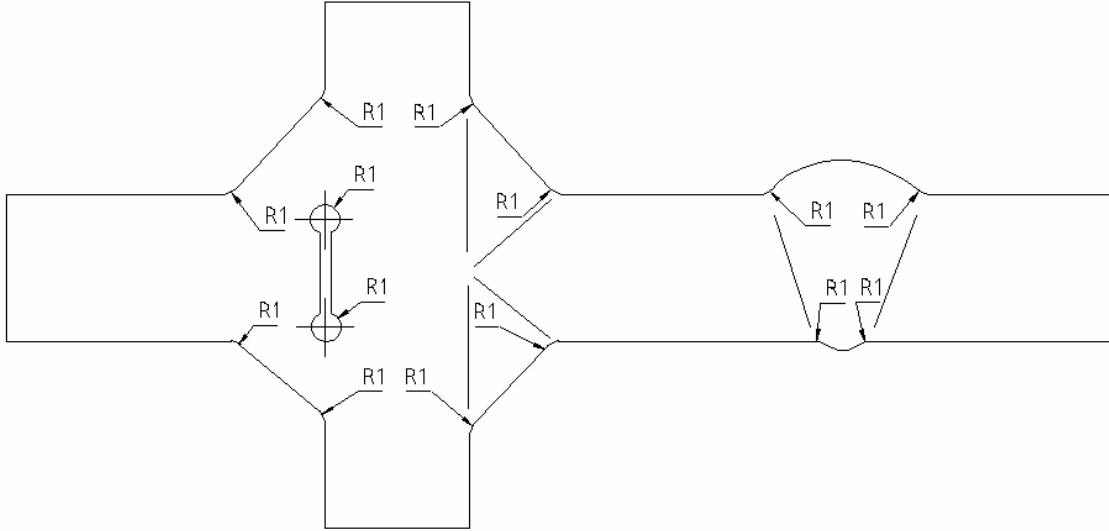
Das Kerbspannungskonzept für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen ist in der ursprünglichen Verfahrensvariante nach Radaj [18,52] als Dauerfestigkeitsnachweis ausgelegt. Eine Ausweitung auf den hochzyklischen Bereich gelingt jedoch unter Vorgabe des Abknickpunktes zur Dauerfestigkeit und des Anstieges der Bauteil-Wöhlerlinie [5].

Die für Referenzfälle (Wöhlerlinienkataloge [42]) bekannte Bauteil-Dauerfestigkeit ist über die Kerbwirkungszahl  $K_f$  nominell mit der Werkstoff-Dauerfestigkeit verbunden. Für Letztere wird in der Verfahrensvariante nach Radaj [18,52] auf die Schwellfestigkeit eines repräsentativen Konstruktionswerkstoffes (Baustahl St37 ohne Walzhaut) zurückgegriffen. Die Anwendung der Schwellfestigkeit geschieht hierbei mit der Intension der näherungsweise Berücksichtigung möglicher Schweißeigenstressungen. Die Verwendung der zyklischen Materialkennwerte eines bestimmten Stahles steht in einem gewissen Widerspruch zu der experimentell abgesicherten Aussage, dass die Bauteil-Schwingfestigkeitsdaten nicht nachbearbeiteter Nähte für eine gesamte Werkstoffgruppe wie Stahl in ein gemeinsames Streuband fallen [5,16].

Von der Modellierungs- und Berechnungsseite her (Bestimmung von  $K_f$ ) führte die Einbeziehung der Mikrostützwirkungstheorie nach Neuber [62] zu der Empfehlung, die zu untersuchenden Schweißnähte an den Übergängen mit fiktiven  $1\text{mm}$  großen Radien (Neuberradius) auszurunden und damit im Sinne einer Worst-Case-Abschätzung den scharfkantigen radienlosen Übergang zu erfassen.

Die Weiterentwicklung der konzeptionellen Grundgedanken von Radaj [18,52] führte zu der auf umfangreiche und gezielte experimentelle Untersuchungen (ca. 700 Versuche bei Lastspannungsverhältnissen  $R_\sigma = [-1;0;0.4]$ , Blechdicken zwischen 8 und 80mm für HV- und Kehlnähte) gestützten Verfahrensvariante nach Olivier, Köttgen und Seeger [5,63]. Hierbei erfolgt die Idealisierung der Schweißnahtkontur für die numerische Beanspruchungsanalyse nach festen Modellvorgaben. Insbesondere ist die realitätsnahe Abbildung der Nominalmaße der Schweißnaht wie Flankenwinkel, Breite und Höhe charakteristisch [64]. Die

Schweißnahtoberfläche wird dabei gemäß **Abbildung 12** modellseitig idealisierend geglättet und mit tangentialen Übergängen des einheitlichen Radius  $r=1\text{mm}$  versehen. Der fest vorgegebene Radius der Übergangs- und Wurzelkerben ist hierbei als Mittelwert eines real vorhandenen Kerbradius zu interpretieren [5].



**Abbildung 12:** Nahtidealisierung für das Kerbspannungskonzept in Anlehnung an [34,63]

Es erfolgt ein direkter Abgleich zwischen Experiment und numerischer Beanspruchungsanalyse, indem die experimentell bei Lastwechselzahlen  $N_A = 2 \cdot 10^6$  ( $S_{A,exp}$ ) bzw. im Bereich der Dauerfestigkeit ( $S_{D,exp}$ ) ermittelten Beanspruchungswerte (in Nennspannungen  $S_{A,exp}$  bzw.  $S_{D,exp}$  oder Lasten  $L$ ) mit den rechnerisch nach konzeptkonform festgelegtem Modell bestimmten Spannungsüberhöhungen (in Formzahl  $K_t$  für die untersuchten quer zur Beanspruchungsrichtung liegenden Schweißnähte [5]) nach Gl. (30)

$$\sigma_{e,D} = S_{D,exp} \cdot K_t(r = 1\text{mm}) \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{e,A} = S_{A,exp} \cdot K_t(r = 1\text{mm}) \quad (30)$$

multipliziert werden, so dass sich modellgebundene Dauerfestigkeiten des Werkstoffelementes am Nahtübergang  $\sigma_{e,D}$  ergeben [5,63]. Diese örtlichen Dauerfestigkeitswerte  $\sigma_{e,D}$  erfassen bereits "Streuungen der Kerbradien  $r$  um den Mittelwert  $r=1\text{mm}$ , Streuungen der rein werkstofflich bedingten Festigkeiten, eventuelle Streuungen anderer geometrischer Parameter um deren angesetzte Mittelwerte sowie Rauigkeits- und Stützwirkungseffekte" [5]. Es wird deshalb im Gegensatz zum Worst-Case-Konzept nach Radaj als ein Mittelwert-Streuungs-Konzept definiert [5]. Die experimentell und statistisch abgesicherten Streuverteilungen der ertragbaren örtlichen Spannungsamplituden  $\sigma_{e,A}(N_A = 2 \cdot 10^6)$  liegen bei  $T_\sigma = 1.44$  für  $R_\sigma = -1$ ,  $T_\sigma = 1.42$  für  $R_\sigma = 0$  und  $T_\sigma = 1.55$  für  $R_\sigma = 0.4$ . Die zugehörigen Amplitudenwerte  $\sigma_{e,A}(N_A = 2 \cdot 10^6)$  für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_U=50\%$  sind  $247\text{N/mm}^2$  für  $R_\sigma = -1$ ,  $176\text{N/mm}^2$  für  $R_\sigma = 0$  und  $140\text{N/mm}^2$  für  $R_\sigma = 0.4$ . Die Angabe der Streuspannen lässt wiederum eine Umrechnung der für eine Überle-

benswahrscheinlichkeit von  $p_U=50\%$  ermittelten Werte auf branchenspezifische Grenzen nach den Gl. (3) bis (6) zu.

Hervorzuheben ist die explizite Anwendbarkeit des Konzeptes auf die unbearbeitete Schweißnahtwurzel als möglichem Ort des Versagens.

In [34] wird nach diesem Konzept für ein Lastmittelspannungsniveau von  $R_\sigma = 0$  (Schwellbeanspruchung) und eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_U=97.7\%$  ein Wert für die zulässige Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_{e,A}(N_A = 2 \cdot 10^6) = 252 \text{ N/mm}^2$  angegeben, der in der aktuellen Fassung auf  $225 \text{ N/mm}^2$  zurückgenommen wurde [34] und sich damit in das Feld der dortigen Bauteil-Wöhlerlinien als FAT-Klasse 225 einordnet. Die neueste Ausgabe der FKM-Richtlinie [65] als maßgebender Sammlung von Berechnungsregeln im Bereich des Maschinenbaus enthält ebenfalls bereits diese Nachweismöglichkeit nach Kerbspannungskonzept. Für den Bereich der Druckbehältertechnik ist eine sinngemäße Empfehlung als alternatives Berechnungsverfahren für nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen ausgesprochen worden [66].

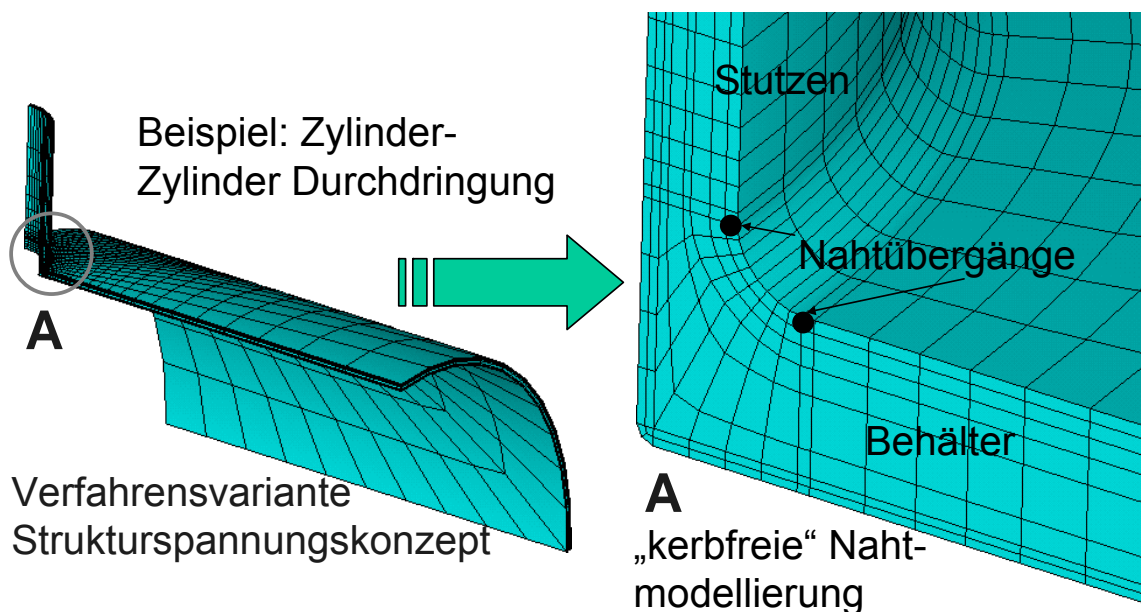
Die detaillierte Abbildung der Schweißnaht im Berechnungsmodell ermöglicht in Kombination mit der experimentell nachgewiesenen Beanspruchbarkeit des Werkstoffelementes im versagenskritischen Kerbgrund einen gegenüber der Basisvariante des Strukturspannungskonzeptes (Hot-Spot-Methode) erhöhten Aussagegehalt. Hiermit ist jedoch ein signifikant erhöhter Modellierungsaufwand verbunden. Die Bereitstellung von aus FE-Reihenuntersuchungen resultierenden Approximationsformeln [67] bzw. parametrisierten Modellen für Standardbauteile wie Behälter-Stutzen-Verbindungen aus dem Bereich der Druckbehältertechnik [68] stellen Angebote dar, den Aufwand zu reduzieren. Das Aufwandsargument erklärt einerseits die Präferenz der Hot-Spot-Methode für den regelwerksbasierten Ermüdungsfestigkeitsnachweis [9,44], während aktuelle Tendenzen der methodischen Weiterentwicklung des Strukturspannungskonzeptes [54] auch aus der Sicht der Fatigue-Forschung für eine fortdauernde Koexistenz und Akzeptanz sowohl von struktur- als auch von kerbspannungsorientierten Ansätzen sprechen. Die Frage nach Genauigkeit der Bestimmung der schädigungsrelevanten Beanspruchungsgrößen rückt dabei in das Zentrum der Betrachtungen und offenbart den Entwicklungsbedarf bezüglich allgemeingültiger Modellierungs- und Berechnungsstrategien [64].

#### **5.4. Modellgebundener Strukturspannungsnachweis nach [57]**

Bei Anwendung des Kerbspannungskonzeptes lassen sich bereits vom Ansatz her lokale Effekte der Struktursteifigkeit und der Schweißnahtgeometrie besser erfassen als mit dem Strukturspannungskonzept. Diesen Vorteilen steht ein signifikant höherer Modellierungsauf-

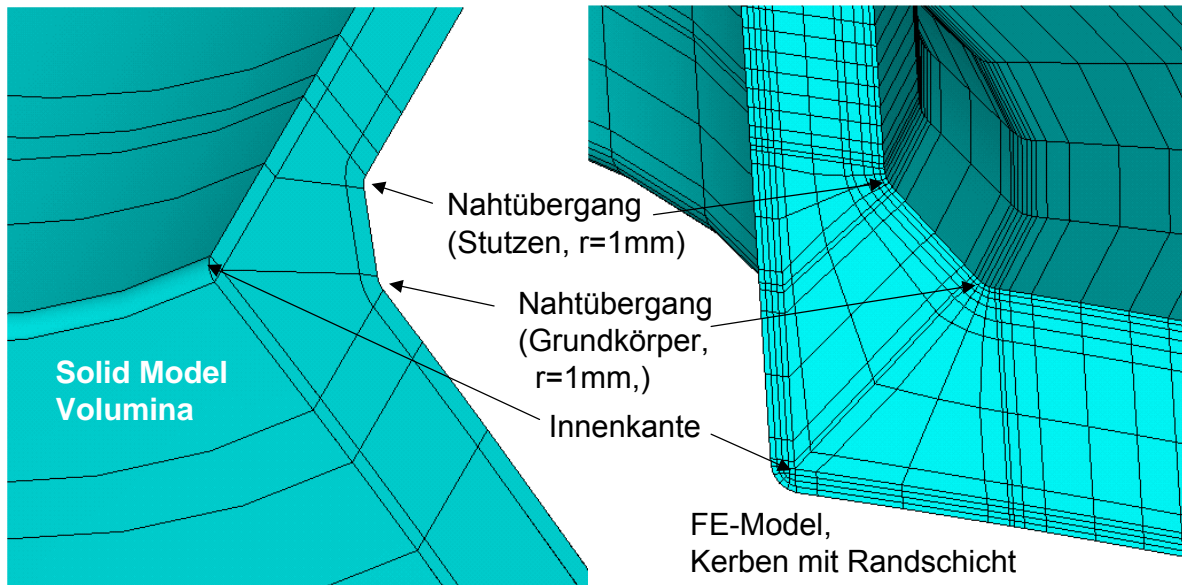
wand gegenüber. Ausgehend von diesen Prämissen wird mit der in [57] vorgestellten neuen Verfahrensvariante die Absicht verfolgt, eine Verknüpfung der spezifischen Vorteile von Struktur- und Kerbspannungskonzept vorzunehmen. Diese Überlegungen führen im Kern zu folgenden Vorschlägen [19] :

- Nutzung von Solidelementen zur besseren Erfassung von Steifigkeitsunterschieden und der Nahtdicke [41],
  - Entwicklung eines quasi kerbspannungsfreien Berechnungsmodells durch fiktive Nahtausrundung (**Abbildung 11**),
  - direkte Bestimmung der Strukturspannungen an den Nahtübergängen (**Abbildung 11** und **Abbildung 13**) ohne Oberflächenextrapolation oder Pfadlinearisierung und
  - konzeptkonforme Ableitung einer modellgebundenen Bauteil-Wöhlerlinie auf der Basis des Kerbspannungskonzeptes nach Olivier, Köttgen und Seeger [5,63].



**Abbildung 13:** Modellgebundene Strukturspannungsermittlung am Schweißnahtübergang

**Abbildung 13** zeigt ein diesen Richtlinien entsprechendes FE-Modell einer Zylinder-Stutzen-Verbindung. Das in **Abbildung 14** für die gleiche Globalgeometrie (Durchmesser, Wanddicken) erstellte Modell für den Einsatz im Rahmen des Kerbspannungskonzeptes nach Olivier, Köttgen und Seeger [5,63] erfordert im direkten Vergleich etwa den dreifachen Modellierungsaufwand. In beiden Fällen kann auf eine abgesicherte nichtadaptive Vernetzungsstrategie zurückgegriffen werden [217], die im Abschnitt 8.4 näher erläutert wird. Die Problematik vernetzungsabhängiger Berechnungsergebnisse ist hierbei von vornherein eliminiert. Die in [57] vorgeschlagene Verfahrensweise des Strukturspannungskonzeptes führt dann zum Erfolg, wenn für den jeweiligen versagenskritischen Ort (Nahtübergang zum Behälter oder zum Stutzen) unter Berücksichtigung des geometrischen Größeneinflusses [z.B. 43] ein innerhalb eines vertretbaren Streubandes (z.B. 15%) konstantes Verhältnis von Struktur- und Kerbbeanspruchung (siehe Modelle gemäß **Abbildung 13** und **Abbildung 14**) nachgewiesen werden kann.



**Abbildung 14:** Exemplarisches Solid- und FE-Modell für das Kerbspannungskonzept

Unter Spezifikation der Kerbspannungsnaht mit dem zweiten Index *KSN* und der Ersatzstrukturspannungs- bzw. Hohlkehlnaht mit dem zweiten Index *HKN* lässt sich diese Forderung bezogen auf die erste Hauptspannung als schädigungsrelevanter Größe (erster Index) durch die Gleichung

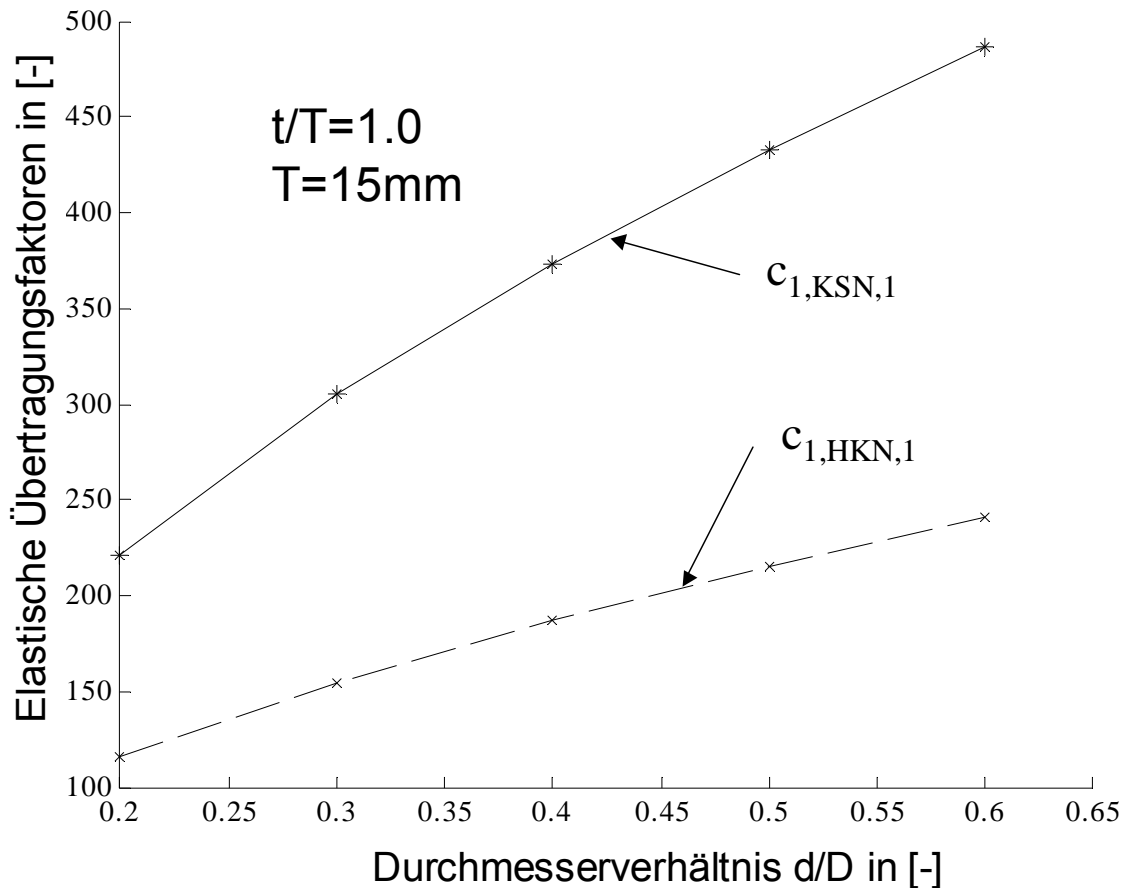
$$F_d(T) \cdot \frac{c_{1,HKN,max}}{c_{1,KSN,max}} = \text{const} \quad (31)$$

darstellen, wobei die zu bestimmende rechte Seite der Gl. (31) den Abstand zwischen vorgegebener Kerbspannungs- und zu ermittelnder Strukturspannungswöhlerlinie darstellt. Für  $c_{1,HKN,max}$  und  $c_{1,KSN,max}$  können gemäß Gleichung 12 gleichwertig die sich an den Nahtübergängen für das Hohlkehlnahtmodell (**Abbildung 13** und Index *HKN*) bzw. das Kerbspannungsmodell (**Abbildung 14** und Index *KSN*) ergebenden maximalen (Index *max*) elastischen ersten Hauptspannungen stehen. Die elastischen Übertragungsfaktoren und jeweiligen ersten Hauptspannungen sind vom Zahlenwert her identisch, wenn die FE-Analyse mit Einheitslasten (z.B. Innendruck  $p=1N/mm^2$ ) erfolgt.

Variiert wurden die Wanddickenverhältnisse Stutzen/Grundkörper  $t/T=0.5, 1.0$  und  $2.0$  und die Verhältnisse der mittleren Durchmesser  $d/D=0.2, 0.3, 0.4, 0.5$  und  $0.6$ . Das Verhältnis von Grundkörperwanddicke zu Grundkörperdurchmesser (Dickwandigkeitsgrad)  $T/D$  ist für die Betrachtungen sekundär und wurde mit  $0.01$  festgelegt, wodurch sich Behälterdurchmesser zwischen  $800mm$  und  $8000mm$  ergaben. Die Variation der geometrischen Einflussparameter deckt somit den praxisrelevanten Bereich ab und kann allgemeingültigen Aussagen zu Grunde gelegt werden. Der Nahtflankenwinkel wurde unter Annahme einer Nahtausführung in HV-Form (durchgeschweißte Naht mit aufgesetzter Kehlnaht) für die Konstruktionsvariante eingesetzter bzw. aufgesetzter Stutzen zu  $45^\circ$  angenommen, wobei die Nahtdicke sich nach  $0.7 \cdot \text{MIN}(t; T)$  an der Stutzen- bzw. Behälterwand orientierte. Es wurden für jede Globalge-



ometrie die Beanspruchungsanalysen für beide Nahtmodelle durchgeführt und an beiden Schweißnahtübergängen bezüglich des kerb- bzw. strukturspannungsbezogenen elastischen Übertragungsfaktors (erste Hauptspannung als schädigungsrelevante Größe) ausgewertet. **Abbildung 15** zeigt exemplarisch die sich ergebenden elastischen Übertragungsfaktoren für den Übergang zum Behälter bei einem Wanddickenverhältnis  $t/T=1.0$  und einer Behälterwanddicke von  $T=15\text{mm}$ .



**Abbildung 15:** Struktur- und kerbspannungsbezogene elastische Übertragungsfaktoren

Die für den genannten Ort am Hohlkehl- und Kerbspannungsnahtmodell ermittelten elastischen Übertragungsfaktoren stehen in einem klar bestimmten Verhältnis zueinander. In **Tabelle 2** sind die Ergebnisse der durchgeführten Parameteruntersuchungen an den in **Abbildung 13** und **Abbildung 14** dargestellten Zylinder-Stützen-Verbindungen für verschiedene Behälterwanddicken  $T$  aufgeführt.

Die in Gl. 31 postulierte Konstanz des Verhältnisses der Übertragungsfaktoren am jeweils maximal beanspruchten Ort (und nur dort!) lässt sich bei einer maximalen Abweichung von 11.03% nachweisen. Ähnliche Untersuchungen wurden in [43] durchgeführt und es konnte dort nachgewiesen werden, dass die vor dem Nahtübergang gemessene oder berechnete Strukturspannung im Sinne des Strukturspannungskonzeptes in der Verfahrensvariante nach Haibach [17] ebenfalls in einem bestimmten Verhältnis zur maximalen Kerbspannung am

Versagensort steht. Die maximale Abweichung wird in diesen Untersuchungen mit 13% angegeben [63,43]. Die aus **Tabelle 2** ersichtlichen Unterschiede in den Mittelwerten für verschiedene Behälterwanddicken sind Ausdruck des geometrischen Größeneinflusses, der üblicherweise und gemäß Gleichung 31 mit einem Einflussfaktor  $F_d$  erfasst wird. Die Unterschiede der Ergebnisse für Wanddicken von 8 und 15mm zeigen, dass der geometrische Größeneinfluss bereits bei Wanddicken unterhalb von 25mm zum Tragen kommt. Der Verzicht auf eine Korrektur in diesem Bereich [9,44] mit  $F_d=1.0$  bei  $T \leq 25\text{mm}$  führt zu konservativen Ergebnissen im Rahmen des Strukturspannungskonzeptes.

| Senkrechter Stutzen | Mittelwert $c_{1,\text{HKN,max}}/c_{1,\text{KSN,max}}$<br>in [-] | Max. Abweichung<br>in [%] |
|---------------------|--|---------------------------|
| T = 8mm             | 0.6479   | 11.0329                   |
| T = 15mm            | 0.5342   | 10.4610                   |
| T = 40mm            | 0.3952   | 8.3185                    |
| T = 80mm            | 0.3245   | 8.4953                    |

**Tabelle 2:** Untersuchungsergebnisse für verschiedene Behälterwanddicken

An Hand der in [57] durchgeführten Parameterstudie kann ein Wanddickenkorrekturfaktor mit dem Exponenten  $n=0.3037$  abgeleitet werden, der nur leicht über dem in den Regelwerken [9,221] üblichen Wert von  $n=0.25$  liegt. Die nach Gl. (31) zu ermittelnde Konstante beträgt  $const=0.458$  und gibt den Abstand zwischen der Master-Kurve des zur Ableitung verwendeten Kerbspannungskonzeptes zur Master-Kurve dieser Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes wieder. Die innerhalb dieser Verfahrensvariante abgeleitete Master-Kurve für das Strukturspannungskonzept (*FAT103* in der Nomenklatur nach [34]) ist nahezu identisch mit der in [34] in Zusammenhang mit dem Hot-Spot-Verfahren empfohlenen Strukturspannungswöhlerlinie *FAT100*. Hiermit lässt sich ein hohes Maß an Kompatibilität zwischen dem Kerbspannungskonzept in der Verfahrensvariante nach Olivier, Köttgen und Seeger [5,63] einerseits und verschiedenen Verfahrensvarianten des Strukturspannungskonzeptes andererseits konstatieren.

## **6. Bewertungsgrundlagen für ungeschweißte Bauteilbereiche und nachbearbeitete Schweißnähte**

### **6.1. Technologische Aspekte der Schweißnahtnachbearbeitung**

#### *6.1.1. Motivation und Verfahrensauswahl*

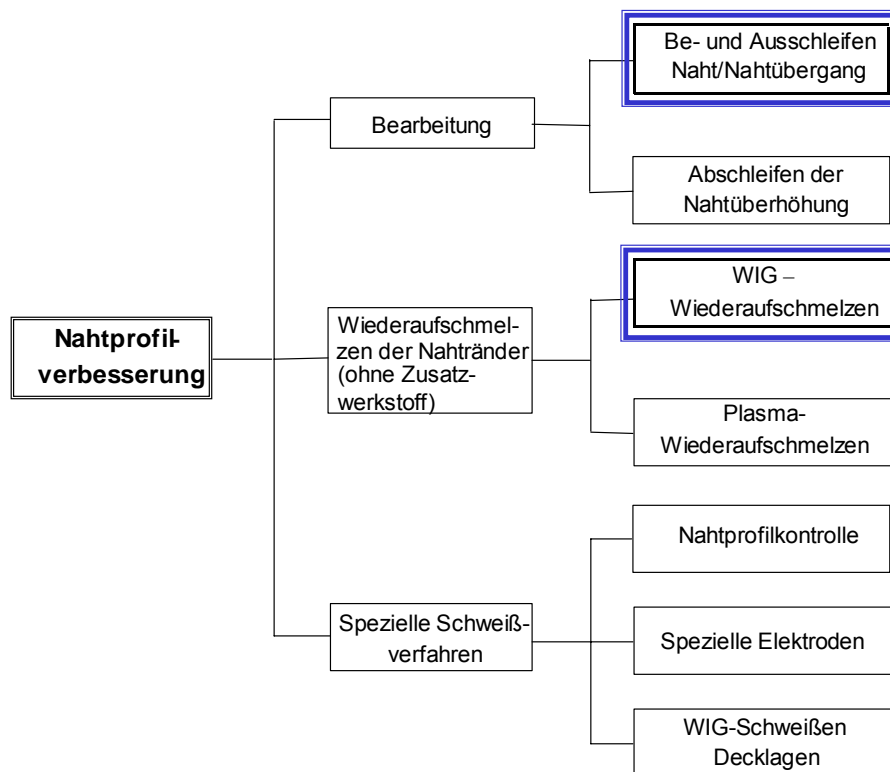
Die in den vorangegangenen Abschnitten erläuterte hohe Kerbwirkung und die auf makroskopische Vorschädigung zurückzuführende Unwirksamkeit der Verwendung höherfester Stähle bei nicht nachbearbeiteten Schweißverbindungen hat bereits sehr früh zu Überlegungen geführt, die auf die Schaffung von Möglichkeiten abzielten, durch geeignete technologische Maßnahmen eine signifikante Schwingfestigkeitssteigerung zu erwirken [z.B. 69]. Diese Bemühungen halten bis zum heutigen Tag an, wobei sich eine Einteilung der bisher entwickelten Verfahren der Schweißnahtnachbehandlung in die Obergruppen

- Einbringen von Druckeigenstressungen,
- Verbesserung der Geometrie des Nahtprofils und
- Anforderungen an das Gefüge

vornehmen lässt, wobei auch Kombinationen möglich sind [z.B. 70]. Zu den Verfahren der erstgenannten Gruppe gehören insbesondere das Hämmern wie auch das Kugel- und Nadelstrahlen. Schwingfestigkeitssteigernde Druckeigenstressungen lassen sich des Weiteren durch einmalige Überlasten im Zugbereich, durch Spannungsarmglühen und punktuell Erhitzen erzeugen [z.B. 71]. Der Anwendungsbereich geht über den Bereich der Schweißverbindungen hinaus, wie beispielsweise die weite Verbreitung des Autofrettage-Verfahrens bei ungeschweißten Komponenten bezeugt [72].

Da die Schwingfestigkeit und die Lebensdauer von geschweißten Konstruktionen hauptsächlich durch den Kerbeinfluss der Naht und des Nahrandes (Einbrandkerbe) bestimmt wird [z.B. 73,74], ist das Streben nach Entwicklung von der zweiten Gruppe zugehörigen Verfahren unmittelbar ersichtlich. Ziel der Nachbearbeitung ist es hierbei grundsätzlich, die als rissartiger Defekt wirkende und durch Schlacke- und Schweißgutreste zusätzliche Mikrokerbwirkung hervorrufende Einbrandkerbe möglichst restlos zu beseitigen und ein besonders flaches, kerbarmes Nahtprofil herzustellen [z.B. 75,76]. Im Gegensatz zu den Verfahren der erstgenannten Gruppe wird hiervon nicht nur die Dauerfestigkeit und der hochzyklische Bereich günstig beeinflusst, sondern ebenso die Zeitfestigkeit. Maßnahmen zur Verbesserung der Nahtgeometrie erscheinen somit besonders dann lukrativ, wenn geschweißte Komponenten im Bereich von Lastzyklen unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze  $N_D$  und dauerfest betrieben werden.

Eine nähere Betrachtung und Kategorisierung der gegenwärtig im technischen Maßstab gepflegten Verfahren mit dem Ziel der Nahtprofilverbesserung führt zu einer Übersichtsdarstellung nach [71]. Im Sinne einer möglichst breiten und großtechnischen Anwendbarkeit scheiden hierbei als Empfehlung zunächst spezielle Schweißverfahren aus, die an bestimmte Voraussetzungen wie besondere Elektroden, Nahtprofilkontrolle und höchste Ansprüche technologischer Art geknüpft sind. Neben der naheliegenden mechanischen Bearbeitung der Nahtübergänge und evt. der Nahtüberhöhung rücken ausgereifte und anwendungsbereite Verfahren in den Mittelpunkt des Interesses, bei denen die Entfernung der rissartigen Mikrokerben und die Schaffung einer mild gekerbten Makrokerbgeometrie durch das Wiederaufschmelzen der Nahtländer realisiert wird [z.B. 69].



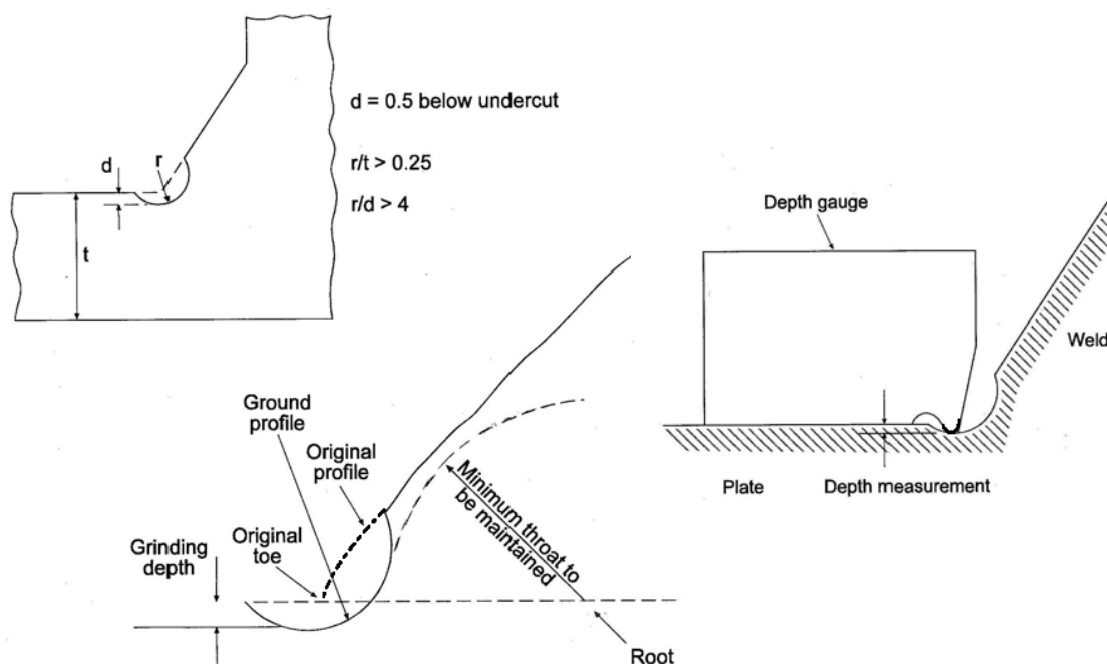
**Abbildung 16:** Verfahren zur Verbesserung der Schwingfestigkeit in Anlehnung an [71]

Sowohl WIG- als auch Plasma-Wiederaufschmelzen führen zu signifikanten Verbesserungen der Schwingfestigkeitseigenschaften [z.B. 70]. Ein Vorteil der Wiederaufschmelzverfahren ist hierbei neben der Nutzung der Standard-Schweißtechnologie ein möglicher vollmechanisierter bzw. automatisierter Einsatz des Brenners [77]. Sowohl für das WIG-Nachbehandeln als auch das Beschleifen der Nahtübergänge liegen umfangreiche und abgesicherte Erfahrungen [z.B. 78] und für die praktische Ausführung aus technologischer Sicht detaillierte Verfahrensanweisungen vor [79], die den wichtigen Aspekt der Reproduzierbarkeit der Verbesserung der Schwingfestigkeitseigenschaften unmittelbar betreffen. Speziell für diese beiden Verfahren sollen im Folgenden die technologischen Grundlagen im Detail erörtert, die mögliche Schwingfestigkeitssteigerung quantifiziert und konzeptionelle Anknüpfungspunkte für eine rechnerische Nachweisführung erarbeitet werden.

## 6.1.2. Zum Be- und Ausschleifen der Nähte bzw. Übergänge

Für das Beschleifen der Schweißnahtübergänge liegen in Form von [44,79] genaue Verfahrensanweisungen vor, deren Einhaltung die Rissfreiheit garantiert, solange keine unzulässigen inneren Fehler (Poren, Einschlüsse) vorliegen, die durch die Nachbearbeitung an die Oberfläche gelangen könnten. Die Schweißnahtübergänge werden demnach gemäß **Abbildung 17** nach vorgenommener Reinigung und Entfernung von Schlacke- und Schweißspatresten bis in eine Mindestdiefe von  $d=0.5\text{mm}$  unterhalb des vorhandenen Einbrandes, jedoch nicht mehr als 7% der vorhandenen Wanddicke  $t$  bzw.  $3\text{mm}$ , bearbeitet. Der Kerbradius  $r$  soll dabei größer als ein Viertel der Wanddicke  $t$  sein und gleichzeitig mehr als das Vierfache der Mindestdiefe  $d$  betragen [79]. Das Einbringen einer neuen Makrokerbe wird hierbei im Interesse der garantierten Eliminierung der mikrorissartigen Mikrokerben an den Nahtübergängen bewusst in Kauf genommen. Mit einer entsprechenden Schablone lässt sich die erreichte Kerbtiefe am Nahtübergang überprüfen. Bei der Ausführung mit pneumatischen, hydraulischen oder elektrischen Schleifgeräten ist bei Einstellen einer Rotationsgeschwindigkeit von 15000 bis 40000 Umdrehungen pro Minute zudem darauf zu achten, dass auf der bearbeiteten Oberfläche keine Riefen und Eindruckstellen zurückbleiben, die ihrerseits Ausgangspunkte für Ermüdungsschädigung werden können [79]. Hierbei ist folglich sowohl auf die Nutzung des passenden Schleifwerkzeuges als auch auf die qualitätsgerechte Ausführung zu achten. Ein Polieren der Oberfläche trägt bei erhöhtem Aufwand zu weiterer Verbesserung der Schwingfestigkeitseigenschaften bei.

Um von der fertigungstechnologischen Seite her möglichst große Übergangsradien zu garantieren, wird die Verwendung eines sphärischen Wolframkarbid-Schleifkopfes mit Durchmesser zwischen  $10$  und  $25\text{mm}$  für Wanddicken zwischen  $10$  und  $50\text{mm}$  empfohlen [79].



**Abbildung 17:** Beschleifen der Schweißnahtübergänge nach [79]

Durch den Nachbearbeitungsprozess werden Eigenspannungen in den versagenskritischen Bereich eingebracht, die sich durch ein nachfolgendes Spannungsarmglühen wirksam reduzieren lassen.

Insbesondere bei sehr flachen Nähten (stumpfwinklige Schrägstellung der zu verbindenden Bauteile) kann sich die schädigungsrelevante Maximalbeanspruchung von den Übergängen zur Mitte hin verlagern, so dass sich in diesen Fällen ein kerbarmes Ausschleifen der gesamten Schweißnaht empfiehlt [66]. Bei erhöhtem Aufwand ist hiermit jedoch auch im Falle von üblichen Nahtformen gemäß **Abbildung 17** eine weitere Reduktion der Makrokerbwirkung möglich. Ein nachfolgendes Polieren des Nahtbereiches führt zu einer weiteren Optimierung bezüglich Mikrokerbwirkung. Auf diese Art und Weise nachbearbeitete Nähte werden beispielsweise im Kerntechnischen Regelwerk [80] ausdrücklich gefordert.

Zur Überprüfung des Nachbearbeitungsergebnisses sind lediglich einfache optische Hilfsmittel wie Lupen mit Vergrößerungsfaktor 5 erforderlich [79]. Die Rissfreiheit lässt sich zuverlässig mit den üblichen Mitteln des Farbeindringverfahrens nachweisen.

Den detaillierten Empfehlungen und technologischen Verfahrensrichtlinien für das Be- und Ausschleifen von Schweißnähten stehen lediglich pauschale Bewertungs- und Quantifizierungsmöglichkeiten gegenüber. So wird in [79] ein Bonusfaktor der Dauerfestigkeitssteigerung von 1.5 bei unveränderter Wöhlerlinien-Charakteristik eingeräumt und darauf hingewiesen, dass sich der Abknickpunkt zur Dauerfestigkeit  $N_D$  zu niedrigeren Lastwechselzahlen hin verschiebt. Eine Steigerung der zulässigen Beanspruchung in Höhe von 15% wird bei Anwendung von [9] ermöglicht. In beiden Fällen erfolgt jedoch keine umfassende konzeptionelle Berücksichtigung der nachhaltigen werkstoff- und geometriebedingten Veränderung der Wöhlerlinien-Charakteristik gemäß **Abbildung 7** und Abschnitt 4.

Schließlich bleibt der Hinweis, dass sich unter Umständen ein kerbfreies Verschleifen der Schweißnahtwurzeln erforderlich macht, um eine bloße Verlagerung des versagenskritischen Ortes vom Schweißnahtübergang zur Wurzel zu verhindern [79]. Ist dies z.B. durch Unzugänglichkeit nicht möglich, so ist in jedem Fall ein separater Nachweis für den Bereich der Schweißnahtwurzel z.B. unter Anwendung des Kerbspannungskonzeptes nach Abschnitt 5.3 und **Abbildung 12** empfehlenswert. Hieraus ergeben sich spezielle Anforderungen modellierungstechnischer Art, auf die im Abschnitt 8 näher eingegangen wird.

### *6.1.3. Zur WIG-Nachbehandlung der Schweißnahtübergänge*

Mit der WIG-Nachbehandlung der Schweißnahtübergänge wird sowohl das Ziel des Entfernens der rissartigen Mikrokerben an den Schweißnahtübergängen durch Wiederaufschmelzen (Mikrokerbwirkung) als auch der Verbesserung des Schweißnahtprofils durch signifikante Milderung der Übergangskerbe (Makrokerbwirkung) verbunden. Eine Optimie-

ung lässt sich hierbei insbesondere durch die Möglichkeit der unabhängigen Regelung von Schweißstrom und Zusatzwerkstoff erreichen [74], wobei die generellen technologischen Voraussetzungen denen des manuellen bzw. automatisierten WIG-Schweißens entsprechen. Für den Einsatz des Verfahrens ist das Vorhandensein einer Mindestwanddicke von  $6\text{ mm}$  bei Stahlschweißverbindungen erforderlich [79].

Für die technologische Seite des Nachbearbeitungsverfahrens stehen praxiserprobte Empfehlungen zur Verfügung, die von der Brennerart bis hin zur Einstellung der Schweißparameter [79] gemäß **Tabelle 3** reichen.

|                            |                           |
|----------------------------|---------------------------|
| Schutzgas                  | Argon oder Argon + Helium |
| Gasdurchsatz               | 7 bis 12 Liter Minute     |
| Brennerdüsendurchmesser    | 10 bis 14 mm              |
| Vorwärmtemperatur          | 50 bis 200 °C             |
| Elektrodendurchmesser      | 3 bis 4 mm                |
| Schweißspannung, U         | 12 bis 17 Volt            |
| Schweißstromstärke, V      | 160 bis 250 Amperes       |
| Vorschubgeschwindigkeit, S | 80 bis 160 mm pro Minute  |
| Wärmeeintrag, WE           | 1 bis 2.5 kJ pro mm       |

**Tabelle 3:** Verfahrensparameter für die WIG-Nachbehandlung nach [79]

Hierbei lässt sich der erforderliche spezifische Wärmeeintrag  $WE$  nach der Faustformel

$$WE = \frac{60 \cdot V \cdot A}{1000 \cdot S} \text{ in [kJ/mm]} \quad (32)$$

bestimmen [79]. Ein möglichst hoher spezifischer Wärmeeintrag ist im Sinne einer Härtereduktion im Bereich der Wärmeeinflusszone bzw. der Einbringung eines Härtegradienten vorteilhaft. Bekanntlich steht der Versprödungsgefahr die Erhöhung der Werkstoff-Schwingfestigkeit (höhere Härte  $\rightarrow$  höhere Zugfestigkeit  $\rightarrow$  höhere Dauerfestigkeit) gegenüber.

Eine Reinigung des Schweißnahtbereiches (Entfernen von Schlackern und Verunreinigungen mittels Drahtbürste) ist im Vorfeld der Nachbehandlung besonders wichtig, da die Gefahr der Porenbildung beim WIG-Verfahren besonders ausgeprägt ist. Ein vorheriges Anschleifen des Schweißnahtübergangsbereiches ist in diesem Zusammenhang besonders

vorteilhaft [79]. Hinzu kommt eine ständige Kontrolle der verwendeten Elektroden auf Verunreinigungen [81], die ebenfalls zur unerwünschten Porenbildung beitragen können.

Zu bemerken ist weiterhin der Einfluss einer optimalen Position des WIG-Brenners mit 60-90° zum Grundkörper und 10° entgegen der Vorschubrichtung bei 0-2mm Fokusabstand vom Schweißnahtübergang [79]. Der Brennerabstand ist hierbei entscheidend für die sich ausbildende Makrogeometrie am Schweißnahtübergang [82]. Ungünstige Brennerpositionen können zur Ausbildung einer neuen scharfkantigen Übergangskerbe führen [79]. Die Einhaltung der Richtlinien führt hingegen zu einem garantierten Mindestübergangsradius von *3mm* [79]. Ein weiterer Vorteil des WIG-Nachbehandlungsverfahrens ist in der Korrekturmöglichkeit durch wiederholte Anwendung zu sehen. Hierdurch lassen sich mögliche Fehler in der Verfahrensdurchführung mit geringem Aufwand korrigieren bzw. die angestrebte optimale Form des Schweißnahtprofils schrittweise realisieren.

Problematisch sind durch Wulstbildung erfahrungsgemäß die Stellen der Schweißnaht, an denen das WIG-Nachbehandlungsverfahren ansetzt. Der Effekt lässt sich dadurch mildern, dass bei Neuansatz des WIG-Brenners das Ende des bereits nachbehandelten Bereiches über eine Länge von ca. 6mm mit überdeckt wird. Eine weitere Möglichkeit besteht im Nachschleifen der kritischen Bereiche [79].

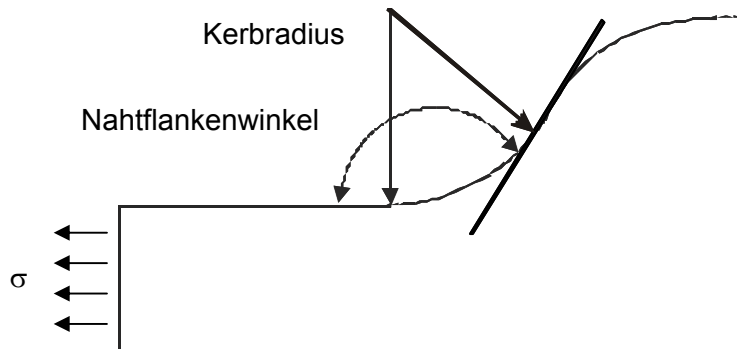
Ähnlich wie im Falle des Beschleifens der Nahtübergänge wird in [79] ein pauschaler Bonusfaktor der Dauerfestigkeitssteigerung von 1.5 bei ansonsten unveränderter Wöhlerlinien-Charakteristik gewährt, der auch in ähnlicher Art und Weise bewertet werden sollte. Eine genauere Recherche und Bewertung der in zahlreichen Veröffentlichungen der einschlägigen Fachliteratur berichteten Geometrieverbesserung und Schwingfestigkeitssteigerung durch die WIG-Nachbehandlung der Schweißnahtübergänge erscheint mit Blick auf die Ausarbeitung detaillierterer Bewertungsgrundlagen lohnenswert [83].

Zunächst lässt sich festhalten, dass das WIG-Nachbehandlungsverfahren für alle üblichen Verbindungen mit Schweißnahtüberhöhung und Ermüdungsriss im Bereich der Schweißnahtübergänge angewendet werden kann [84]. Für mögliches Wurzelversagen gelten die im Abschnitt 6.1.2 getroffenen Empfehlungen.

Für die durch das Verfahren erreichbaren Geometrieänderungen lassen sich allgemeine Tendenzen feststellen, die insbesondere den sich ausbildenden Nahtflankenwinkel und Übergangsradius gemäß **Abbildung 18** und **Tabelle 4** betreffen.

Nach [85] führt die sachgemäß durchgeführte WIG-Nachbehandlung zu einer signifikanten Vergrößerung des Nahtflankenwinkels und des Kerbradius. **Tabelle 4** belegt aus sechs unabhängigen Literaturstellen bezogen auf ebene Stumpfnähte die allgemeinen Tendenzen bezüglich der Veränderung von Nahtflankenwinkel und Übergangsradius [83].





**Abbildung 18:** Schweißnahtgeometrie am Beispiel der ebenen Stumpfnah [83]

Der einschlägigen Fachliteratur sind die Ergebnisse umfangreicher Versuchsreihen zum Ermüdungsfestigkeitsverhalten WIG–nachbehandelter Schweißnähte zu entnehmen. Hierbei ist eine Unterscheidung zwischen verschiedenen Werkstoffen und Schweißnahttypen zu treffen. Die Möglichkeit signifikanter Schwingfestigkeitssteigerung durch WIG-Nachbehandlung lässt sich an Hand aller berichteter Fälle nachweisen. In **Tabelle 5** sind Ergebnisse verschiedener unabhängiger Versuchsreihen wiedergegeben, die die qualitativen und quantitativen Tendenzen belegen.

| Literaturstelle | vor der WIG-Nachbehandlung |                    | nach der WIG–Nachbehandlung |                    |
|-----------------|----------------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------|
|                 | Nahtflankenwinkel<br>[°]   | Kerbradius<br>[mm] | Nahtflankenwinkel<br>[°]    | Kerbradius<br>[mm] |
| [85]            | 127±8                      | 1,4±0,8            | 172±5                       | 2,9±0,5            |
| [86]            | 126                        | 1,1                | 125                         | 7,3                |
| [87]            | 127                        | 1,4                | 126                         | 6,4                |
| [75,77]         | -                          | 0,5-1              | -                           | 5-10               |
| [88]            | -                          | 0,14               | -                           | 7,0                |

**Tabelle 4:** Geometrieverbesserung durch WIG-Nachbehandlung [83]

In [77] wird der durchschnittliche Erhöhungsfaktor für die Dauerfestigkeit WIG–nachbehandelter Stumpfnähte mit 1.6 und für Kehlnähte mit 2.0 angegeben, was zunächst die pauschalen Empfehlungen in [79] stützt. Dies gilt auch für die Lebensdauererlangungsfaktoren von 3 bis 4 verglichen mit nicht nachbehandelten Nähten, von denen in [89] berichtet wird. Bei Einsatz des WIG–Nachbehandlungsverfahrens wird häufig eine Veränderung des versagenskritischen Ortes im Vergleich zur nicht nachbearbeiteten Naht beobachtet.

| Literaturstelle | Nahtform                             | Zugfestigkeit oder<br>Werkstoffname | Schwingfestigkeits-<br>steigerung [%] |
|-----------------|--------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|
| [73]            | Stumpfnah<br>Zeitfestigkeitsbereich  | StE 51V                             | 54%                                   |
|                 |                                      | StE 70V                             | 58%                                   |
|                 |                                      | StE 90V                             | 23%                                   |
|                 | Stumpfnah<br>Dauerfestigkeitsbereich | StE 51V                             | 78%                                   |
| StE 70V         |                                      | 64%                                 |                                       |
|                 |                                      | StE 90V                             | 47%                                   |
|                 | Kehlnah<br>Zeitfestigkeitsbereich    | StE 70V                             | 23%                                   |
|                 | Kehlnah<br>Dauerfestigkeitsbereich   | StE 70V                             | 44%                                   |
| [74,75]         | Stumpfnah                            | Re < 400                            | 28-139%                               |
|                 |                                      | 400 < Re < 800                      | 30-160%                               |
| 800 < Re        |                                      | 45-144%                             |                                       |
|                 | Kehlnah                              | Re < 400                            | 50-96%                                |
|                 |                                      | 400 < Re < 800                      | 45-136%                               |
|                 |                                      | 800 < Re                            | 65%                                   |
| [75]            | -                                    | StE 52-3                            | 44%                                   |
|                 | -                                    | StE 70V                             | 58%                                   |

**Tabelle 5:** Experimentell belegte Schwingfestigkeitssteigerung durch WIG-Nachbehandlung

Während das Versagen bei nicht nachbearbeiteten Schweißnähten meist im Bereich der Schweißnahtübergänge zu verzeichnen ist, ist bei WIG-nachbehandelten Nähten hingegen meist das Zentrum des im Rahmen der Nachbehandlung entstehenden Schweißbades Ausgangspunkt für das Ermüdungsversagen [90]. Bei den in [76] veröffentlichten Ergebnissen aus Versuchsreihen ist gar eine Tendenz zum Versagen im Bereich des Grundmaterials zu verzeichnen, während in [75] die Anfangsrisse an verschiedenen Stellen registriert wurden. Dort entstanden 55% der Ermüdungsrisse am Übergang zum Grundwerkstoff, 25% in der WIG – aufgeschmolzenen Zone, 15% im Grundwerkstoff außerhalb des schweißbeeinflussten Bereiches und 5% an der Wurzel der Schweißnaht. Diese Ergebnisse können als ein Indiz dafür gewertet werden, dass durch eine WIG-Nachbehandlung rein gefügeseitig die Schwingfestigkeitseigenschaften des Grundwerkstoffes erreicht bzw. gar übertroffen werden können. Sie werden weiterhin durch das Argument des zu erwartenden Härtegradienten und damit höherer Zugfestigkeit und Dauerfestigkeit gestützt. Letztendlich erwächst hieraus eine zusätzliche Auslegungsreserve bei Verwendung von Grundwerkstoffdaten. Zu beachten bleibt letztendlich aber die sich im Einzelfall nach dem Schweiß- und Nachbehandlungsprozess einstellende Gefügestruktur, die signifikanten Einfluss auf die Schwingfestigkeitseigenschaften des Werkstoffes nimmt [91], so dass die benötigten statischen und zyklischen Werkstoffkennwerte am Besten aus Gefügeproben zu bestimmen sind [18,103].

Die lokal erhöhten Härtewerte sind natürlich neben der Steigerung der Werkstoff-Schwingfestigkeit mit Blick auf die Versprödung und hiermit verbundene Schweißnahtschädigung von Interesse. Nach [85] vergrößert sich die Metallhärte im aufgeschmolzenen Bereich mit dem Faktor 1,7 bis 2 und in der Wärmeeinflusszone mit dem Faktor 1,5. Um diese Härtespitzen zu reduzieren, kann das Bauteil nachträglich spannungsarmgeglüht werden [73,92]. Das nachträgliche Spannungsarmglühen führt nach [73] zu einer Abminderung des Nachbehandlungseffektes bezüglich der Dauerfestigkeit um 5 bis 20%. Dies ist ein möglicher Hinweis darauf, dass durch die WIG-Nachbehandlung nicht nur die Geometrie sondern auch die Eigenspannungsverhältnisse eine Veränderung in Richtung Schwingfestigkeitssteigerung erfahren [73].

| Verfahren            | Relative Kosten | Geschwindigkeit<br>[ m Schweißnaht / Stunde] |
|----------------------|-----------------|--|
| WIG – Nachbehandlung | 1               | 7,5  |
| Hämmern normal       | 3               | 2,5  |
| Schleifen leicht     | 3               | 2,5  |
| Hämmern länger       | 5               | 1,5  |
| Schleifen mittel     | 15              | 0,5  |
| Schleifen gründlich  | 19              | 0,4  |

**Tabelle 6:** Relativkosten verschiedener Schweißnahtnachbearbeitungsverfahren nach [93]

Schließlich wurde auch der wirtschaftliche Aspekt des WIG–Nachbehandlungsverfahrens in der einschlägigen Fachliteratur untersucht. Es bleibt festzuhalten, dass sich die zunächst entstehenden höheren Produktionskosten und Aufwendungen zumeist lediglich auf wenige Problemnähte der Konstruktion beziehen, an denen die Nachbehandlung erforderlich ist [77]. Diese Extrakosten sind in Relation zu den Kosten des Schweißens und verglichen mit den Kosten, die für Reparaturen und Inspektionen aufzuwenden sind als verschwindend gering einzuschätzen [84]. Die WIG-Nachbehandlung kann letztendlich als das kostengünstigste Verfahren zur Schwingfestigkeitssteigerung bei Schweißverbindungen betrachtet werden [77], wie der Vergleich der relativen Kosten der Verfahren bezogen auf Personal und Meter Schweißnaht pro Stunde gemäß **Tabelle 6** belegt [93]. Schließlich sollte eine Berücksichtigung der laufenden Kosten (Stillstand von Anlagen, Gutachter, Prüfung) stattfinden. Hierbei ist die schlechteste Naht maßgebend für die Prüffaktivität. Ein alleiniger Bezug auf den Preis einer Komponente zum Zeitpunkt der Auslieferung bzw. Inbetriebnahme wirkt hierbei verfälschend. Invest- und laufende Kosten sollten angemessene Berücksichtigung finden.

### 6.1.4. Qualitätssicherung

Die Qualitätssicherung stellt das zentrale Element sowohl der Grundaussführung der Schweißnaht als auch der Nachbearbeitung dar. In der praktischen Anwendung werden konkrete Entscheidungshilfen benötigt. Neben den im Abschnitt 6.1 dargelegten Voraussetzungen und Anforderungen an die Nahtnachbearbeitung ist bereits bei der vorangehenden Schweißnahtausführung auf die abgesicherte Einhaltung vorgegebener Schweißnahtqualitäten bzw. die Einhaltung festgesetzter Grenzwerte für Unregelmäßigkeiten zu achten. Für die speziellen Belange der Druckbehältertechnik ist hierbei beispielsweise die DIN EN 25817 [218] von besonderem Interesse. Hierbei sollte grundsätzlich eine Ausführung nach *Bewertungsgruppe B* gefordert werden. Unregelmäßigkeiten wie Endkraterisse, Schlauchporen, Bindefehler, ungenügende Durchschweißung, Schweißgutüberlauf und ähnliches sind in dieser Bewertungsgruppe von vornherein nicht zulässig, die Tiefe der Übergangskerben wird auf maximal  $0.5\text{mm}$  begrenzt, die Nahtüberhöhung darf  $1\text{mm} + 0.1 \cdot \text{Länge Nominalschräge}$  nicht überschreiten, wobei der Maximalwert für allgemein auf  $3\text{mm}$  und für die ebene Stumpfnah auf  $5\text{mm}$  begrenzt ist. Quantifizierte Grenzwerte werden außerdem für Kantenversatz, Decklagenunterwölbung, Ungleichschenkligkeit der Nahtflanken, Wurzelrückfall und -kerbe und Wurzelüberhöhung angegeben. Beispielsweise darf eine in Bewertungsgruppe B eingeordnete Wurzelkerbe maximal  $0.5\text{mm}$  tief sein und eine Wurzelüberhöhung bis zu  $1\text{mm} + 0.3 \cdot \text{Breite Wurzelspalt}$ , maximal jedoch  $3\text{mm}$  betragen. Aus praktischer Sicht sind die Anforderungen an die Schweißnahtausführung nach *Bewertungsgruppe B* der DIN EN 25817 [218] als sehr hoch einzuschätzen. Die Norm erstreckt sich verfahrensseitig auf das Metall-Lichtbogen-, das Unterpulver- (UP), das Metall-Schutzgas-, das Wolfram-Schutzgas- und das Plasmaschweißen. Im Sinne der Reproduzierbarkeit von Schweißnahtgeometrien und der Qualitätssicherung ist mechanisierten bzw. automatisierten Schweißverfahren gegenüber Handschweißungen der Vorzug zu geben. Fragen der Ausbildung, exakten Einweisung, Motivation und Sensibilisierung des Schweißpersonals sind bei der Fertigung qualitativ hochwertiger Schweißnähte (z.B. Stützeinschweißungen mit HV-Naht nach *Bewertungsgruppe B* gemäß DIN EN 25817 [218]) von entscheidender Bedeutung. Beispielsweise sind Qualitätsprobleme bekannt, wenn ein Schweißer in seinem Aufgabenbereich eine plötzliche Umstellung von Standard-Kehlnähten auf voll durchgeschweißte HV-Nähte zu realisieren hat, da völlig andere Handfertigkeiten und Bewegungsmechanismen für eine qualitätsgerechte Ausführung verlangt werden [94].

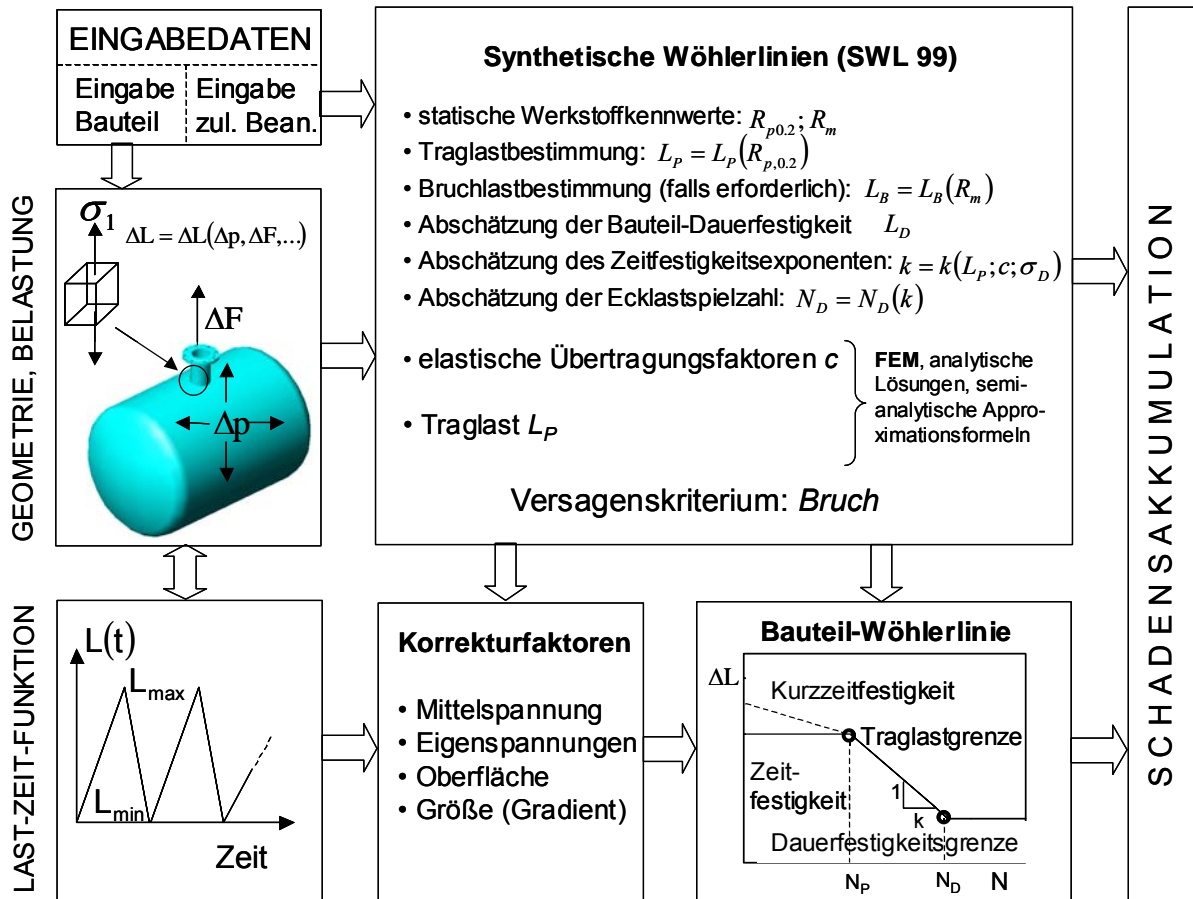
Die reale Nahtmakrogeometrie ist für die Berechenbarkeit von zentraler Bedeutung. Hierzu sind eindeutige Entscheidungen hinsichtlich Nahtausführung in der Designphase zu treffen, aber auch geeignete Kontrollmaßnahmen während der Realisierungsphase durchzuführen.

ren. Für diese Maßnahmen stehen leicht zugängliche Mittel ohne Zerstörung des Bauteils zur Verfügung. Gelingt es, zur Ermittlung der Nahtgeometrie einen Negativabdruck aufzunehmen, so können die erhaltenen Abdruckwerkstücke beliebig bearbeitet werden. So können sie z.B. an einer Seitenfläche plangeschliffen und die Kontur der Naht daran vermessen werden. Als besonders geeignet für diese Zwecke haben sich in diesbezüglichen Untersuchungen Gips und medizinisches Abdruckmaterial erwiesen. Für den Gipsabdruck sprechen dabei die geringen anfallenden Kosten, die einfache Handhabung und die guten Eigenschaften in der Nachbehandlung. Den langen Aushärtezeiten des Gipses stehen die vergleichsweise hohen Kosten der Zahnabdruckmasse gegenüber. Die Anwendbarkeit beider Methoden zur Gewinnung von detaillierten Aussagen über die Schweißnahtfeingeometrie konnte in [95] nachgewiesen werden. Es bleibt festzuhalten, dass nach gegenwärtigem Stand der Technik eine kontrollierte Nahtausführung und –nachbearbeitung unter reproduzierbarem Qualitätsstandard möglich ist. Letztendlich ist die Einhaltung der formulierten Qualitätsanforderungen und eine entsprechende Kontrolle zyklisch beanspruchter Schweißnähte abzuschließen. Die Bestimmung der zur Bewertung nach lokalen Konzepten benötigten Geometrieparameter stellt somit kein wesentliches Hindernis dar.

### **6.2. Vereinfachte Abschätzung der Gesamtlebensdauer nachbearbeiteter Nähte und ungeschweißter Bauteilbereiche nach Kerbspannungskonzept**

#### *6.2.1. Ausgangssituation und allgemeine Vorgehensweise*

Bezüglich einer rechnerischen Nachweisführung fallen nachbearbeitete Schweißverbindungen nicht in den Gültigkeitsbereich der in den einschlägigen Regelwerken und Berechnungsvorschriften [9,34,44,65] bereitgestellten Ermüdungskennlinien. Der experimentelle Befund belegt nachhaltige bauteil- und verfahrensabhängige Veränderungen der Ermüdungscharakteristik [96], deren Ursachen im Abschnitt 4.1 ausführlich dargestellt sind. Die nachbearbeitete Schweißnaht verhält sich ähnlich einem ungeschweißten und gekerbten Bauteilbereich. Es sind somit für beide genannten Bauteilgruppen Auslegungsgrundlagen zu schaffen, die sich einerseits am gegenwärtigen Stand des Wissens orientieren und andererseits den Vorzug der Praktikabilität und Implementierbarkeit in Berechnungsregeln aufweisen. Im Sinne der Ausführungen des Abschnittes 4 bestehen insbesondere die Aufgaben der Bestimmung der Bauteil-Dauerfestigkeit  $\Delta L_D$ , des Anstieges der Zeitfestigkeitsgeraden  $k$  und der Abknickpunkte  $N_P$  und  $N_D$  gemäß **Abbildung 6**. Die Ermittlung der Traglastgrenze  $\Delta L_P$  wurde bereits in Abschnitt 4.3 beschrieben. Mit Erreichen der Dauerfestigkeitsgrenze  $\Delta L_D$  entfällt die Unterscheidung zwischen den Versagenskriterien Technischer Anriss und Bruch, sofern keine makroskopische Vorschädigung vorliegt.



**Abbildung 19:** Schema zur vereinfachten Lebensdauerabschätzung nachbearbeiteter Schweißnähte und ungeschweißter Bauteilbereiche nach Kerbspannungskonzept

Es unterscheiden sich jedoch die Abknickpunkte und in wesentlich geringerem Maße auch die Anstiege der Bauteil-Wöhlerlinien im Zeitfestigkeitsbereich [5].

Es wird zunächst die Vorgehensweise zur Ableitung eines vereinfachten Verfahrens zur Abschätzung der Gesamtlebensdauer (Technischer Anriss + Rissfortschritt) nach Kerbspannungskonzept vorgestellt. Sie folgt im Wesentlichen dem Schema nach **Abbildung 19**.

Der Algorithmus stützt sich einerseits auf die Ermittlung von Traglast und Bauteil-Dauerfestigkeit. Andererseits wird zur Bestimmung des Anstieges im Zeitfestigkeitsbereich  $k$  und unter Umständen auch des Abknickpunktes zur Dauerfestigkeit  $N_D$  von einer Ausweitung des Gültigkeitsbereiches der für ungeschweißte und gekerbte Bauteile abgeleiteten Synthetischen Wöhlerlinien nach Bergmann und Thumser [21] auf Schweißverbindungen mit Nahtnachbearbeitung Gebrauch gemacht. Die Naht wird bei dieser Vorgehensweise wie beispielsweise in [97,98,99,103] als gekerbter Bauteilbereich mit den charakteristischen Eigenschaften geschweißten Gefüges betrachtet. Danach lässt sich der Anstieg der Zeitfestigkeitsgeraden  $k$  für Bauteile aus Stahl aus der empirischen Korrelation mit der Traglast  $L_P$ , dem elastischen Übertragungsfaktor bezüglich Vergleichsspannung  $c_V$  und der Werkstoff-Wechselfestigkeit (Amplitude)  $\sigma_{D,R=-1}$  nach

$$k = \frac{16}{\left( \frac{L_P \cdot c_V}{\sigma_{D,R=-1}} \right)^{1.7}} + 3.0 \quad (33)$$

ermitteln. Sowohl zur Bestimmung der Traglast  $L_P$  als auch des elastischen Übertragungsfaktors  $c_V$  wird in der Regel auf FE-Analysen zurückgegriffen werden. Der Anstieg der Bauteil-Wöhlerlinie für WIG-nachbehandelte und be- bzw. ausgeschliffene Schweißnähte sollte natürlich höher als der Grenzwert von  $k=3$  für nicht nachbearbeitete Nähte ausfallen. Dieser Grenzwert lässt sich aus Gl. (33) für extrem scharf gekerbte bzw. angerissene Strukturen mit  $c_V \rightarrow \infty$  ebenfalls ableiten. Die Abschätzung der Wöhlerliniencharakteristik nach [21] hat sich in einer Reihe neuerer Untersuchungen [z.B. 100,101] bezogen auf ungeschweißte Bauteile als treffsicher erwiesen.

Wurde vergleichsweise die Bauteil-Wöhlerlinie derselben Schweißverbindung ohne Nahtnachbearbeitung nach den Bedingungen der Abschnitte 5.2 oder 5.3 bestimmt, so kann in Anlehnung an **Abbildung 7** ein gemeinsamer Schnittpunkt  $[N_P, \Delta L_P]$  als konservative Abschätzung für die nachbearbeitete Variante angenommen werden. Nach Abschätzung des Zeitfestigkeitsexponenten  $k$  ergibt sich der Abknickpunkt zur Dauerfestigkeit  $N_D$  als Schnittpunkt mit dem ermittelten Bauteil-Dauerfestigkeitsniveau  $\Delta L_D$  nach der Gleichung

$$N_D = N_P \cdot \left( \frac{\Delta L_D}{\Delta L_P} \right)^{-k} \quad (34)$$

Als zentrales Problem innerhalb des vereinfachten Abschätzverfahrens verbleibt die Bestimmung der Bauteil-Dauerfestigkeit unter Berücksichtigung sämtlicher relevanter Einflussgrößen. Hierzu wird im folgenden Abschnitt ein konzeptioneller Lösungsvorschlag erarbeitet.

### 6.2.2. Zur vereinfachten Bestimmung der Bauteil-Dauerfestigkeit nach [102]

Die Bauteil-Dauerfestigkeit hängt im Wesentlichen von der Werkstoff-Dauerfestigkeit  $\Delta\sigma_{D,R=-1}$ , der lokalen Beanspruchung (z.B. in Form der ersten Hauptspannung) und diversen zusätzlich zu berücksichtigenden Einflussgrößen ab, so dass sich als Bestimmungsgleichung

$$\Delta L_D = \frac{\Delta\sigma_{D,Werkstoff,R=-1}}{c_{1,\max}} \cdot f(\text{Einflussgrößen}) \quad (35)$$

angeben lässt. Zunächst ist folglich die Werkstoff-Dauerfestigkeit für Stahl unter wechselnder Axiallast (Spannungs- bzw. Lastverhältnis  $R=-1$ ) zu ermitteln bzw. abzuschätzen, sofern sie nicht aus Versuchen an ungekerbten und polierten Standardproben zur Verfügung steht. Zur Abschätzung wird bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_U=50\%$  die in [21] bereitgestellte Korrelation

$$\sigma_{D,R=-1} = \begin{cases} 0.44 \cdot R_{p0.2} + 100 \frac{N}{mm^2} & \text{für } R_{p0.2} \leq 1700 \frac{N}{mm^2} \\ 848 \frac{N}{mm^2} & \text{für } R_{p0.2} > 1700 \frac{N}{mm^2} \end{cases} \quad (36)$$

empfohlen. Sollte der Wert für die 0.2%-Dehngrenze  $R_{p0.2}$  des Werkstoffes nicht zur Verfügung stehen, kann auf den üblicherweise angegebenen Zusammenhang mit der Zugfestigkeit  $R_m$  [z.B. 9]

$$\sigma_{D,R=-1} = \text{MIN} \left\{ 0.45 \cdot R_m; 848 \frac{N}{mm^2} \right\} \quad (37)$$

zurückgegriffen werden. Die gewünschte Schwingbreite der Werkstoff-Dauerfestigkeit (Zug-Druck-Wechselfestigkeit) ergibt sich elementar aus

$$\Delta\sigma_{D,R=-1} = 2 \cdot \sigma_{D,R=-1} \quad (38)$$

Von einer Verwendung der Biege-Wechselfestigkeit als Werkstoffkennwert ist abzusehen, da inhomogene Beanspruchungszustände vom Berechnungsverfahren abgedeckt werden.

Zur Konkretisierung der Funktion  $f$  in Gl. (35) werden zunächst die vielfach experimentell bestätigten Effekte [20] aus

- technologischem, statistischem und spannungsmechanischem Größeneinfluss sowie
- Oberflächeneinfluss

mit Möglichkeiten zu deren rechnerischer Berücksichtigung angesprochen.

Im vorliegenden Fall wird auf die zusätzliche Berücksichtigung eines technologischen Größeneinflusses [z.B. 20] unter der Maßgabe verzichtet, dass der Werkstoffzustand und die Fertigung für Standardprobe und Bauteil vergleichbar sind. Im Falle der experimentellen Werkstoffdatenermittlung ist hierbei wiederum die Probenentnahme aus dem tatsächlichen Schweißnahtgefüge zu empfehlen [z.B. 18]. Bei artgleicher Verschweißung ist unter Umständen gar ein Rückgriff auf die meist leichter zugänglichen Daten des Grundwerkstoffes [103] möglich, sofern die Gefügeeigenschaften keine drastischen Unterschiede aufweisen [91].

Spannungsmechanischer und statistischer Größeneinfluss [z.B. 20,104] sind als zwei eng miteinander verknüpfte Phänomene zu betrachten, die zur streng mathematischen Behandlung die Kenntnis der Verteilung der als schädigungsrelevant anzunehmenden Beanspruchungsgröße im gesamten Bauteil voraussetzen. Praktisch bezieht sich die Auswertung bezüglich des statistischen Größeneinflusses auf Grund des zu erwartenden tatsächlichen Versagensverhaltens häufig auf die Bestimmung der Funktion

$$g(x, y, z) = \frac{c_1(x, y, z)}{c_{1,\max}} \quad (39)$$



des Spannungsgebietes [104] z.B. in Form des Profils der ersten Hauptspannung an der Bauteiloberfläche. Hierbei ist jedoch der Effekt, der sich aus dem Beanspruchungsgradienten in Richtung des Bauteilinneren ergibt (spannungsmechanischer Größeneinfluss) zunächst nicht erfasst.

Eine statistische Stützziffer ließe sich in Anlehnung an die grundlegenden Arbeiten zur Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses [z.B. 20,105,106,107,108] aus der Gleichung

$$n_{st} = \left\{ \frac{\int_{A_2} [g(x,y,z)]^w dA_2}{A_1} \right\}^{-\frac{1}{w}} = \left\{ \frac{\text{Spannungsintegral}}{A_1} \right\}^{-\frac{1}{w}} \quad (40)$$

oder bezogen auf ein hochbeanspruchtes Volumen aus

$$n_{st} = \left\{ \frac{\int_{A_2} [g(x,y,z)]^w dV_2}{V_1} \right\}^{-\frac{1}{w}} = \left\{ \frac{\text{Spannungsintegral}}{V_1} \right\}^{-\frac{1}{w}} \quad (41)$$

ermitteln. Hierbei stellt  $A_2$  bzw.  $V_2$  die Oberfläche bzw. das hochbeanspruchte Volumen des Bauteils (z.B. Schweißnaht) und  $A_1$  diejenige bzw.  $V_1$  dasjenige der ungekerbten Standardprobe sowie  $W$  den Weibull-Exponenten [105] dar. Dem fortgeschrittenen Stand der theoretischen Aufarbeitung [z.B. 20] stehen praktische Schwierigkeiten bei der Bestimmung des Spannungsintegrals – für den Dauerfestigkeitsbereich mit ausreichender Genauigkeit auf Basis linearelastischen Materialverhaltens – für reale Bauteile gegenüber [104]. In [20] ist die Bestimmung der benötigten Spannungsintegrale für einfache Kerbstrukturen auf analytischem Weg aufgezeigt worden. Für komplizierte Bauteile ist weitere Forschungsarbeit mit dem Ziel der Schaffung spezieller Postprocessing-Module zur diesbezüglichen Auswertung von Analyseergebnissen numerischer Berechnungsverfahren wie der Finite-Elemente-Methode (FEM) oder der Boundary-Elemente-Methode (BEM) erforderlich [109,110]. Beim Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten findet der statistische Größeneinfluss bisher keine explizite Berücksichtigung [z.B. 43]. Es gilt in diesem Fall  $n_{st} = 1.0$ .

Der spannungsmechanische Größeneinfluss (Mikrostützwirkung, elastische Stützwirkung, Gradienteneinfluss, Kerbwirkung) wird durch eine Stützziffer  $n_{eI}$  berücksichtigt, zu deren Bestimmung verschiedene Verfahren bekannt sind (siehe z.B. die umfangreiche Übersichtsdarstellung in [111]), die neben der Spannung am maximal beanspruchten Ort auf unterschiedliche Art und Weise deren Verteilung und den Einfluss des verwendeten Konstruktionswerkstoffes berücksichtigen. Oberflächen- und Gradienteneinfluss sind praktisch selbstverständ-

lich nicht unabhängig voneinander. Da die Wechselwirkung in der Beanspruchungsanalyse keine explizite Berücksichtigung findet, wird auf die in [21] angegebene empirische Interaktionsformel

$$f_{el,O}(n_{el}, F_O) = (n_{el}^2 - I + F_O^2)^{\frac{1}{2}} \quad (42)$$

zurückgegriffen, innerhalb derer der Faktor  $F_O$  den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit kennzeichnet. Damit ist ein Teil der Funktion  $f$  aus Gl. (6) spezifiziert und es werden im Folgenden Möglichkeiten zur Quantifizierung von  $n_{el}$  und  $F_O$  aufgezeigt.

Das Phänomen des spannungsmechanischen Größeneinflusses ist aus dauerfestigkeitsbezogenen vergleichenden Versuchsergebnissen gekerbter und ungekerbter Strukturen seit langem bekannt [z.B. 112,113,114,115,116]. Die Dauerfestigkeit der (scharf) gekerbten Struktur fällt in der Realität nicht in gleichem Maße ab, wie es auf Grund der mit  $c_{1,max}$  ausgedrückten elastischen Spannungskonzentration gemäß der Vereinfachung

$$\Delta L_{D,R=-1} \approx \frac{\Delta \sigma_{D,R=-1}}{c_{1,max}} \quad (43)$$

zu erwarten wäre. Die Betrachtung des maximalbeanspruchten Ortes ist offensichtlich nicht ausreichend und die Auswertung müsste sich auf ein zu definierendes höchstbeanspruchtes Kontrollvolumen (z.B. gesamter Bauteilbereich mit Beanspruchungen größer als 90% der Maximalbeanspruchung nach [117]) in der Umgebung des zu erwartenden Schädigungsortes beziehen. Das Phänomen weist zudem eine deutliche Abhängigkeit vom verwendeten Konstruktionswerkstoff auf, die sich in dem aus ingenieurtechnischer Erfahrung geprägten Begriff der Kerbempfindlichkeit [112,116] niederschlägt. Kerben beeinträchtigen die dauerfest ertragbare Beanspruchungsschwingbreite in höherem Maße bei hoch- als bei niedrigfesten Stählen. Im Umkehrschluss ist das Ergreifen von Maßnahmen der kerbarmen Konstruktion bei hochfesten Stählen wirksamer als bei niedrigfesten. Berechnungsseitig werden diesen experimentellen Beobachtungen üblicherweise halbempirische Ansätze gegenübergestellt, die auf eine angepasste Beanspruchungsmittelung bzw. -absenkung im versagenskritischen Bereich abzielen. Die bekanntesten dieser Ansätze gehen auf die Arbeiten von Siebel, Meuth und Stieler [113,114], Neuber [62], Thum [112] und Peterson [116] zurück. Das Verfahren nach Siebel, Meuth und Stieler [113,114] setzt die Kenntnis des Beanspruchungsgradienten senkrecht zur Kerbgrundkontur entlang der Wegkoordinate  $x$  ausgehend vom Ort maximaler Beanspruchung an der Oberfläche in Form des sogenannten bezogenen Spannungsgefälles

$$\chi^* = - \frac{1}{\sigma_{1,max}} \cdot \left. \frac{d\sigma_{1,max}}{dx} \right|_{x=0} \quad (44)$$

voraus. Dieses wird in der ingenieurpraktischen Umsetzung zur Definition einer elastischen Stützziffer  $n_{el}$  mit den statischen Werkstoffeigenschaften in Form von werkstoffabhängigen

Diagrammen [118], Approximationsformeln in Abhängigkeit von der Fließgrenze [119] oder der Zugfestigkeit [21,65] kombiniert. In [21,65] werden die auf die Arbeiten von Siebel, Meuth und Stieler [113,114] zurückgehenden quantitativen Angaben zur Werkstoffabhängigkeit des Kerbwirkungseffektes beispielsweise zu Stützziffern

$$n_{el} = \begin{cases} 1 + \chi^* \cdot 10 \left( \frac{R_m}{2700 \frac{N}{mm^2}} \right) & \text{für } \chi^* < 0.1 mm^{-1} \\ 1 + \sqrt{\chi^*} \cdot 10 \left( \frac{R_m}{2700 \frac{N}{mm^2}} \right) & \text{für } 0.1 mm^{-1} \leq \chi^* < 1 mm^{-1} \\ 1 + \sqrt[4]{\chi^*} \cdot 10 \left( \frac{R_m}{2700 \frac{N}{mm^2}} \right) & \text{für } \chi^* \geq 1 mm^{-1} \end{cases} \quad (45)$$

approximiert.

Das Verfahren nach Neuber [62,115] basiert auf ähnlichen theoretischen Überlegungen und beinhaltet im Kern die Ermittlung eines Kerbspannungsmittelwertes über eine sogenannte Ersatzstrukturlänge  $\rho^*$  nach

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{1}{\rho^*} \cdot \int_0^{\rho^*} \sigma_1(x) dx \quad (46)$$

bzw. die praxisnahe fiktive Vergrößerung des Kerbradius nach

$$\rho_F = \rho + s \cdot \rho^* \quad (47)$$

wobei der Faktor  $s$  die verwendete Festigkeitshypothese und die Beanspruchungsart berücksichtigt. Das letztere Verfahren ist im Rahmen des Worst-Case-Kerbspannungskonzeptes nach Radaj [z.B. 5,18] für den Nachweis nicht nachbearbeiteter Schweißnähte umgesetzt worden. Hierbei wird der reale Kerbradius  $\rho$  als „Worst Case“ zu  $0mm$ , der Faktor  $s$  für Gestaltänderungsenergiehypothese und Zug bzw. Biegung eines Flachstabes zu 2.5, die Ersatzstrukturlänge  $\rho^*$  für einen Stahlguss (Annahme für das geschweißte Gefüge) der Fließgrenze  $240N/mm^2$  zu  $\rho^* = 0.4mm$  angenommen. Hieraus ergibt sich der für das Worst-Case-Kerbspannungskonzept nach Radaj [z.B. 5,18] bekannte fiktive und in der Modellbildung zu berücksichtigende Schweißnahtübergangsradius von  $\rho_F = 1mm$ .

Schließlich setzt die Berücksichtigung des spannungsmechanischen Größeneinflusses durch eine Kerbempfindlichkeitsziffer  $q$  in der Definition nach Thum [112]

$$n_{el} = \frac{K_t}{1 + q \cdot (K_t - 1)} \quad (48)$$

zur Ermittlung der Kerbwirkungszahl  $K_f$  bzw. der elastischen Stützziffer  $n_{el}$  die Kenntnis der Kerbformzahl  $K_f$  voraus. Letztere ist jedoch in üblichen numerischen Beanspruchungsanalysen besonders bei komplizierten Strukturen häufig nicht schlüssig definierbar [21,104]. Die Kerbempfindlichkeit  $q$  ist werkstoff- und kerbradiusabhängig experimentell zu ermitteln.

In neueren Forschungsarbeiten [z.B. 120,121] ist es gelungen, Methoden zur Berücksichtigung des spannungsmechanischen Größeneinflusses zu entwickeln, die sich direkt an der Beschreibung bekannter Schädigungsprozesse orientieren und deren Umsetzung im Rahmen der numerischen Beanspruchungsanalyse auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) bzw. der Boundary-Elemente-Methode (BEM) unter sinnvoller Vereinfachung praktikabel ist. Hierbei sind empirische Annahmen nicht erforderlich, was einen offensichtlichen Vorteil gegenüber den oben beschriebenen Verfahren darstellt. Es konnte an gekerbten und rissbehafteten Strukturen nachgewiesen werden [z.B. 120], dass bei einer Mittelung der Beanspruchungsgröße zur Bestimmung des zu betrachtenden Bauteilbereiches die aus der Beschreibung des Ermüdungsverhaltens physikalisch kurzer Risse [z.B. 122] bekannte und häufig als Eigenrisslänge (intrinsic crack length)  $a^*$  bezeichnete Größe

$$a^* = \frac{1}{\pi} \cdot \left( \frac{\Delta K_{th}}{Y \cdot \Delta \sigma_D} \right)^2 \quad (49)$$

eine herausragende Rolle bezüglich des Kerbwirkungsphänomens spielt.

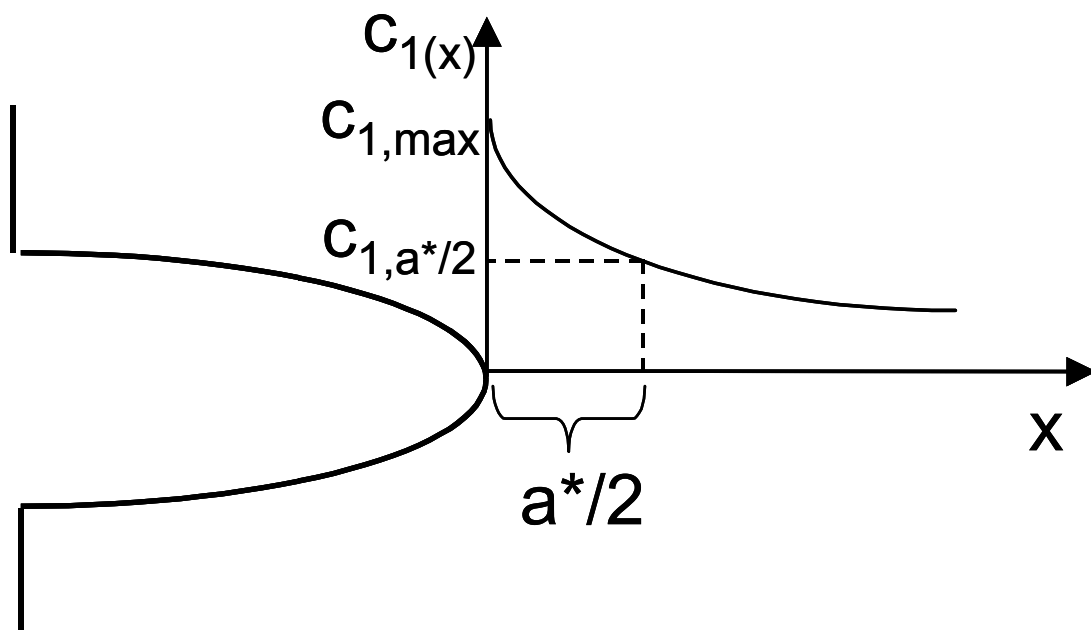
Ähnliche Überlegungen sind bereits in [123] angestellt worden. Hierbei ist die Kenntnis des Schwellwertes des Spannungsintensitätsfaktors als Werkstoffkennwert erforderlich, der z.B. nach [124] für Stahl bei Zug-Druck-Wechselbeanspruchung vorsichtigerweise mit  $\Delta K_{th} = 220 N \cdot mm^{-3/2}$  angesetzt werden kann und damit deutlich unterhalb dem in [34] für Stahlschweißverbindungen angegebenen Wert von  $\Delta K_{th} = 334 N \cdot mm^{-3/2}$  für  $R=-1$  liegt. Der bruchmechanische Geometriekorrekurfaktor  $Y$  [z.B. 5] wird üblicherweise zu 1.12 (Mittentriss unter Zugbeanspruchung), in den Arbeiten von Taylor allerdings zu  $Y=1.0$  angenommen. Der zu betrachtende Bauteilbereich würde sich bei genauestem Ansatz wiederum auf ein Volumen beziehen, wobei eine Reduzierung der Dimensionalität im Sinne der Praktikabilität zu flächen-, linien- bzw. im einfachsten Fall punktbezogenen Auswertungsrichtlinien führt. Die Anwendung der im Rahmen von Postprocessing-Operationen am einfachsten zu implementierenden punktbezogenen Auswertung kann unter Berücksichtigung der von Taylor zahlreich vorgenommenen Vergleiche [z.B. 120,125,126] mit experimentellen Ergebnissen durchaus empfohlen werden. An Stelle der Maximalbeanspruchung ist hiernach die sich orthogonal zum maximalbeanspruchten Ort im Kerbgrund in einem Abstand von  $a_0^* = a^*/2$  ergebende Spannung für den Nachweis relevant. Dieser Sachverhalt ist schematisch für einen beliebigen Kerbgrund in **Abbildung 20** dargestellt.

Der kritische Abstand  $a_0^* = a^*/2$  für die Punktmethode nach Taylor [120] ist in **Abbildung 21** für die beiden oben genannten Werte des Schwellwertes des Spannungsintensitätsfaktors in Abhängigkeit von der Werkstoff-Dauerfestigkeit  $\sigma_{D,R=-1}$  für Stahl aufgetragen, wobei zwischen Werkstoff-Dauerfestigkeit und statischen Werkstoff-Kennwerten die Zusammenhänge nach den Gl. (36) und (37) gelten. Die höhere Kerbempfindlichkeit höherfester Stähle findet ihren qualitativen und quantitativen Ausdruck in einer deutlichen Verringerung des kritischen Abstandes und damit einer Erhöhung der maßgeblichen Kerbbeanspruchung.

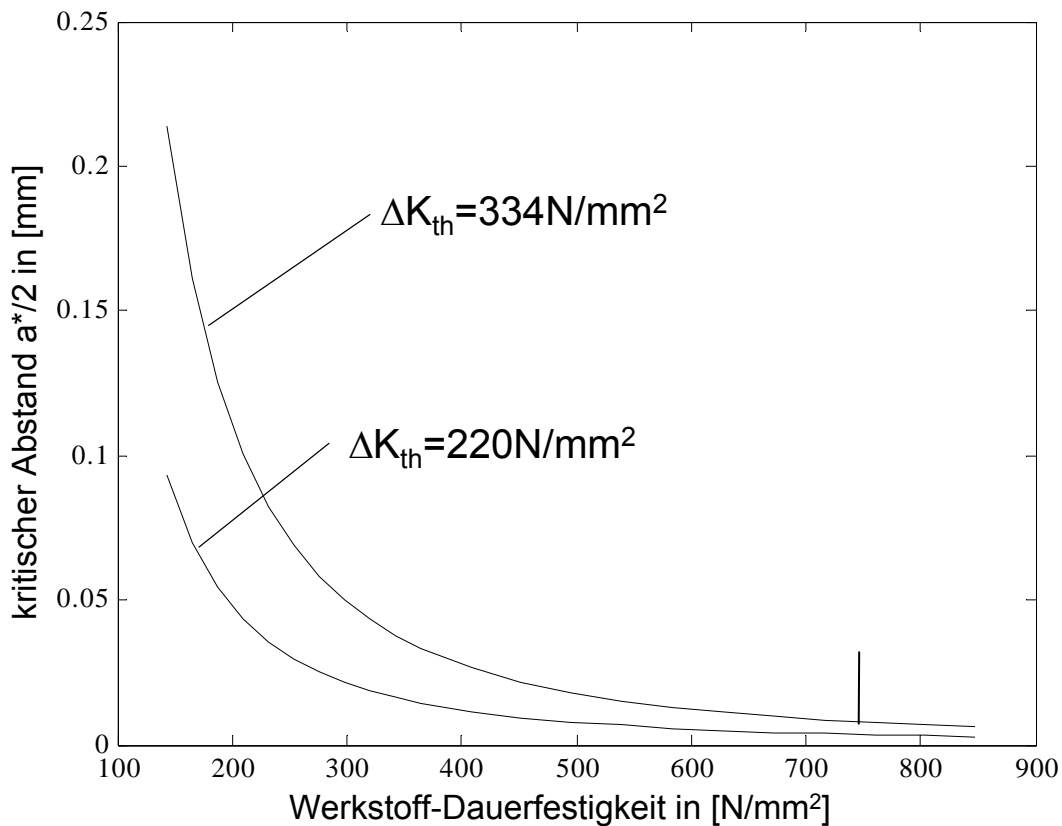
Es lässt sich eine kerbformzahlfreie und damit von einer Nennspannungsdefinition unabhängige Darstellung der elastischen Stützziffer gemäß

$$n_{el} = \frac{c_{1,max}}{c_1\left(x = \frac{a^*}{2}\right)} = \frac{c_{1,max}}{c_{1,a^*/2}} \quad (50)$$

angeben. Die Maximalbeanspruchungsgröße im Kerbgrund  $c_{1,max}$  ersetzt dabei die üblicherweise verwendete Formzahl. Die tatsächlich wirksame (verminderte) Beanspruchungsgröße  $c_1$  wird im kritischen Abstandes  $a^*/2$  vom Kerbgrund bestimmt und bringt die Kerbwirkung zum Ausdruck (Parallele zur üblichen Kerbwirkungszahl). Die Größe  $a^*$  ist gemäß Gleichung 49 werkstoffabhängig und erlaubt damit die Beschreibung der Kerbempfindlichkeit.



**Abbildung 20:** Punktmethode nach Taylor [120]



**Abbildung 21:** Kritischer Abstand  $a_0^* = a^*/2$  für Punktmethode nach Taylor [120]

Sollte die Tiefe der Oberflächenrauigkeit  $R_z$  den Wert  $a_0^* = a^*/2$  erreichen bzw. überschreiten, dann ist sinnvollerweise mit  $n_{el}=1.0$  auf den Ansatz einer spannungsmechanischen Stützziffer zu verzichten. Für Werte  $R_z < a_0^*$  wird hingegen die spannungsmechanische Stützziffer gemäß Gl. (50) berechnet und auf die empirische Interaktionsformel nach Gl. (42) zurückgegriffen, da keine direkte Berücksichtigung der Oberflächeneigenschaften im Sinne von Mikrokerben bzw. Mikrorissen in der numerischen Beanspruchungsanalyse erfolgt.

Mit Gl. (50) wird beispielsweise auch der Gradienteneinfluss berücksichtigt, der sich aus reiner Biegebeanspruchung ohne Vorhandensein geometrischer Kerben ergibt. Die Vorgehensweise ist ähnlich der in [124] angegebenen und dort als „Bruchmechanische Stützwirkung“ bezeichneten Methode. In letzterem Fall macht sich jedoch die Ermittlung der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors im Kerbgrund  $\Delta K$  erforderlich, wofür in [124] eine Näherungsformel geliefert wird. Ist die statistische Stützziffer  $n_{st}$  aus einer Spannungsintegralauswertung gemäß Gl. (40) bekannt, so kann sie nach Liu [124] zur Korrektur der Eigenrislänge nach

$$a_{st}^* = \frac{a^*}{n_{st}^2} \quad (51)$$

mit der Folge einer diesbezüglichen Anpassung von Gl. (50) herangezogen werden.

Die statistische Stützziffer  $n_{st}$  ist dann selbstverständlich zusätzlich als Faktor im Sinne von Gl. (40) zu berücksichtigen. Bezieht sich die Auswertung des Spannungsintegrals gemäß Gl. (41) auf das hochbeanspruchte Volumen, so wird der spannungsmechanische Größeneinfluss durch die alleinige Nutzung der statistischen Stützziffer mit abgedeckt. Hierdurch ist auch der Sonderfall ungekerbter Proben unter Zug-Druck-Beanspruchung abgedeckt, die sich allein auf Grund unterschiedlicher Größe in ihrem Ermüdungsverhalten unterscheiden. Gegenwärtige Untersuchungen unterstreichen die Tragfähigkeit des Stützzifferkonzeptes bis in den Bereich scharf gekerbter (ungeschweißter) Bauteile hinein [127].

Der Oberflächeneinfluss wird im Bereich der Dauerfestigkeit in den Regelwerken üblicherweise durch einen von der Oberflächenrauigkeit  $R_z$  in [ $\mu\text{m}$ ] und der Zugfestigkeit  $R_m$  in [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ] abhängigen empirischen Oberflächenkorrekturfaktor  $F_o = F_o(R_z, R_m)$  berücksichtigt. Dieser ergibt sich für den Werkstoff Stahl unter Axiallast und Biegung nach [21,65] aus

$$F_o = \text{MIN} \left\{ \begin{array}{l} 1.0 \\ 1 - 0.22 \cdot \lg(R_z \cdot \mu\text{m}^{-1}) \cdot \lg \left( \frac{R_m}{200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right) \end{array} \right\} \quad (52)$$

Der in [9] vorgesehene Korrekturfaktor

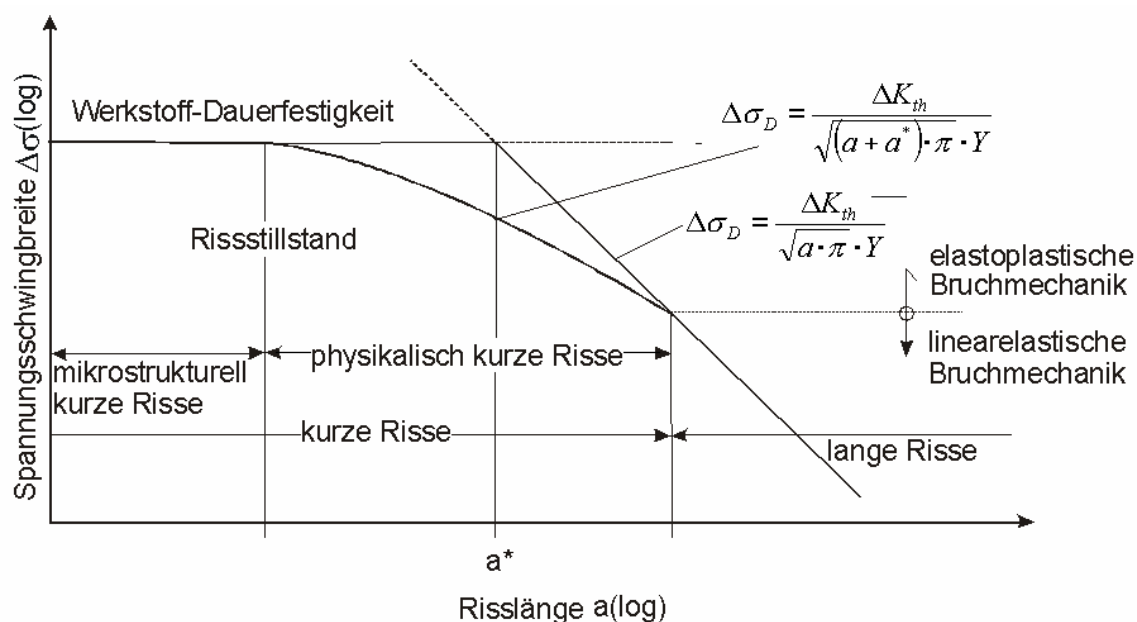
$$F_o = \text{MIN} \left\{ \begin{array}{l} 1.0 \\ 1 - 0.056 \cdot (\ln(R_z \cdot \mu\text{m}^{-1}))^{0.64} \cdot \ln \left( R_m \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \right) + 0.289 \cdot (\ln(R_z \cdot \mu\text{m}^{-1}))^{0.53} \end{array} \right\} \quad (53)$$

liefert geringere Werte für  $F_o$  als Gl. (52).

Mit der gewählten Darstellung ist abgesichert, dass die Oberflächenkorrektur erst ab Rauertiefen  $R_z > 1\mu\text{m}$  wirksam wird. Die Anwendung des Korrekturterms hat selbstverständlich die Kenntnis der Oberflächeneigenschaften der nachbearbeiteten Schweißnähte oder auch ungeschweißter Bauteilbereiche zur Voraussetzung. Für beschliffene Oberflächen sind dabei nach DIN 4766 Teil 1 [128] Werte zwischen  $0.1\mu\text{m} \leq R_z \leq 25\mu\text{m}$  zu erwarten. Für kerbfrei geschliffene Oberflächen wird in [9]  $R_z = 10\mu\text{m}$ , für mechanisch bearbeitete Oberflächen  $R_z = 50\mu\text{m}$  und für gewalzte bzw. stranggepresste Oberflächen (Walzhaut)  $R_z = 200\mu\text{m}$  in Ansatz gebracht. Die Anwendbarkeit des Konzeptes bei Oberflächen hoher Rauigkeit und damit signifikanter Vorschädigung ( $R_z = 200\mu\text{m}$  entspricht in etwa der Tiefe des Technischen Anrisses nach **Abbildung 1**) ist hierbei nicht gegeben.

Gegenwärtige Untersuchungen zielen weiterhin auf die Berücksichtigung der Feingestalt der Bauteiloberfläche durch Einführung einer Oberflächenformzahl ab, die die aus verschiedenen Fertigungsverfahren resultierenden Rauigkeitsprofile im Sinne von Mikrokerben oder

im Extremfall Mikrorissen berücksichtigt [129]. Dieser Ansatz geht in Richtung einer mechanismennahen Erfassung des Oberflächeneinflusses. Ähnlichen Grundüberlegungen folgt der bereits im Zusammenhang mit der Berücksichtigung des spannungsmechanischen Größeneinflusses erläuterte Ansatz nach Taylor [z.B. 120], der aus der Sicht einer möglichst mechanismennahen und mechanismenorientierten Beschreibung mittlerweile sehr gut abgesichert ist [130] und sich sinngemäß auf den Oberflächeneinfluss im Bereich der Dauerfestigkeit ausweiten lässt [131].



**Abbildung 22:** Risllängenabhängige Dauerfestigkeit (Kitagawa-Diagramm [132]) nach [5]

Hierbei erfolgt ist die Interpretation der potenziell ermüdungsrissauslösenden Oberflächenrauigkeit als Mikroriss. In Anlehnung an den Ansatz von El Haddad [z.B. 122] zur Darstellung der risllängenabhängigen Dauerfestigkeit

$$\Delta\sigma_{D,R=1} = \frac{\Delta K_{th}}{\sqrt{\pi \cdot (a + a^*)}} \quad (54)$$

im anschaulichen Diagramm nach Kitagawa und Takahashi [132] gemäß **Abbildung 22** wird die Tiefe der Oberflächenrauigkeit  $R_z$  in [mm] als tatsächliche Risllänge  $a$  interpretiert. Hierbei ist  $a^*$  wiederum die Eigenrisllänge nach Gl. (49) bei Annahme eines Geometriefaktors von  $Y=1.0$ .

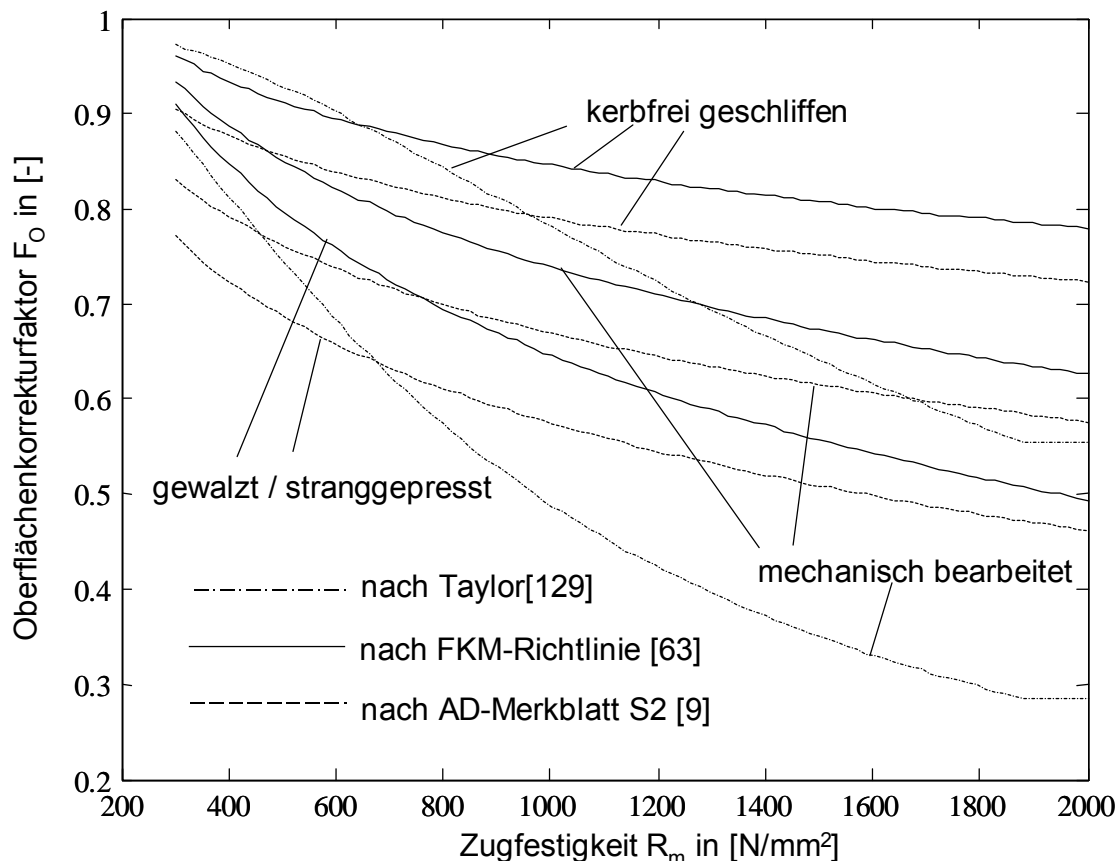
Verfeinerte Modellvorstellungen müssten den bruchmechanischen Geometrieinfluss, eine Aussage über die Verwendung mittlerer oder maximaler Rautiefen, die Einbeziehung des Rissöffnungs- und Rissschließverhaltens im Dauerfestigkeitsbereich sowie die theoretische Absicherung der Behandlung der eher mikrokerbähnlichen Oberflächenprofile [131] als physikalisch kurze Risse umfassen. Letzteres sollte jedoch nach den in [120,130] dargestellten Erkenntnissen kein Problem darstellen.



Der Oberflächenfaktor  $F_o$  lässt sich nach diesem Konzept mit Gültigkeit im Dauerfestigkeitsbereich als Verhältnis der Werkstoff-Dauerfestigkeit von rauher und polierter Oberfläche unter Nutzung von Gl. (54) durch

$$F_o(R_z; a^*) = \frac{\Delta\sigma_{D,R=-1,rauh}}{\Delta\sigma_{D,R=-1,polier}} = \sqrt{\frac{a^*}{R_z + a^*}} \quad (55)$$

darstellen, wobei  $a^*$  den Werkstoffeinfluss zum Ausdruck bringt [131].



**Abbildung 23:** Oberflächenkorrekturfaktor  $F_o$  für den Dauerfestigkeitsbereich

Unter Annahme eines Schwellwertes für den Rissfortschritt von  $\Delta K_{th} = 220 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-3/2}$  und der Abhängigkeit von Werkstoff-Dauerfestigkeit und Zugfestigkeit gemäß Gl. (37) können die Oberflächenkorrekturfaktoren direkt gegenübergestellt werden. Bei der Gegenüberstellung gemäß **Abbildung 23** wird bezüglich Gl. (55) auf eine Einbeziehung des Oberflächenzustandes gewalzt/stranggepresst verzichtet, da es sich hierbei bereits um makroskopische Kerbeffekte handelt, die durch das zu Grunde liegende Kurzrisskonzept nicht abgedeckt werden. Der genannte Oberflächenzustand ist bei Ausdehnung der Betrachtungen auf den Zeitfestigkeitsbereich und der Nutzung des Technischen Anrisses als Versagenskriterium aber ohnehin problematisch, da Rautiefen von  $R_z = 200 \mu\text{m}$  bereits der das Örtliche Konzept [5] begrenzenden Risstiefe nahe kommen. In der Tat weisen ungeschweißte Bauteilbereiche mit derartig schlechten Oberflächeneigenschaften in ihrem Ermüdungsverhalten

nachweisbar Parallelen zu nicht nachbearbeiteten Schweißnähten auf [133]. Es ist in diesen Fällen eine Anwendung von Rissfortschrittskonzepten oder des Strukturspannungskonzeptes angebracht [5,58]. Die Anwendung der empirischen Gl. (52) und (53) auf Rauigkeiten dieser Größenordnung wird zudem nicht von den zu Grunde liegenden experimentellen Untersuchungen [134] abgedeckt. Experimentelle Untersuchungen von Boller [135] belegen zudem beispielsweise für die untersuchten Stähle STE460 und STE690 eine weit größere Absenkung der Dauerfestigkeit bei Vorliegen einer Walzhaut, als es durch die Gl. (52) und (53) zum Ausdruck kommt. Unter Beachtung dieser Prämissen werden die grundlegenden Tendenzen des Oberflächeneinflusses im Dauerfestigkeitsbereich sowohl durch die empirischen Gl. (52) und (53) als auch durch das mit Gl. (55) beschriebene Verfahren wiedergegeben. Auf Grund der Mechanismennähe und Ausbaufähigkeit wird hier die Nutzung von Gl. (55) empfohlen, zumal der deutliche Abfall des Verhältnisses der Dauerfestigkeiten von rauen und glatten Oberflächen mit zunehmender Zugfestigkeit klar zum Ausdruck kommt.

Es ist außerdem zu berücksichtigen, dass bereits in Höhe der Dauerfestigkeit werkstoffabhängig lokale Plastizierungseffekte zu beobachten sind [136], die als Makrostützwirkung im Neuberschen Sinne [62] eine entsprechende Korrektur der rein elastisch ermittelten Beanspruchungsgrößen als empfehlenswert erscheinen lassen. In [124] erfolgt diese Korrektur durch den Ansatz einer verformungsmechanischen Stützziffer  $n_{vm}$ , die das Verhältnis der elastisch unter Berücksichtigung der verschiedenen Stützwirkungseffekte ermittelten und der elastisch-plastisch (z.B. Ramberg-Osgood-Gesetz [137]) berechneten örtlichen Spannung kennzeichnet. Letztere kann durch eine elastisch-plastische FE-Analyse unter Berücksichtigung von  $\Delta L_{D,R=-1}/2$  als proportional aufgebrachtem äußerem Lastspektrum und der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve  $\sigma = f(\varepsilon)$  z.B. repräsentiert durch die Ramberg-Osgood-Beziehung [137]

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (56)$$

als Materialgesetz bestimmt werden. Festigkeitskoeffizient (strength coefficient)  $K'$  und Festigkeitsexponent (strength exponent)  $n'$  können hierbei mit  $n' = 0.15$  und  $K' = 1.65 \cdot R_m$  einer Abschätzung nach Uniform Material Law (UML) [138] unterzogen werden.

Der Bestimmung der elastoplastischen ersten Hauptspannung im Kerbgrund  $\sigma_{1,el-pl.}$  können bei Verzicht auf eine elastisch-plastische Festigkeitsanalyse ebenfalls die bekannten und im Rahmen des Örtlichen Konzeptes üblichen Näherungsformeln wie die Beziehungen nach Neuber [62] und Seeger/Beste [139] unter Anwendung des Verfahrens nach Hoffmann

und Seeger [140,141] zur Berücksichtigung der Mehrachsigkeit zu Grunde liegen. Wendet man beispielsweise die Neuberformel [62] an, so wird zunächst die elastizitätstheoretisch berechnete Kerbvergleichsspannung  $\sigma_{eV}$  nach Gestaltänderungsenergiehypothese bzw. der auf diese Vergleichsgröße bezogene elastische Übertragungsfaktor  $c_{V,max}$  benötigt [142]. Praktisch ist folglich aus der kerbbeanspruchungsorientierten elastischen FE-Analyse sowohl der elastische Übertragungsfaktor bezüglich erster Hauptspannung  $c_{1,max}$  als auch bezüglich Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese  $c_{V,max}$  unter Einbeziehung der zweiten Hauptspannung  $\sigma_{e2}$  in Form von  $c_2$  zu ermitteln. Die elastoplastischen Vergleichsspannungs- und Vergleichsdehnungswerte  $\sigma_{V,el-pl}$  und  $\varepsilon_{V,el-pl}$  werden nun direkt aus der Neuberformel [62]

$$\sigma_{V,el-pl} \cdot \varepsilon_{V,el-pl} = \frac{\left( c_{V,max} \cdot \frac{\Delta L_{D,R=-1}}{2} \right)^2}{E} \quad (57)$$

unter Nutzung des Werkstoffgesetzes zum Beispiel nach Gl. (56) abgeschätzt, wobei auf Grund der nur geringfügigen Querschnittsplastizierung bei der angesetzten Zug-Druck-Wechselbeanspruchung im Dauerfestigkeitsbereich auf die ansonsten übliche Traglastkorrektur der Näherungsformel („Sternterm“) [139] verzichtet werden kann. Im nächsten Schritt werden die elastisch-plastischen Vergleichsgrößen unter Nutzung der Henky'schen Gleichungen der Deformationstheorie und unter der Annahme eines konstanten Hauptdehnungsverhältnisses

$$\frac{\varepsilon_{2,el-pl}}{\varepsilon_{1,el-pl}} = \frac{\varepsilon_{2,el}}{\varepsilon_{1,el}} = const \quad (58)$$

sowohl im elastoplastischen als auch im elastischen Bereich in die entsprechenden Hauptdehnungs- und Hauptspannungskomponenten aufgespalten [140,141,142]. Im Sinne eines universellen Einsatzes im Rahmen von Schädigungsmodellen liefert das Näherungsverfahren somit sämtliche Spannungs- und Dehnungskomponenten im versagenskritischen Kerbgrund [142]. Die elastoplastische erste Hauptspannung  $\sigma_{1,el-pl}$  lässt sich nun direkt aus der Gleichung

$$\begin{aligned} \sigma_{1,el-pl} &= \left( \frac{1}{\sqrt{1-a+a^2}} \right) \cdot \sigma_{V,el-pl} \\ a &= \frac{c_2 / c_{1,max} + \nu'}{1 + \nu' \cdot c_2 / c_{1,max}} \\ \nu' &= \frac{1}{2} - \left( \frac{1}{2} - \nu \right) \cdot \frac{\sigma_{V,el-pl}}{E \cdot \varepsilon_{V,el-pl}} \end{aligned} \quad (59)$$

bestimmen.

Die so am maximalbeanspruchten Ort durch elastoplastische FE-Analyse bzw. linearelastische Berechnung in Verbindung mit einem Näherungsverfahren ermittelte lokale elastisch-plastische Spannungsamplitude  $\sigma_{1,el-pl}$  wird nun zur Definition der verformungsmechanischen Stützziffer  $n_{vm}$  nach

$$n_{vm} = \frac{c_{1,max} \cdot \Delta L_{D,R=-1}}{2 \cdot \sigma_{1,el-pl}} \quad (60)$$

herangezogen.

Die Bauteil-Dauerfestigkeit unter Berücksichtigung sämtlicher Einflussfaktoren und bezogen auf Zug-Druck-Wechselbeanspruchung ergibt sich damit aus der Beziehung

$$\Delta L_{D,R=-1} = \frac{\Delta \sigma_{D,R=-1}}{c_{1,max}} \cdot f_{el,O} \cdot n_{st} \cdot n_{vm} \quad (61)$$

wobei zunächst eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_{\bar{0}}=50\%$  zu Grunde gelegt wird.

Für mittelspannungsbehaftete Lastfälle ist zusätzlich eine entsprechende Korrektur erforderlich. Streng genommen müsste diese auch bei der Bestimmung des spannungsmechanischen Größeneinflusses und des Oberflächeneffektes Berücksichtigung finden, indem in die Ermittlung der Eigenrisslänge der Schwellwert des Spannungsintensitätsfaktors und die Werkstoff-Dauerfestigkeit für das entsprechende Mittelspannungsverhältnis  $R$  eingehen. Diese Abhängigkeit wird jedoch hier vernachlässigt, was zur Annahme eines konstanten Verhältnisses

$$\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_{D,Werkstoff}} = const \quad (62)$$

bei unterschiedlichen Mittelspannungen führt.

Der Mittelspannungseinfluss im Bereich der Dauerfestigkeit wird in Anlehnung an [21] unter Einbeziehung der Mittelspannungsempfindlichkeit nach Schütz [143] als nach

$$M = \frac{\Delta \sigma_{D,R=-1} - \Delta \sigma_{D,R=0}}{\Delta \sigma_{D,R=0}} \quad (63)$$

auf die Zugschwellfestigkeit bezogene Differenz der vom Werkstoff dauerhaft ertragbaren Spannungsschwingbreiten bei  $R=-1$  (Zug-Druck-Wechselfestigkeit) und  $R=0$  (Zugschwellbeanspruchung) berücksichtigt. In [9,21,65] wird für die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$  eine Abschätzformel in linearer Abhängigkeit von der Zugfestigkeit  $R_m$  bereitgestellt, die für den Werkstoff Stahl

$$M = 0.35 \cdot 10^{-3} \frac{mm^2}{N} \cdot R_m - 0.1 \quad (64)$$

lautet und auf [144] zurückgeht.

Der den Mittelspannungseinfluss kennzeichnende Korrekturfaktor  $F_R$  wird bereichsweise berechnet [21,65]:

$$F_R = \begin{cases} \frac{1}{1+M \cdot \frac{1+R}{1-R}} & \text{für } -\infty \leq R \leq 0 \\ \frac{(1+M/3)/(1+M)}{1+(M/3) \cdot \frac{1+R}{1-R}} & \text{für } 0 < R < 0.5 \\ \frac{3+M}{3 \cdot (1+M)^2} & \text{für } R \geq 0.5 \\ \frac{1}{1-M} & \text{für } R > 1 \end{cases} \quad (65)$$

Die Bauteil-Dauerfestigkeit für  $p_D=50\%$  ergibt sich damit zu

$$\Delta L_D = \text{MIN} \left\{ \begin{array}{l} \Delta L_{D,R=1} \cdot F_R \\ \Delta L_P \end{array} \right\} \quad (66)$$

wobei die Traglastbegrenzung  $\Delta L_P$  Berücksichtigung findet [21]. Eine Anpassung an die dem verfolgten Sicherheitskonzept entsprechende (höhere) Überlebenswahrscheinlichkeit wird wiederum nach Gl. (3) vorgenommen.

Ungeachtet der dargelegten Methodik sei an dieser Stelle auf den bestehenden Bedarf gezielter experimenteller Verifikation bezüglich nachbearbeiteter Schweißverbindungen insbesondere im Hinblick auf den Werkstoff- und Geometrieinfluss hingewiesen.

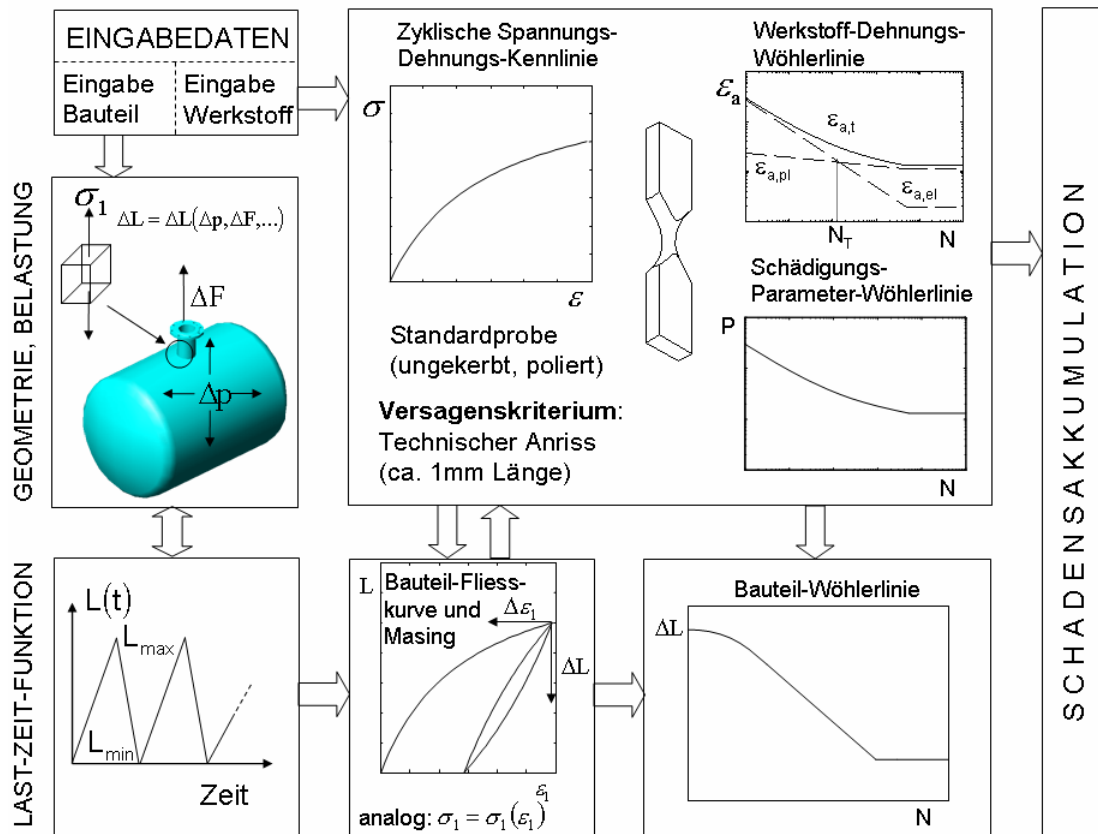
### 6.3. Anrissbezogene Nachweismöglichkeit nach Örtlichem Konzept

#### 6.3.1. Zur Basisvariante des Örtlichen Konzeptes

Mit dem Konzept der örtlichen Beanspruchungen (Örtliches Konzept, Kerbgrundkonzept, Kerbdehnungskonzept) [z.B. 5,18] steht auf Anwenderebene zur Bewertung ungeschweißter Bauteilbereiche und bei fundierter Erweiterung auch nachbearbeiteter Schweißverbindungen ein anrissbezogenes Verfahren zur Verfügung, das die zeitfeste und niederzyklische Auslegung durch numerische Simulation und Schädigungsbewertung der elastoplastischen Beanspruchungsabläufe im versagenskritischen Kerbgrund (z.B. nachbearbeiteter Schweißnahtübergang oder -wurzel) ermöglicht [145]. Durch die wissenschaftlich begründete Ausweitung des Geltungsbereiches auf nachbearbeitete Schweißverbindungen wird in diesem Einsatzbereich eine wesentliche Erhöhung des Aussagegehaltes von Lebensdauerabschätzungen gegenüber der pauschalen Angabe von Bonusfaktoren oder der Modifikation von Bauteil-Wöhlerlinien nicht nachbearbeiteter Nähte [9,44] erreicht. Es bleibt jedoch zu beachten, dass der Einsatz des Örtlichen Konzeptes im Bereich nachbearbeiteter Schweißverbindungen Anpassungen insbesondere im Bereich des Beanspruchungsmoduls (Modellierung), aber

auch des Bewertungsmoduls erforderlich macht. Zunächst erfolgt jedoch eine Darstellung der Basisvariante des etablierten Konzeptes.

Grundsätzlich sieht das Konzept den Vergleich der am versagenskritischen Ort vorliegenden elastoplastischen Beanspruchungen mit den zyklischen Daten des Werkstoffes – ermittelt an ungekerbten und polierten Standardproben unter dehnungskontrollierter Wechselbeanspruchung - vor. Grundüberlegung der Übertragbarkeit der Werkstoffdaten auf das Bauteil ist hierbei gemäß **Abbildung 2** die Betrachtung auf der Ebene des finiten Werkstoffelementes von Bauteil und Standardprobe, die bei vergleichbarem Beanspruchungsniveau und gleichem Material identisches Versagensverhalten zeigen [5,146,147]. Hierzu heißt es in [5]: „Der Bruch des Werkstoffelementes am Ort der höchsten Bauteilbeanspruchung bildet das Versagenskriterium. Beim Örtlichen Konzept wird somit der Anriss des Bauteils als Versagensgrenze definiert ... Als Ergebnisse werden Anrisslebensdauern oder entsprechende Wöhler- und Lebensdauerlinien für einen technischen Anriss (Länge rund 1mm) erhalten.“



**Abbildung 24:** Schema zur Anwendung des Örtlichen Konzeptes

Die Ausweitung des Anwendungsbereiches des Örtlichen Konzeptes auf **nicht** nachbearbeitete Schweißverbindungen ist auf Grund der rissartigen Defekte an den Schweißnahtübergängen kritisch und fragwürdig, obgleich diesbezügliche Vorschläge in der einschlägigen Fachliteratur bereits unterbreitet worden sind [18,148].

Somit ist beispielsweise auch die näherungsweise Übertragung einer vereinfachten Verfahrensvariante des Örtlichen Konzeptes auf nicht nachbearbeitete Schweißverbindungen in

Verbindung mit Ermüdungsfestigkeitsabminderungsfaktoren (Fatigue Strength Reduction Factors, FSRF) im ASME-Code [50] als überholt zu betrachten und es wird grundlegende Änderungen in diesem Bereich hin zu einer Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes geben [53].

Die Grundbausteine des streng modular aufgebauten Örtlichen Konzeptes [5] sind:

- die Bauteilgeometrie und Lastkonfiguration,
- die Last-Zeit-Funktion und
- die zyklischen Kennwerte des Werkstoffes.

Letztere bestehen im Wesentlichen aus der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kennlinie in der analytischen Beschreibung nach Ramberg und Osgood [137] gemäß Gl. (56) und der dehnungsbasierten Werkstoff-Wöhlerlinie in der Darstellung nach Manson, Coffin und Morrow [149,150,151] (siehe **Abbildung 24**)

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2 \cdot N)^b + \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N)^c \quad (67)$$

Hierbei bezeichnet  $\sigma_f'$  den Schwingfestigkeitskoeffizienten (fatigue strength coefficient) in  $[N/mm^2]$ ,  $b$  den Schwingfestigkeitsexponenten (fatigue strength exponent) in  $[-]$ ,  $\varepsilon_f'$  den Duktilitätskoeffizienten (fatigue ductility coefficient) in  $[m/m]$ ,  $c$  den Duktilitätsexponenten (ductility exponent) in  $[-]$ . Die Dauerfestigkeitsgrenze wird durch die Lastwechselzahl am Übergang zur Dauerfestigkeit (number of load cycles at endurance limit)  $N_D$  in  $[-]$  gekennzeichnet. Die Dauerfestigkeit begrenzt gleichzeitig den Gültigkeitsbereich von Gl. (67). Die Übergangslastwechselzahl  $N_T$  kennzeichnet den Punkt gleicher elastischer und plastischer Amplitude.

In den Regelwerken der Druckbehältertechnik [z.B. 9,44] wird Gl. (67) in Anlehnung an frühe Vorschläge aus diesem Fachgebiet [z.B. 152] häufig in Form einer fiktiv-elastischen Spannungsschwingbreite in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit  $R_m$

$$2\sigma_a = 2 \cdot \varepsilon_{a,t} \cdot E = \Delta \varepsilon_{a,t} \cdot E = \frac{con}{\sqrt{N}} + 0.55 \cdot R_m - 10 N/mm^2 \quad (68)$$

aufgetragen, wobei über die Konstante  $con$  die Überlebenswahrscheinlichkeit (z.B.  $con = 6.7 \cdot 10^4 N/mm^2$  [9] mit  $p_U=97.7\%$ ) gesteuert wird.

Umfangreiche Datensammlungen [153] unterstützen den Anwender bei der Beschaffung der benötigten Werkstoffkennwerte, wobei die statistische Auswertung verfügbarer Datensätze die Ableitung von Abschätzformeln wie z.B. dem Uniform Material Law (UML) nach Bäumel und Seeger [138] (**Tabelle 7**) und weiteren gut abgesicherten Ansätzen [z.B. 154,155,156] erlaubt. Der Gültigkeitsbereich erstreckt sich zunächst primär auf ungeschweißtes Material der Werkstoffgruppen unlegierte und niedriglegierte Stähle einerseits und Aluminium- und Titanlegierungen andererseits. Vereinzelt ist jedoch bereits versucht worden, Abschätzmöglichkeiten für geschweißtes Material mit den charakteristischen Gefü-

|                                   | unlegierte und niedriglegierte Stähle   | Aluminium- und Titanlegierungen | Beispiel (niedriglegiert)                                   |
|-----------------------------------|---|---------------------------------|---|
| $\sigma_f'$ in $[N/mm^2]$         | $1.5 \cdot R_m$   | $1.67 \cdot R_m$                | 890.4   |
| $b$ in [-]                        | -0.087  | -0.095                          | -0.087  |
| $\varepsilon_f'$ in $[m/m]$       | $0.59 \cdot \Psi$   | 0.35                            | 0.59  |
| $c$ in [-]                        | -0.58   | -0.69                           | -0.58   |
| $\sigma_{D,R=-1}$ in $[N/mm^2]$   | $0.45 \cdot R_m$  | $0.42 \cdot R_m$                | 267.12  |
| $\varepsilon_{D,R=-1}$ in $[m/m]$ | $0.45 \cdot \frac{R_m}{E} + 1.95 \cdot 10^{-4} \cdot \Psi$  | $0.42 \cdot \frac{R_m}{E}$      | 0.001   |
| $N_D$ in [-]                      | $5 \cdot 10^5$  | $1 \cdot 10^6$                  | $5 \cdot 10^5$  |
| $K'$ in $[N/mm^2]$                | $1.65 \cdot R_m$  | $1.61 \cdot R_m$                | 979.44  |
| $n'$ in [-]                       | 0.15  | 0.11                            | 0.15  |
|                                   | $\Psi = 1.0$ für $\frac{R_m}{E} \leq 3 \cdot 10^{-3}$ ;<br>$\Psi = \left( 1.375 - 125.0 \cdot \frac{R_m}{E} \right)$<br>für $\frac{R_m}{E} > 3 \cdot 10^{-3}$ ; $\Psi \geq 0$ |                                 | für<br>$R_m = 593.6 N / mm^2$<br>und<br>$E = 212000 N/mm^2$ |

Tabelle 7: Uniform Material Law (UML) nach Bäumel und Seeger [138]



geeigenschaften von Grundwerkstoff, Wärmeeinflusszone und Schweißgut auszuloten [18,160,161,162].

Die Last-Zeit-Funktionen stellen sich unter der Voraussetzung der Proportionalität als Folge von Umkehrpunkten dar, die es im Zusammenspiel mit dem Fließverhalten des Bauteils am versagenskritischen Ort (Bauteilfließkurve = Auftragung der äußeren Belastung über der örtlichen Dehnung) erlauben, die örtlichen elastoplastischen Beanspruchungspfade einschließlich sich einstellender Lasteigenspannungszustände zu rekonstruieren. Die sich ausbildenden Hystereseschleifen folgen dabei bei proportionalen Beanspruchungsverhältnissen näherungsweise der Masing-Hypothese [163], die jeweils eine Verdoppelung des Erstbelastungsastes nach

$$\Delta \varepsilon = 2 \cdot F \left( \frac{\Delta L}{2} \right) = 2 \cdot G \left( \frac{\Delta \sigma}{2} \right) \quad (69)$$

und **Abbildung 24** vorsieht, wobei  $F$  und  $G$  für die funktionale Beschreibung des Erstbelastungsastes bezüglich äußerer Last bzw. lokaler Spannung stehen. Beanspruchungen mit veränderlicher Amplitude erfordern zudem die Berücksichtigung von drei Arten des Werkstoffgedächtnisses (Memory-Regeln) [5], worauf im Abschnitt 7 im Kontext der Schadensakkumulation näher eingegangen wird.

Auf Seiten der Beanspruchungsermittlung ist zunächst die Durchführung von elastisch-plastischen Festigkeitsanalysen auf Basis der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kennlinie z.B. nach Gl. (56) multilinear (Sekantenzüge) approximiert naheliegend. Als Alternative ist auch an dieser Stelle wieder eine pseudoelastische Berechnung in Verbindung mit einschlägigen Näherungsformeln [139] möglich. Zu den bewährtesten und am weitesten verbreiteten Näherungsformeln gehören die bekannte [62] und nach [139] mit dem "Sternterm" ( $e^*/(S^*/E)$ ) unter Einbeziehung des Traglastfaktors  $K_p$  (Verhältnis von Grenzlast plastisch, d.h. vollständiges Querschnittsfließen, zur Grenzlast elastisch, d.h. Erreichen der Fließgrenze am höchstbeanspruchten Ort) zur Berücksichtigung des Querschnittsfließens erweiterte Neuberregel (siehe auch Gl. (57))

$$\sigma_a \cdot \varepsilon_a \cdot E = (c \cdot L)^2 \cdot \left( \frac{e^*}{S^*/E} \right) \quad (70)$$

mit

$$S^* = \left( \frac{c \cdot L}{K_p} \right) \quad (71)$$

und die aus bruchmechanischen Überlegungen (Dugdale-Barenblatt Rissmodell) abgeleitete Näherungsbeziehung nach Seeger, Beste und Amstutz [139]

$$\sigma_a \cdot \varepsilon_a \cdot E = \sigma_a^2 \cdot \left\{ \left( \frac{c \cdot L}{\sigma_a} \right)^2 \cdot \frac{2}{u^2} \cdot \ln \left( \frac{1}{\cos(u)} \right) + \left( 1 - \frac{c \cdot L}{\sigma_a} \right) \right\} \cdot \left( \frac{e^*}{S^*/E} \right) \quad (72)$$

mit

$$u = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{(K_p - 1)} \cdot \left( \frac{c \cdot L}{\sigma_a} - 1 \right) \quad (73)$$

Die plastische Nenndehnung  $e^*$  ist mit der plastischen Nennspannung  $S^*$  über die verwendete zyklische Spannungs-Dehnungs-Kennlinie  $e^* = g(S^*)$  z.B. nach Gl. (56) verknüpft. Eine weiter vereinfachte Näherung stellt beispielsweise der Plastifizierungsfaktor  $k_e$  [50] in [9] dar. Zur Berücksichtigung der Mehrachsigkeit des Beanspruchungszustandes sollte wiederum ausgehend vom elastischen Übertragungsfaktor bezüglich der Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese  $c_V$  auf das Verfahren nach Hoffmann und Seeger [140,141,142] zurückgegriffen werden.

Der Mittelspannungseinfluss wird durch sogenannte Schädigungsparameter [164] berücksichtigt, von denen derzeit die Variante nach Smith, Watson und Topper [165] mit der Mittelspannung  $\sigma_m$

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_{a,t} \cdot E} \quad (74)$$

im Rahmen der Standardverfahrensvariante des Örtlichen Konzeptes in der Regel zum Einsatz kommt. Wird die Dehnungswöhlerlinie analytisch in der Form nach Manson, Coffin und Morrow [149,150,151] nach Gl. (67) beschrieben, so lässt sich der werkstoffseitige Wert des Schädigungsparameters  $P_{SWT}$  aus

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_f')^2 \cdot (2 \cdot N)^{2 \cdot b} + \varepsilon_f' \cdot \sigma_f' \cdot E \cdot (2 \cdot N)^{b+c}} \quad (75)$$

ermitteln.

### 6.3.2. Kurzrissbasierte Variante nach Vormwald [166] und Savaides [167]

Neuere Entwicklungstendenzen innerhalb der Nachweisführung nach Örtlichem Konzept beziehen Erkenntnisse aus dem Bereich der Bruchmechanik kurzer Risse in die betreffenden Berechnungsalgorithmen ein, womit ein Schritt in Richtung mechanismenorientierter Beschreibung der realen Schädigungsprozesse in Anlehnung an **Abbildung 2** getan wird. Hierbei ist jedoch zunächst einschränkend festzuhalten, dass sich die komplizierten mikrostrukturellen Vorgänge im Rissstadium I (Mikrostruktureinfluss, Risslängenunabhängigkeit des Rissfortschritts usw.) aus ingenieurwissenschaftlicher Sicht weitgehend einer detaillierten und allgemein gültigen Modellierbarkeit [z.B. 4, 166, 168] entziehen, während Risse im Stadium II bereits mit den Mitteln der elastisch-plastischen Bruchmechanik (EPBM; EPFM=Elasto Plastic Fracture Mechanics) beschreibbar sind [z.B. 5]. Eine vereinfachende Analyse auf

Basis der linearelastischen Bruchmechanik (LEBM; LEFM=Linearelastic Fracture Mechanics) scheidet aufgrund der Dominanz plastischer Verformungen in der Umgebung der Risspitze selbst bei Beanspruchungen in der Nähe der Dauerfestigkeit von vornherein aus. Diese Sachverhalte lassen sich wiederum anschaulich im Kitagawa-Diagramm nach **Abbildung 22** [z.B. 4, 5, 132, 169] darstellen, in dem bei Auftragung der risslängenabhängigen Dauerfestigkeit sowohl die Abtrennung des Bereiches des Rissstillstandes von dem des Rissfortschrittes als auch zwischen „kurzen“ und „langen“ Rissen möglich ist. Letztere sind mit den Mitteln der linearelastischen Bruchmechanik (LEFM) im Sinne des Rissfortschrittskonzeptes beschreibbar, während die Betrachtung der Kurzrisssphase zwingend an die Anwendung der elastisch-plastischen Bruchmechanik (EPFM) gebunden ist.

Die Rissfortschrittsrate lässt sich in allgemein gehaltener Form zunächst in Anlehnung an [168] als Funktion der Schwingbreite des effektiven Riss Spitzenparameters  $\Delta B_{eff}$  und des Schwellwertes (Übergang zur Dauerfestigkeit) darstellen

$$\frac{da}{dn} = f(\Delta B_{eff}, \Delta B_{eff,th}) \quad (76)$$

Die Arbeit mit Effektivwerten (Index „*eff*“) signalisiert hierbei die Einbeziehung des Rissöffnungs- und Riss schließverhaltens (siehe **Abbildung 25**), womit gleichzeitig eine implizite Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses gelingt [z.B. 166,168]. Konkrete Ansätze für die Funktion  $f$  folgen meist dem von Paris et al. [z.B. 30] (für den Langriss) formulierten Rissfortschrittsgesetz

$$\frac{da}{dn} = C \cdot (\Delta B_{eff})^m \quad \text{für } \Delta B_{eff} \geq \Delta B_{eff,th} \quad (77)$$

Im Sinne der Theorie der Bruchmechanik [z.B. 170] besteht der jeweilige Riss spitzenparameter aus beanspruchungs-, geometrie- und risslängen kennzeichnenden Termen.

Als Riss spitzenparameter kommen im Rahmen der elastisch-plastischen Bruchmechanik (EPFM) und in Anpassung an zyklische Beanspruchungsverhältnisse ( $\Delta$ -Größen) das auf Rice et al. [z.B. 171] zurückgehende  $J$ -Integral, der Dehnungsintensitätsfaktor  $K_e$  nach El Haddad, Smith und Topper [169] und die Riss spitzenaufweitung ( $CTOD$ =Crack Tip Opening Displacement)  $\delta$  [z.B. 166,168,172,173] in Frage. In Anlehnung an den für die Kurzrisssbetrachtung ungeeigneten effektiven Spannungintensitätsfaktor [z.B. 4, 166, 167, 174, 175, 176, 177]

$$\Delta K_{eff} = \Delta \sigma_{eff} \cdot Y \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (78a)$$

$$\Delta \sigma_{eff} = \sigma_O - \sigma_{cl} \quad (78b)$$

wird der Dehnungsintensitätsfaktor auf Basis der Schwingbreite der effektiven Gesamtdehnung  $\Delta\varepsilon_{\text{eff}}$  gemäß

$$\Delta K_{\varepsilon,\text{eff}} = \Delta\varepsilon_{\text{eff}} \cdot Y \cdot E \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (79a)$$

$$\Delta\varepsilon_{\text{eff}} = \varepsilon_O - \varepsilon_{cl} \quad (79b)$$

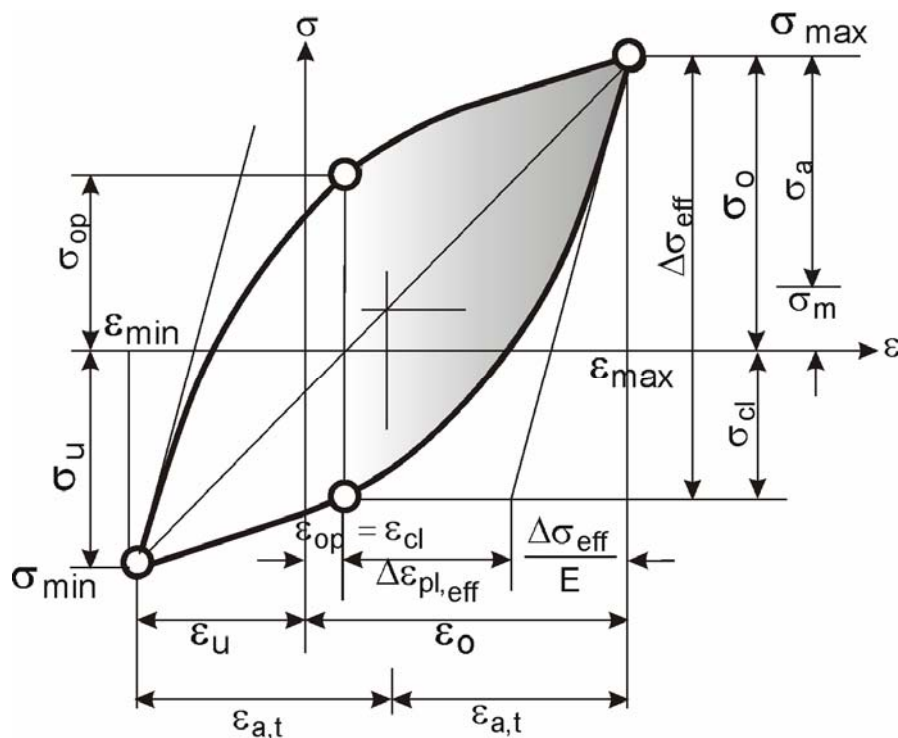
(siehe auch **Abbildung 25**) definiert [169]. Hierbei stellt  $Y$  den Geometriefaktor dar. Die Eignung des Ansatzes ist aus theoretischer Sicht angezweifelt worden [z.B. 166,178]. Er hat sich jedoch in der praktischen Anwendung beispielsweise als Grundlage für das Schadensakkumulationsmodell FATICA nach Anthes [168] bewährt. Zyklisches  $J$ -Integral und Risspitzenverschiebung  $CTOD$  werden gestützt auf experimentelle Untersuchungen als gleichermaßen geeignete elastisch-plastische Risspitzenparameter betrachtet [z.B. 166].

Die Erweiterung des ursprünglich für monotone Belastung und stetig verfestigendes Materialverhalten abgeleiteten  $J$ -Integrals auf zyklische Beanspruchungsverhältnisse [179] bedarf einer entsprechenden Aussage zur Anwendbarkeit. Zunächst besteht die Frage nach der Erhaltung der Wegunabhängigkeit des  $J$ -Integrals, die wiederum daran gebunden ist, dass sämtliche Werkstoffelemente ein und demselben Spannungs-Dehnungs-Gesetz folgen, dass kein Rissuferkontakt stattfindet und dass in keinem Element eine Umkehr der Beanspruchungsrichtung stattfindet [166]. Bereits auf [179] geht die Modellvorstellung zurück, dass jeweils nach Belastungsumkehr eine quasimonotone Bestimmung des  $J$ -Integrals erfolgen kann. Weiterführend wird in [166] vorgeschlagen, die Betrachtung jeweils auf den Teil absteigenden Halblastwechsels zu konzentrieren, in dem der Riss geöffnet ist, womit die an die Wegunabhängigkeit geknüpften Bedingungen weitestgehend erfüllt werden. In [180] durchgeführte experimentelle und numerische Untersuchungen bestätigen prinzipiell die Anwendbarkeit des  $J$ -Integrals als Risspitzenparameter bei zyklisch einwirkenden Lasten. Allerdings wird auf von der Vorplastifizierung abhängige numerische Abweichungen von der Wegunabhängigkeit bei Belastungsumkehr hingewiesen, die sich jedoch im Genauigkeitsstrebereich der experimentellen Kennwertermittlung bewegen. Bei sehr hohen plastischen Deformationen ist zudem mit deutlichen Abweichungen vom doppeltlogarithmisch linearem Zusammenhang der Rissfortschrittsgleichung 77 zu rechnen. In der praktischen Komponentenauslegung haben diese Deformationsbereiche durch den erforderlichen statischen Nachweis keine Bedeutung.

Vormwald stützt sich bei der Ableitung seiner kurzrissbasierten Verfahrensvariante des Örtlichen Konzeptes [166, 181, 182] (zunächst bezogen auf die ungekerbte und polierte Standardprobe) auf das zyklische  $J$ -Integral in einer analytischen Abschätzung nach Dowling [183]

$$\Delta J_{eff} = \left\{ 1.24 \cdot \frac{(\Delta\sigma_{eff})^2}{E} + \frac{1.02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta\sigma_{eff} \cdot \left[ \Delta\varepsilon_{eff} - \frac{\Delta\sigma_{eff}}{E} \right] \right\} \cdot a = P_J \cdot a \quad (80)$$

Der riszlängenunabhängige Teil hat als kurzrissbasierter Schädigungsparameter  $P_J$  nach Vormwald Eingang in die einschlägige Fachliteratur gefunden [z.B. 4, 5]. Er fügt sich nahtlos in das allgemeine Schädigungsparameterkonzept [164] zur Berücksichtigung von Mittelspannungs- und Schadensakkumulationseffekten ein. Ein ähnlicher Ansatz wurde bereits zu einem früheren Zeitpunkt von Heitmann et al. ( $Z_\sigma$ -Parameter) getroffen [184]. Die Rissfortschrittsrechnung startet im Modell nach Vormwald [166] grundsätzlich bei einer (fiktiven) Anfangsschädigung  $a_0$ , die aus den Kennwerten der Werkstoff-Wöhlerlinie gewonnen wird und somit den in der realen Struktur bis zum Auftreten von  $a_0$  akkumulierten Schaden integral erfasst. Der Mikrostruktureinfluss geht in das Modell bei der Beschreibung der riszlängenabhängigen Dauerfestigkeit auf der Basis des Gleitbandblockiermodells von Tanaka et al. [z.B. 185] ein [166].



**Abbildung 25:** Rissöffnungs- und Rissschließverhalten nach Darstellung in [168]

Formal ergibt sich zur Anwendung des Modells die Rissfortschrittsgleichung

$$\frac{da}{dn} = C_J \cdot (\Delta J_{eff})^{m_J} \quad \text{für } \Delta J_{eff} > \Delta J_{eff,th} \quad (81)$$

mit den ansatzspezifischen Werkstoffkonstanten  $C_J$  und  $m_J$ .

Die effektive Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_{eff}$  in Gl. (81) ergibt sich gemäß **Abbildung 25** aus der Differenz zwischen Oberspannung  $\sigma_o$  und der Spannung  $\sigma_{cl}$ , bei der sich der Riss

gerade schließt und somit nicht fortschreiten kann. Experimentell durch Feindehnungsmessung nachweisbar [z.B. 166] und numerisch näherungsweise berechenbar [z.B. 168] ist vor allem die Dehnung  $\varepsilon_{op}$  und zugehörige Spannung  $\sigma_{op}$  des aufsteigenden Hystereseastes (Masing-Modell [163] des zyklischen Werkstoffverhaltens nach Gl. (69)), bei der sich der Riss gerade öffnet (**Abbildung 25**). Zur Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Rissöffnungs- und Riss-schließbeanspruchungen geht Vormwald gestützt auf experimentelle Untersuchungen [166] von der Identität der jeweiligen Dehnungswerte beim Öffnen und beim Schließen des Risses

$$\varepsilon_{op} = \varepsilon_{cl} = \varepsilon_u + \frac{\sigma_{op} - \sigma_u}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\sigma_{op} - \sigma_u}{2 \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (82)$$

aus (**Abbildung 25**). Für die ungekerbte Standardprobe wird bei Gültigkeit des Materialgesetzes nach Ramberg und Osgood [137] gemäß Gl. (56) die iterative Ermittlung der Riss-schließspannung aus dem abfallenden Hystereseast nach

$$\varepsilon_o - \varepsilon_{cl} = \frac{\sigma_o - \sigma_{cl}}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\sigma_o - \sigma_{cl}}{2 \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (83)$$

ermöglicht.

Zur näherungsweisen Ermittlung der Rissöffnungsspannung  $\sigma_{op}$  bei vorgegebener Ober-spannung  $\sigma_o$  hat sich eine von Newman [186] auf der Basis numerischer Untersuchungen entwickelte und mit einem Korrekturterm zur Erhöhung der numerischen Stabilität [167] ver-sehene empirische Relation der Form

$$\sigma_{op} = \begin{cases} \sigma_o \cdot (A_0 + A_1 \cdot R + A_2 \cdot R^2 + A_3 \cdot R^3) & \text{für } R \geq 0 \\ \sigma_o \cdot (A_0 + A_1 \cdot R) & \text{für } R < 0 \end{cases} \quad (84)$$

$$A_0 = (0.825 - 0.34 \cdot \alpha + 0.05 \cdot \alpha) \cdot \left\{ \left[ \cos \left( \frac{\pi \cdot \sigma_o}{2 \cdot \sigma_Y} \right) \right]^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \text{sign} \left[ \cos \left( \frac{\pi \cdot \sigma_o}{2 \cdot \sigma_Y} \right) \right] \right\} \quad (85)$$

$$A_1 = (0.415 - 0.071 \cdot \alpha) \cdot \frac{\sigma_o}{\sigma_Y} \quad (86)$$

$$A_2 = 1 - A_0 - A_1 - A_3 \quad (87)$$

$$A_3 = 2 \cdot A_0 + A_1 - 1 \quad (88)$$

im Vergleich zu experimentellen Ergebnissen [z.B. 187] und numerischen Untersuchungen [z.B. 168] sowohl für ungekerbte als auch gekerbte Bauteilbereiche [188,189] als besonders geeignet erwiesen. Sie wird gegenwärtig auf allgemeine mehrachsige Beanspruchungsver-hältnisse erweitert [190]. Als Ersatzfließgrenze  $\sigma_Y$  in Gl. (85) und (86) schlägt Vormwald

[166] zur verbesserten Anpassung an verfügbare Versuchsergebnisse die Mittelung zwischen zyklischer 0.2%-Dehngrenze  $R'_{p0.2} = K' \cdot 0.002^n$  und Zugfestigkeit  $R_m$  nach

$$\sigma_Y = \frac{I}{2} \cdot (R'_{p0.2} + R_m) \quad (89)$$

vor.

Dieser Ansatz kann als praktisch erprobt [z.B. 166,168,167] gelten. Der Faktor  $\alpha$  wurde ursprünglich [186] zur Berücksichtigung von Beanspruchungen zwischen den Grenzfällen ebener Spannungszustand ( $\alpha = 1$ ) und ebener Dehnungszustand ( $\alpha = 3$ ) eingeführt.

Der werkstoffseitige Wert des Schädigungsparameters  $P_J$  (ungekerbte Standardprobe unter dehnungsgesteuerter Wechselbeanspruchung) kann nun für ein vorgegebenes Beanspruchungsniveau nach Gl. (80) bestimmt werden. Er stellt im Sinne des Örtlichen Konzeptes den zulässigen Wert des Schädigungsparameters  $P_J$  dar und ist mit einer bestimmten zu erwartenden Anrisslastwechselzahl verknüpft. Die Dauerfestigkeit mit dem speziellen Wert des Schädigungsparameters  $P_{J,D}$  ist hierbei der Sonderfall bei  $\sigma_o = \sigma_D$ . Im Sinne des Örtlichen Konzeptes wird Identität der Schädigungsprozesse in ungekerbter Standardprobe und Bauteil bei gleichen Werten für den Schädigungsparameter  $P_J$  angenommen.

Aus Wertetripeln  $(\varepsilon_a, \sigma_a, N)$  der Dehnungswöhlerlinie des Werkstoffes (z.B. Manson-Coffin-Beziehung nach Gl. (67)) und der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve (z.B. Ramberg-Osgood-Beziehung nach Gl. (56)) lässt sich gemäß Gl. (80) für  $P_J \geq P_{J,D}$  eine Schädigungsparameter-Wöhlerlinie in  $P_J$  gemäss **Abbildung 24** konstruieren und in der Form nach Basquin [1,32]

$$(P_J)^{m_J} \cdot N = Q \text{ für } P_J \geq P_{J,D} \quad (90)$$

beschreiben, deren Freiwerte  $Q$ ,  $m_J$  aus einer Regressionsrechnung z.B. nach Spindel und Haibach [191] zu ermitteln sind [166]. Bei Anwendung des Uniform Material Law (UML) nach Bäumel und Seeger [138] (siehe **Tabelle 7**) kann eine empirische Abschätzung gemäß

$$Q(R_m) = e^{13.06 + \frac{-584.07}{R_m}} \quad (91)$$

$$m(R_m) = 1.49 - 3.803 \cdot 10^{-5} \cdot R_m \quad (92)$$

vorgenommen werden.

Der Wöhlerlinienexponent  $m_J$  ist aus der Äquivalenz von Schädigung und Rissfortschritt folgend identisch mit dem Exponenten des Rissfortschrittsgesetzes nach Gl. (81). Diese Äquivalenz ist nach Vormwald [166] ebenfalls bei der Auswertung der experimentellen Rissfortschrittsdaten zu beachten. Liegen keine Rissfortschrittsdaten vor, so kann nach Vormwald [166] in Abhängigkeit vom Elastizitätsmodul in guter Näherung die Abschätzung

$$C_J = 10^{-5} \cdot \left( \frac{5 \cdot 10^5}{[\text{mm}]} \right)^{m_J} \cdot E^{-m_J} \quad (93)$$

$$\Delta J_{\text{eff,th}} = \frac{E}{5 \cdot 10^6} \cdot [\text{mm}] \quad (94)$$

vorgenommen werden. Die (fiktive) Anfangsriszlänge  $a_0$  ergibt sich aus der Kombination von Rissfortschrittsgesetz nach Gl. (81) und Schädigungsparameter-Wöhlerlinie nach Gl. (90) direkt zu

$$a_0 = \left[ (a_e)^{1-m_J} - (1-m_J) \cdot C_J \cdot Q \right]^{\frac{1}{1-m_J}} \quad (95)$$

bzw. aus der Integration des Rissfortschrittsgesetzes nach Gl. (81), wobei die Endriszlänge bzw. besser Risstiefe im Sinne des Örtlichen Konzeptes  $a_e \approx 0.25 \dots 0.5 \text{ mm}$  beträgt.

Da  $P_{J,D}$  aus dehnungskontrollierten Versuchen (bzw. einer Abschätzung auf Basis der Gl. (36) oder (37)) und  $\Delta J_{\text{eff,th}}$  aus Langrissdaten bzw. der Abschätzung nach Gl. (94) vorliegen, müsste sich gemäß Gl. (80) theoretisch die Korrelation

$$P_{J,D} = \frac{\Delta J_{\text{eff,th}}}{a_0} \quad (96)$$

herstellen lassen, was praktisch aufgrund von Mikrostruktureinflüssen [z.B. 5] nicht der Fall ist. Diese Diskrepanz wird im Modell von Vormwald [166] durch die Einführung einer sogenannten Strukturlänge  $l^*$  ausgeglichen, die nach Seeger [5] als plastische Zone vor der Rissspitze gedeutet werden kann und mit Hilfe des Gleitbandblockiermodells nach Tanaka [185] zu

$$l^* = \frac{\Delta J_{\text{eff,th}}}{P_{J,D}} - a_0 \quad (97)$$

hergeleitet wird [166]. Damit ergibt sich gleichzeitig eine riszlängenabhängige Dauerfestigkeit  $P_{J,D(a)}$  zu

$$P_{J,D(a)} = P_{J,D} \cdot \left( \frac{a_0 + l^*}{a + l^*} \right) \text{ für } a > a_0 \quad (98)$$

die insbesondere im Kontext der Schadensakkumulation von Interesse ist [166].

Zwischen der Strukturlänge  $l^*$  nach Vormwald [166] und der Eigenriszlänge  $a^*$  nach El Haddad, Smith und Topper [169] besteht wiederum der Zusammenhang

$$a^* = l^* + a_0 = \frac{\Delta J_{\text{eff,th}}}{P_{J,D}} \quad (99)$$

wodurch sich eine zu Gl. (49) alternative Bestimmungsmöglichkeit für  $a^*$  ergibt.

Die kurzrisssorientierte Verfahrensvariante des Örtlichen Konzeptes ist von Savaides [167] auf den Fall mehrachsiger Beanspruchungen erweitert worden, wodurch konkre-



te Bauteiluntersuchungen ermöglicht werden [192,193]. Die Mehrachsigkeit beeinflusst innerhalb dieser Konzeption den Wert des  $J$ -Integrals sowohl bezüglich der schädigungsrelevanten Maximalbeanspruchung als auch der Rissöffnungsspannung. Eine experimentelle Beobachtung von fundamentaler Bedeutung ist die Dominanz des Modus-I-Risswachstums orthogonal zur ersten Hauptspannungsrichtung für die Mehrheit proportionaler Lastkombinationen [167]. Reine Torsionsbeanspruchung mit zu erwartendem Modus-II-Risswachstum bildet hierbei eine Ausnahme. Die Nutzung der ersten Hauptspannung  $\sigma_1$  als schädigungsrelevantem Beanspruchungsparameter ist vor diesem Hintergrund (unter Ausnahme der seltenen reinen Torsionsbeanspruchung) angemessen. Unter diesen Umständen lässt sich eine Erweiterung der Dowling-Formel nach Gl. (80) auf mehrachsigt-proportionale Beanspruchungsverhältnisse gemäß

$$P_{J,\text{multi}} = P_{J,\text{multi,el}} + P_{J,\text{multi,pl}} \quad (100)$$

$$P_{J,\text{multi,el}} = 1.364 \cdot \frac{1-\nu^2}{E} \cdot (\Delta\sigma_{1,\text{eff}})^2 \quad (101)$$

$$P_{J,\text{multi,pl}} = 1.023 \cdot \frac{1}{\sqrt{n'}} \cdot \left[ \left( \frac{\Delta\sigma_{1,\text{eff}}}{2 \cdot K'} \right) \cdot \sqrt{1-\Lambda + \Lambda^2} \right]^{\frac{1}{n'}} \cdot \frac{(\Delta\sigma_{1,\text{eff}})^2}{(\Delta\sigma_{1,\text{eff}}/2) \cdot \sqrt{1-\Lambda + \Lambda^2}} \quad (102)$$

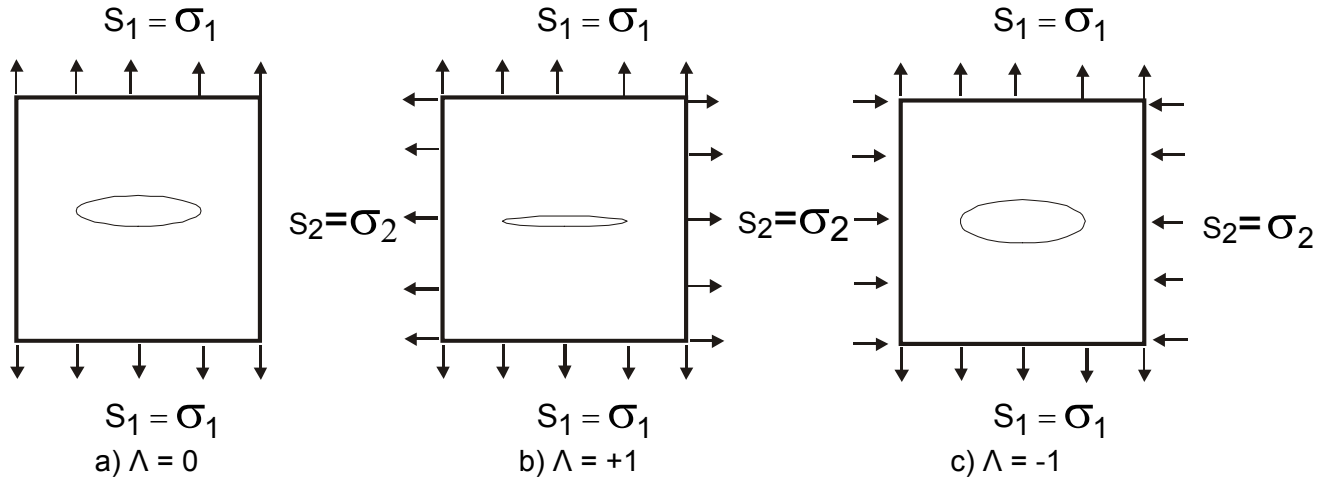
vornehmen [167]. Hierbei stellt  $\Lambda$  das elastoplastische Mehrachsigkeitsverhältnis zwischen zweiter und erster Hauptspannung nach

$$\Lambda = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (103)$$

dar [167] und bezieht sich auf die unbelastete Bauteiloberfläche mit zweiachsigem Spannungszustand  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ . Die prinzipielle Einflussnahme der zweiten Hauptspannung ist schematisch für eine Scheibe mit Mittenriss unter den an den entfernten Rändern angreifenden Nominalbeanspruchungen  $S_1$  und  $S_2$  in **Abbildung 26** dargestellt.

Negative Mehrachsigkeitsverhältnisse  $\Lambda$  (z.B. Schubbeanspruchung eines Werkstoffelementes im ebenen Spannungszustand) unterstützen demnach das Öffnen des Risses und ziehen im Vergleich zum einachsigen Fall herabgesetzte Rissöffnungsspannungen  $\sigma_{op}$  nach sich.

Für  $\Lambda > 0$  ergibt sich hingegen keine signifikante Veränderung des einachsigen Rissöffnungsniveaus [167,194]. In [190] wird bei  $\alpha = 1$  ein zusätzlicher Term zur Berücksichtigung der Mehrachsigkeit  $c_\Lambda(\Lambda)$  bei der Ermittlung der Rissöffnungsspannungen vorgeschlagen:


**Abbildung 26:** Rissöffnungsverhalten unter mehrachsiger Beanspruchung nach [167]

$$c_{\Lambda}(\Lambda) = 0.535 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda) \cdot \sqrt{1-\Lambda+\Lambda^2}}{\sigma_Y}\right) - 0.344 \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda) \cdot \sqrt{1-\Lambda+\Lambda^2}}{\sigma_Y} + \dots$$

$$\dots \frac{\Delta\sigma_O}{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda)} - 1 \quad (104)$$

$$\Delta\sigma_O = \sigma_{D,R=-1} \cdot \left(1 - 0.535 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}}{\sigma_Y}\right) + 0.344 \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}}{\sigma_Y}\right) \quad (105)$$

Hierbei ist  $\sigma_{D,R=-1}(\Lambda)$  unter Einbeziehung der Wechselfestigkeit bei Torsionsbeanspruchung  $\tau_{D,R=-1}$

$$\sigma_{D,R=-1}(\Lambda) = \frac{\sigma_{D,R=-1}}{\sqrt{(1+\Lambda)^2 - \left(\frac{\sigma_{D,R=-1}}{\tau_{D,R=-1}}\right)^2 \cdot \Lambda}} \quad (106)$$

Die Annahme des Zusammenhangs

$$\sigma_{D,R=-1} = \sqrt{3} \cdot \tau_{D,R=-1} \quad (107)$$

als Ausdruck der von-Mises-Festigkeitshypothese ist weiterhin übliche Praxis. Die angepassten Newman-Gleichungen [190] lauten nunmehr unter Berücksichtigung der Gleichungen 104 bis 107

$$\sigma_{op} = \begin{cases} \sigma_O \cdot (A_0(\Lambda) + A_1(\Lambda) \cdot R + A_2(\Lambda) \cdot R^2 + A_3(\Lambda) \cdot R^3 + c_{\Lambda}(\Lambda)) & \text{für } R \geq 0 \\ \sigma_O \cdot (A_0(\Lambda) + A_1(\Lambda) \cdot R + c_{\Lambda}(\Lambda)) & \text{für } R < 0 \end{cases} \quad (108)$$

$$A_0(\Lambda) = 0.535 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_O \cdot \sqrt{1-\Lambda+\Lambda^2}}{\sigma_Y}\right) + a_m(\Lambda) \quad (109)$$

$$A_1(\Lambda) = 0.344 \cdot \frac{\sigma_0 \cdot \sqrt{1 - \Lambda + \Lambda^2}}{\sigma_Y} + a_m(\Lambda) \quad (110)$$

$$A_2(\Lambda) = 1 - A_0(\Lambda) - A_1(\Lambda) - A_3(\Lambda) \quad (111)$$

$$A_3(\Lambda) = 2 \cdot A_0(\Lambda) + A_1(\Lambda) - 1 \quad (112)$$

Der Zusatzterm in den Gleichungen 109 und 110 zur Berücksichtigung der Mittelspannungsempfindlichkeit  $a_m$  ergibt sich nach [190] abgeleitet aus der Schwell- und Wechselfestigkeit des Werkstoffes (Dauerfestigkeitsbereich) aus

$$a_m(\Lambda) = 1 - 0.535 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta\sigma_{D,R=0}(\Lambda) \cdot \sqrt{1 - \Lambda + \Lambda^2}}{\sigma_Y}\right) - \frac{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda)}{\Delta\sigma_{D,R=0}(\Lambda)} \cdot t1(\Lambda) \quad (113)$$

$$t1(\Lambda) = 1 - 0.535 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda) \cdot \sqrt{1 - \Lambda + \Lambda^2}}{\sigma_Y}\right) + 0.344 \cdot \frac{\sigma_{D,R=-1}(\Lambda) \cdot \sqrt{1 - \Lambda + \Lambda^2}}{\sigma_Y} + c_\Lambda(\Lambda) \quad (114)$$

$$\Delta\sigma_{D,R=0}(\Lambda) = \frac{\Delta\sigma_{D,R=0}}{\sqrt{(1 + \Lambda)^2 - \left(\frac{\Delta\sigma_{D,R=0}}{\Delta\tau_{D,R=0}}\right)^2 \cdot \Lambda}} \quad (115)$$

wobei wiederum

$$\Delta\sigma_{D,R=0} = \sqrt{3} \cdot \Delta\tau_{D,R=0} \quad (116)$$

angenommen werden kann.

Die Bestimmung der Rissöffnungsspannung  $\sigma_{op}$  ist von wesentlichem Einfluss auf die Lebensdauervorhersage und die Qualität der Beschreibung des Mittelspannungseinflusses. Es besteht somit ausgeprägtes Interesse an der Bereitstellung möglichst gut abgesicherter Bestimmungsgleichungen.

Die für die Nachweisführung benötigten lokalen elastoplastischen Beanspruchungsgrößen entstammen wiederum FE-Analysen unter Berücksichtigung des zyklischen Materialgesetzes oder der Anwendung von Näherungsformeln. Die bereitgestellten Näherungsformeln zur Bestimmung des  $J$ -Integrals ersparen hierbei die aufwändige Modellierung des (kurzen) Risses.

Der dargestellte Algorithmus impliziert einen Dauerfestigkeitsnachweis [196] der Form

$$P_{J,D,multi} = (n_{el}^2 - 1 + F_0^2) \cdot P_{J,D} \quad (117)$$

wobei der mehrachsige  $P_J$ -Parameter  $P_{J,D,multi}$  die effektive Schwingbreite der ersten Hauptspannung  $\Delta\sigma_{1,eff,D}$  auf Höhe der Dauerfestigkeit und die zugehörige Schwingweite der äußeren Belastung  $\Delta L_D$  in einem iterativen Prozess bestimmt. Hierbei ergibt sich  $P_{J,D}$  wiederum aus der Dehnungswöhlerlinie des Werkstoffes mit bekannter Dauerfestigkeitsgrenze und stellt den Sonderfall von Gleichung 90 für  $N=N_D$  dar. Das Ergebnis ist wiederum mit Hilfe des Faktors  $f(P_{\bar{v}})$  nach Gl. (3) an die dem verfolgten Sicherheitskonzept entsprechende Überle-

benswahrscheinlichkeit anzupassen. Es ist wiederum zu berücksichtigen, dass Größen- und Oberflächeneffekte - wie innerhalb des Örtlichen Konzeptes üblich [197] – auf der rechten Seite von Gl. (117) Berücksichtigung finden. Hierdurch werden gedanklich die Größen-, Gradienten- und Oberflächeneigenschaften des Bauteils den der ungekerbten und polierten Standardprobe entstammenden Werkstoffeigenschaften aufgeprägt. Die Bestimmung von  $n_{el}$  und  $F_O$  kann wieder nach den Gl. (50) und (55) erfolgen, wobei bezüglich der Bestimmung der Eigenrisslänge  $a^*$  auf Gl. (99) zurückgegriffen werden sollte.

Weiterhin lässt sich Gl. (117) direkt auf den Zeitfestigkeitsbereich ausweiten [198], wobei der  $P_J$ -Parameter des Werkstoffes  $P_J$  die jeweilige Lastwechselzahl bestimmt. Es ist im Zeitfestigkeitsbereich eine Annahme über das Verhalten von elastischer Stützziffer  $n_{el}$  und Oberflächenkorrekturfaktor  $F_O$  zu treffen [135]. Während die für den Dauerfestigkeitsbereich geltenden Werte von  $n_{el}$  und  $F_O$  im Zeitfestigkeitsbereich häufig unverändert beibehalten werden [197], führt die Überlegung der Abnahme des Einflusses in Richtung statischer Festigkeit zu Annahmen wie einer im doppeltlogarithmischen Maßstab linearen Annäherung an den Wert 1.0 in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl [9,44]. Für den Bereich der Zeitfestigkeit liegen insbesondere bezüglich der elastischen Stützziffer  $n_{el}$  nur sehr wenige abgesicherte experimentelle Erkenntnisse vor [119]. An dieser Stelle wird vorgeschlagen, für beide Faktoren eine im doppeltlogarithmischen Maßstab lineare Abhängigkeit von der Lastwechselzahl anzunehmen, die auf Höhe der Traglast  $\Delta L_p$  in den Wert 1.0 mündet.

Werden mögliche Schweißeigenstressungen nicht durch Spannungsarmglühen signifikant reduziert, so kann ihre Berücksichtigung im Berechnungsalgorithmus durch Ansetzen einer Mittelspannung in Höhe der Fließgrenze erfolgen [18]. Schweißprozessbedingte Deformationen (Verzug, Aufdachung etc.) sind als Imperfektionen in jedem Fall im Geometrie- und Berechnungsmodell zu berücksichtigen.

Damit steht ein kompletter anrissbezogener Bewertungsalgorithmus für nachbearbeitete Schweißverbindungen zunächst unter der Voraussetzung von Beanspruchungen mit konstanter Amplitude zur Verfügung. Anstieg  $k$  und Positionierung der Bauteil-Wöhlerlinie lassen sich durch Anwendung des Konzeptes für zwei Beanspruchungsniveaus im Zeitfestigkeitsbereich (z.B.  $0.75 \cdot \Delta L_p$  und  $0.25 \cdot \Delta L_p$ ) bestimmen. Es ist bekannt, dass der tatsächliche Bauteil-Wöhlerlinienanstieg besonders gut im Bereich mittlerer Lastwechselzahlen ( $N \approx 10^4 - 10^5$ ) getroffen wird [199], was einen Anhaltspunkt für die Auswahl der Stützpunkte liefert. Ebenso ist die Berechnung eines Stützpunktes der Bauteil-Wöhlerlinie in Kombination mit der Abschätzung des Anstieges  $k$  nach Gl. (33) möglich.

## 7. Schadensakkumulation

Der Ermüdungsschaden ist an sich wie im Abschnitt 3 ausgeführt eine Rissgeschichte. Eine kritische Rissgröße kann damit als Versagenskriterium festgelegt und zur Bestimmung der Lage der Wöhlerlinie herangezogen werden [5]. Diese zunächst für Beanspruchungen mit konstanter Amplitude getroffene Feststellung lässt sich selbstverständlich auf den allgemeineren Fall von Beanspruchungen mit variablen Schwingbreiten ausweiten. Für geschweißte Konstruktionen ist damit auch im Fall der Betrachtung der Schadensakkumulation die Unterscheidung in die Schädigungskriterien Technischer Anriss und Bruch gemäß **Abbildung 2** von wesentlicher Bedeutung. Insbesondere die Ermittlung eines variablen Schädigungsgrades zur Behandlung des gesamten Bereiches vom ungeschädigten oder vorgeschädigten Bauteil über den Technischen Anriss (z.B. nachbearbeitete Naht) bis zum Bruch wirft vielschichtige Probleme auf, die einer differenzierten Beurteilung bedürfen.

Das Schadensmaß ist wiederum eine wahrscheinlichkeitsbehaftete Größe, wobei die sich allein aus der Schadensakkumulationsproblematik ergebende Streuung zur Einschätzung der Treffsicherheit eines Berechnungsverfahrens möglichst von anderen Einflüssen separiert werden sollte. Die Schadensakkumulation setzt zudem die zuverlässige Kenntnis der Lastgeschichte bzw. -kollektive und Reihenfolge voraus. Der diffizile Komplex nichtproportionaler Beanspruchungen mit zeitlich veränderlichen Hauptspannungsrichtungen und die daraus abzuleitenden Konsequenzen für den Schädigungsprozess [z.B. 190,200] sollen hier nicht im Mittelpunkt der Betrachtungen stehen, sondern es soll vielmehr eine Beschränkung auf proportionale Belastungsverhältnisse mit der Folge zeitlich konstanter Hauptspannungsrichtungen erfolgen.

Die Anriss- oder Bruchwöhlerlinie gibt jeweils für ein bestimmtes einstufig aufgebrachtes Beanspruchungsniveau an, bei welcher Lastwechselzahl Versagen durch das angegebene Kriterium eintritt. Es wird somit implizit ein bestimmter Schädigungszustand beschrieben. Diese Information ist ausreichend, um bei einstufigen Belastungsverhältnissen die Lebensdauerabschätzung durchzuführen. Treten jedoch mehrstufige Beanspruchungen auf, so tritt die Frage in den Mittelpunkt des Interesses, welche Teilschädigung beim Übergang auf ein neues Beanspruchungsniveau bereits stattgefunden hat. Man benötigt folglich Informationen oder zumindest begründete Annahmen über den Schädigungsprozess, d.h. den Verlauf der Schädigung bis zum Versagen. Diese Information ist in der Wöhlerlinie zunächst nicht explizit enthalten. Die einfachste zu einer Schadensakkumulationshypothese führende Annahme ist die eines linearen Schädigungsinkrementes pro Lastspiel, die zur bekannten und in den meisten Regelwerken und Berechnungsrichtlinien [z.B. 9,34,44,65] verankerten Regel nach Palmgren [201] und Miner [202] (kurz: Minerregel)

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = const \quad (118)$$

führt. Das Versagen (je nach Kriterium Anriss oder Bruch) wird in der ursprünglichen Form angenommen, wenn die Schädigung den Wert  $const=1.0$  erreicht. Statistische Untersuchungen auf breiter Basis zeigen, dass der tatsächliche Wert in weiten Bereichen (etwa zwischen 0.2 und 6.0) streut [z.B. 203,204,205], auch wenn der Mittelwert nahe 1.0 liegt. Es zeigt sich, dass der realen Nichtlinearität des Schädigungsprozesses mit der linearen Minerregel nicht in ausreichendem Maße Rechnung getragen werden kann. Zur Verbesserung der Treffsicherheit besteht zunächst die Möglichkeit, den Schädigungsendwert nach Gl. (118) auf Grund von vorliegendem experimentellem Datenmaterial im Sinne von  $const \neq 1.0$  anzupassen. Von dieser relativen Minerregel [z.B. 206] wird teilweise auch in regelwerksseitigen Empfehlungen Gebrauch gemacht [65,207].

Aus werkstoffmechanischer Sicht [z.B. 4,5,166] führen drei grundlegende Mechanismen zur Abweichung des Schädigungsprozesses von der Linearität und zur Ausbildung von Reihenfolgeeffekten:

- Einfluss der Plastizierung auf das Rissöffnungs- und Rissschließverhalten
- Kontinuierliches Absinken und Verschiebung der Dauerfestigkeitsgrenze zu höheren Lastwechselzahlen hin bei Vorschädigung im Zeitfestigkeitsbereich (transiente Dauerfestigkeit)
- Abhängigkeit des aktuellen Schädigungsgrades bzw. des Schädigungsinkrementes von der Vorschädigung

Es hat in der Vergangenheit nicht an Versuchen gefehlt, den unbefriedigenden Zustand der Lebensdauervorhersage bei mehrstufigen Beanspruchungsverhältnissen zu verbessern. Hierbei ist zunächst das Bestreben zu nennen, dem aus der Absenkung der Dauerfestigkeit resultierenden Effekt Rechnung zu tragen, dass Beanspruchungskollektive, die zunächst unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze liegen, im Verlauf des Schädigungsprozesses an Einfluss gewinnen, wenn sie die aktuelle Dauerfestigkeitsgrenze überschreiten. Zu den Verfahren dieser Kategorie gehört die elementare Minerregel (Verlängerung der Zeitfestigkeitsgeraden in den Dauerfestigkeitsbereich hinein) und die Modifikation nach Haibach (fiktive Fortsetzung der Wöhlerlinie mit flacherem Anstieg  $(2k-1)$  im ursprünglichen Dauerfestigkeitsbereich) [208]. Letztere stellt den Stand der Technik für Schadensakkumulationsrechnungen nicht nachbearbeiteter Schweißnähte dar [z.B. 9,34,44]. Die Berücksichtigung des kontinuierlichen Absinkens der Dauerfestigkeit  $L_D$  in Abhängigkeit vom aktuellen Schädigungsgrad gelang mit dem Verfahren der konsequenten Minerregel [1] nach der Berechnungsvorschrift

$$D = 1 - \left( \frac{L_D(D)}{L_D} \right)^q \quad (119)$$

mit  $q$  als kennzeichnendem Parameter für die Form einer Kollektivbeanspruchung auf verschiedenen Belastungshorizonten im Sinne von [119]. Eine Kategorisierung von Ansätzen zur Schadensakkumulationsthematik ist in [209,210] vorgenommen worden. Die existierenden Schadensakkumulationsmodelle werden dabei in sechs Hauptkategorien aufgeteilt:

- lineare Schadensevolution und lineare Summation
- Nichtlineare Schädigungskurve und zweistufig linearisierende Konzepte
- Kennlinienmodifikation zur Berücksichtigung von Reihenfolgeeffekten
- Konzepte auf der Basis bruchmechanischer Parameter
- Schädigungsmechanische Konzepte (CDM=Continuum Damage Approach) und
- Energiebasierte Methoden.

Basierend auf der zunächst abstrakt gehaltenen Schadensdefinition kann man anknüpfend an [119,211,212,213] zunächst folgende Thesen im Sinne eines Anforderungskatalogs an mechanismenorientierte Theorien und Hypothesen der Schadensakkumulation formulieren:

- Die treibende Kraft des Schädigungsprozesses ist die Schwingbreite (bzw. gleichwertig die Amplitude) einer bestimmten die Beanspruchung kennzeichnenden Größe  $\Delta Y$ .
- Die Dauerfestigkeitsgrenze  $Y_D$  sinkt kontinuierlich in nichtlinearer Abhängigkeit von der aktuellen Schädigung  $D$ .
- Das Schädigungsinkrement  $dD/dn$  (Schadenzuwachs pro Lastwechsel  $n$ ) hängt nichtlinear von der Beanspruchungshöhe  $\Delta Y$  und der bereits vorhandenen Schädigung  $D$  ab. Höhere Beanspruchungsniveaus und größere vorhandene Schädigung  $D$  führen zu größerem Schädigungsinkrement.
- Die Zusammenfassung von Stufen gleicher Beanspruchungshöhe  $\Delta Y$  führt zur Vernachlässigung des nichtlinearen Schadenzuwachses innerhalb des Beanspruchungskollektivs, die unter anwendungsorientierten Gesichtspunkten allerdings vertretbar ist.
- Vorschädigungen  $D_0$  können wie vorhandene Schädigungen  $D$  behandelt werden.
- Die Abhängigkeit von der vorhandenen Schädigung  $D$  baut sich beim nicht vorgeschädigten Bauteil aufgrund von Mikrostruktureffekten in der Rissbildungsphase allmählich mit der Randbedingung  $\left. \frac{dD}{dn} \right|_{n=0} = 0$  auf.
- Die effektive (wirksame) Beanspruchungshöhe  $\Delta Y_{eff}$  ist aufgrund des erstmals von Elber [214,215] beschriebenen plastizitätsinduzierten Riss-schließeffektes kleiner oder gleich der Beanspruchungshöhe  $\Delta Y$ . Der Übergang von  $\Delta Y$  auf  $\Delta Y_{eff}$  erfolgt kontinuierlich im Sinne einer Abklingfunktion (transientes Riss-schließverhalten).
- Für den Sonderfall einstufiger Beanspruchung  $\Delta Y$  muss der Endschaden  $D_e$  bei  $n_e$  auftreten, wobei  $n_e$  dem Wöhlerlinienstützpunkt  $(\Delta Y, n_e)$  zuzuordnen ist.

- Der Mittelspannungseinfluss sollte implizit in der Beschreibung des Schädigungsprozesses enthalten sein, was durch die Nutzung von  $\Delta Y_{eff}$ -Werten ermöglicht wird.

Die Definition der Höhe der zyklischen Beanspruchung  $\Delta Y$  wurde hier bewusst abstrakt gehalten, da ausgehend von den jeweiligen theoretischen Grundlagen spezieller Verfahren verschiedene die Beanspruchung kennzeichnende Parameter (Dehnungsamplitude, Spannungsamplitude, zyklischer Spannungsintensitätsfaktor, zyklisches J-Integral) als treibende Kräfte des Schädigungsprozesses in Frage kommen.

Im Sinne einer abstrakten Schädigungstheorie wurde in [119] ein nichtlineares Verfahren mit skalarem Schädigungsmaß  $D$  vorgestellt, das bei Verwendung bezogener Lastwechselzahlen  $X$  (z.B. aktuelle Lastwechselzahl bezogen auf die Übergangslastwechselzahl  $N_T$  gemäß **Abbildung 24**) und auf die Dauerfestigkeit bezogener Beanspruchungshöhen  $Y$  dem allgemeinen Ansatz für das Schadensinkrement

$$\frac{dD}{dX} = \begin{cases} f(\Delta Y, D) > 0 & \text{für } (\Delta Y - I + D) > 0 \\ 0 & \text{für } (\Delta Y - I + D) \leq 0 \end{cases} \quad (120)$$

folgt. Die aktuelle Dauerfestigkeit  $\Delta Y_{D,akt}$  wird dabei direkt nach der Gleichung

$$\Delta Y_{D,akt} = 1 - D \quad (121)$$

mit dem Schädigungsmaß verknüpft und somit Stufe für Stufe (jedoch im Regelfall nicht Zyklus für Zyklus) bis auf einen Endwert von 0 (bei  $D=1$ ) abgesenkt. Jeder auf die analytische Beschreibung der verwendeten Wöhlerlinie abgestimmte spezielle Ansatz  $f(\Delta Y, D)$  muss dabei bestimmte Forderungen erfüllen, die den hauptsächlichen phänomenologischen Effekten der nichtlinearen Schadensakkumulation Rechnung tragen [119]:

- Schädigungszuwachs erfolgt nicht sprunghaft, sondern stetig,
- Schädigungszuwachs erfolgt umso schneller, je größer Beanspruchung und Schädigung,
- Sonderfall einstufiger Beanspruchung muss Ursprungs-Ermüdungskurve liefern,
- Lebensdauer sinkt mit zunehmender Beanspruchung und zunehmender vorangegangener Schädigung,
- Schädigungsmaß ist niemals größer als der relative Lebensdauer-Verbrauch.

Eine mögliche Vorschädigung  $D_0$  lässt sich unproblematisch in das Modell integrieren. Im konkreten Anwendungsfall erweist es sich als schwierig, bei gegebener Beschreibung der Wöhlerlinie auf analytischem Wege eine Schadensfunktion  $f(\Delta Y, D)$  zu finden, die alle geforderten Randbedingungen gleichzeitig erfüllt. Ein spezieller Vorschlag hierzu wird gebunden an eine ansatzspezifische Beschreibung der Dehnungs-Wöhlerlinie in [119] unterbreitet. Er erlaubt die Ableitung einer konkreten Rechenvorschrift, die schließlich eine stufenweise Schadensakkumulationsrechnung erlaubt. Praktische Rechnungen mit komplizierter struktu-



rierten Beanspruchungskollektiven zeigen jedoch, dass der Reihenfolgeeinfluss nicht in seiner tatsächlichen Ausprägung wiedergegeben werden kann und insbesondere der experimentell nachweisbare und auf rissbruchmechanischer Basis erklärbare Einfluss einzelner Überlasten [z.B. 5,166,168] nicht erfasst wird. Auch wenn bei der Formulierung des Verfahrens in [119] eine abstrakte Formulierung des Schadensmaßes  $D$  vorgenommen wurde, können die dort entwickelten Gleichungen aus der Äquivalenzbetrachtung *Schaden=Riss* heraus als ein Rissfortschrittskonzept und Gl. (120) als Rissfortschrittsgesetz betrachtet werden. Dabei wird jedoch deutlich, dass in Gl. (120) jeweils mit den vollen Beanspruchungsamplituden  $\Delta Y$  und nicht mit den das Riss-schließverhalten berücksichtigenden Effektivwerten  $\Delta Y_{eff}$  [z.B. 4,5,166,168] gearbeitet, die wiederum wesentlich für die physikalische Erklärung von Reihenfolgeeffekten und die implizite Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses sind.

Dem aktuellen Stand der Forschung [z.B. 4,5,166,168,181] folgend, bieten sich bei Nutzung des Technischen Anrisses als limitierendem Schädigungskriterium Verfahren an, die direkt an die werkstoffmechanisch begründete Theorie des Wachstums kurzer Risse anknüpfen und folglich auf bruchmechanischen Parametern beruhen. Damit wird die im Abschnitt 6.3.2 beschriebene Verfahrensvariante des Örtlichen Konzeptes (Schädigungsparameter  $P_J$ ) ausgehend von Gl. (76) um den Modul Schadensakkumulation gemäß **Abbildung 24** erweitert. In diesem Kontext ist die Bestimmungsgleichung für die (transiente) risslängenabhängige Dauerfestigkeit  $P_{J,D(a)}$  bereits in Form von Gl. (98) angegeben worden. Im Falle mehrstufiger Beanspruchungen machen sich weiterhin Angaben zum transienten Rissöffnungs- und Riss-schließverhalten erforderlich. Im Modell von Vormwald [166] werden diesbezüglich folgende Berechnungsannahmen getroffen, die für jedes Schädigungsereignis (geschlossene Hysterese nach Masing-Hypothese und zugehörigen Memory-Regeln [5]) zu beachten sind :

- Berechnung einer fiktiven einstufig stabilisierten Rissöffnungs- bzw. Riss-schließ-Dehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  nach Gl. (82),
- Berechnung der neuen Rissöffnungsdehnung in Abhängigkeit von der alten Rissöffnungsdehnung und der aktuellen Schädigung  $D_{akt}$  in Form eines Abklinggesetzes

$$\varepsilon_{op,neu} = \varepsilon_{op,einst} - (\varepsilon_{op,einst} - \varepsilon_{op,alt}) \cdot \exp[-15 \cdot D_{akt}] \quad (122)$$

Diese Rissöffnungsdehnung ist jeweils für das folgende Schwingenspiel gültig. Im Sonderfall einstufiger Beanspruchung bleibt die Rissöffnungsdehnung konstant. Damit ist die Schädigungsrechnung zunächst auf eine schwingenspielweise Rissfortschrittsbetrachtung ausgelegt. Es ist jedoch im Sinne einer Vereinfachung des Rechenganges ratsam, die Äquivalenz von Schadensakkumulations- und Rissfortschrittsrechnung dann zur Reduzierung des Berechnungsaufwandes zu nutzen, wenn definierte Beanspruchungs-Zeit-Folgen (z.B. mehrere

Lastkollektive) in Form von Beanspruchungsblöcken wiederholt durchlaufen werden. Im vorliegenden Modell nach Vormwald [166] sind einige Sonderfälle zu beachten, bei denen die Rissöffnungsdehnung unverändert bleibt

- die Oberdehnung  $\varepsilon_O$  der aktuellen Hysterese ist kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$ ,
- die Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  ist größer als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$ ,
- die Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  ist kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  und
- die aktuelle Spannungsamplitude  $\sigma_a$  kleiner als 40% der rechnerischen Fließgrenze  $\sigma_Y$

oder bei denen die aktuelle Rissöffnungsdehnung auf den Wert der fiktiven einstufig stabilisierten Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  gesetzt wird

- die Oberdehnung  $\varepsilon_O$  der aktuellen Hysterese ist größer als der bis dorthin aufgetretene maximale Oberdehnungswert,
- die Unterdehnung  $\varepsilon_U$  der aktuellen Hysterese ist kleiner als der bis dorthin aufgetretene minimale Unterdehnungswert,
- die fiktive einstufig stabilisierte Rissöffnungsdehnung ist kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  und die aktuelle Spannungsamplitude  $\sigma_a$  ist größer als 40% der rechnerischen Fließgrenze  $\sigma_Y$ .

Die Risschließspannung  $\sigma_{cl}$  ergibt sich aus der Unterspannung  $\sigma_U$ , wenn die aktuelle Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,akt}$  kleiner als die Unterdehnung  $\varepsilon_U$  ist und in allen anderen Fällen durch Einsetzen der aktuellen Rissöffnungsdehnung und iteratives Lösen der Gl. (83).

Die Schadensakkumulationsrechnung kann nun unter Einbeziehung der Äquivalenz von Rissfortschritts- und Schadensakkumulationsrechnung nach Vormwald [166] konkret erfolgen, wobei davon ausgegangen wird, dass eine wiederkehrende Beanspruchungs-Zeit-Folge der Summenhäufigkeit  $H_0$  in zwei Durchläufen Zyklus für Zyklus betrachtet wird. Im ersten Durchlauf wird für jedes registrierte schädigende Ereignis (geschlossene Hysteresen nach Rainflow-Verfahren in der korrekten zeitlichen Abfolge) der Schadensbeitrag und der aktuelle (vorschädigungsabhängige) Dauerfestigkeitswert berechnet:

- Berechnung des aktuellen Schädigungsbeitrages  $D_{akt}$  aus

$$D_{akt} = \begin{cases} (P_J)^{m_J} / Q & \text{für } P_J \geq P_{J,D} \\ 0 & \text{für } P_J < P_{J,D} \end{cases} \quad (123)$$

- Berechnung der Schadenssumme

$$D_{neu} = D_{alt} + D_{akt} \quad (124)$$

- Berechnung des aktuellen risslängenabhängigen Dauerfestigkeitsniveaus

$$P_{J,D} = P_{J,D,0} \cdot \frac{a_0 + l^*}{\left[ \left( (a_e)^{l-m_J} - (a_0)^{l-m_J} \right) \cdot D_{neu} + (a_0)^{l-m_J} \right]^{\frac{l}{l-m_J}} + l^*} \quad (125)$$

liefert mithin einen direkten funktionalen Zusammenhang zwischen aktueller Schadenssumme  $D_{neu}$  und aktueller Dauerfestigkeitsgrenze  $P_{J,D}$

$$D_{neu} = \frac{(a_0)^{l-m_J} - \left[ \frac{P_{J,D,0}}{P_{J,D}} \cdot \left( a_0 + l^* \cdot \left( 1 - \frac{P_{J,D}}{P_{J,D,0}} \right) \right) \right]^{l-m_J}}{(a_0)^{l-m_J} - (a_e)^{l-m_J}} = f^{-1} \left( \frac{P_{J,D}}{P_{J,D,0}} \right) \quad (126)$$

Der Dauerfestigkeitswert bei Erreichen des Versagenskriteriums  $P_{J,D,e}$  ergibt sich gemäß Gl. (98) zu

$$P_{J,D,e} = P_{J,D,0} \cdot \frac{a_0 + l^*}{a_e + l^*} \quad (127)$$

Für den zweiten Durchlauf der Beanspruchungs-Zeit-Folge (vorausgesetzt das Schädigungskriterium der Endrisslänge  $a_e$  bzw.  $D_{neu}=1$  ist noch nicht erreicht!) wird zunächst hinsichtlich der Schadensakkumulationsrechnung wie im ersten Durchlauf verfahren, so dass die Dauerfestigkeit bis auf einen Wert  $P_{J,D,-2}$  absinkt. Zusätzlich erfolgt zur Ermittlung der zulässigen Lastwechselzahl bis zum Erreichen des Versagenskriteriums nach Vormwald [166] eine logarithmische Unterteilung des gesamten Bereiches zwischen maximalem  $P_J$ -Wert und Endwert der Dauerfestigkeit  $P_{J,D,e}$  in 200 Klassen (der Quotient aus Ober- und Untergrenze jeder Klasse ist jeweils konstant). Es ergeben sich somit Häufigkeitsverteilungen  $h_i(P_{J,i})$ . Nach dem zweiten Durchlauf lassen sich unter der Voraussetzung, dass das Schädigungskriterium noch nicht erreicht ist, noch

$$\bar{N}_{-2} = H_0 \cdot \sum_{j=q}^{\min(z,n)} \frac{f^{-1} \left( \frac{P_{J,j+1}}{P_{J,D,0}} \right) - f^{-1} \left( \frac{P_{J,j}}{P_{J,D,0}} \right)}{\sum_{i=1}^j \frac{h_i(P_{J,i})}{N_i(P_{J,i})}} \quad (128)$$

Schwingspiele aufbringen [166]. Der Summationsindex  $q$  kennzeichnet dabei diejenige Kollektivstufe, deren  $P_J$ -Wert gerade noch größer oder gleich der Dauerfestigkeit nach dem zweiten Durchlauf der Beanspruchungs-Zeit-Folge  $P_{J,D,-2}$  ist. Die Summation erfolgt bis zur Anzahl der Kollektivstufen, deren  $P_J$ -Werte größer oder gleich der Enddauerfestigkeit  $P_{J,D,e}$  sind. Liegen die  $P_J$ -Werte aller Kollektivstufen darüber, so erfolgt die Summation über alle  $n$  Stufen ( $n=199$  bei Einteilung in 200 Klassen). Dabei gilt

$$P_{J,q} = P_{J,D,-2} \quad (129)$$

und

$$P_{J,\min(z,n)+1} = P_{J,D,e} \quad (130)$$

Die Gesamtlebensdauer bis zum Versagenskriterium (Technischer Anriss) ergibt sich damit aus

$$\bar{N} = 2 \cdot H_0 + \bar{N}_{-2} \quad (131)$$

Die Leistungsfähigkeit des Verfahrens ist für eine Vielzahl von Standardlastfolgen mit experimentellen Vergleichswerten und den Ergebnissen nach herkömmlichen Schadensakkumulationshypothesen unter Beweis gestellt worden [166]. Tendenziell ergibt sich eine leichte Überschätzung der schädigenden Wirkung kleiner Schwingspiele und demzufolge eine Abschätzung zur sicheren Seite hin. Das ursprünglich für ungekerbte Strukturen abgeleitete Schadensakkumulationskonzept ist im Sinne des Abschnittes 6.3.2 auf die Schädigungsphase bis zum Technischen Anriss im Falle nachbearbeiteter Schweißverbindungen übertragbar.

Für vorgegebene Beanspruchungskollektive lässt sich schließlich in Analogie zur Bauteil-Wöhlerlinie eine Bauteil-Lebensdauerlinie ableiten [z.B. 1,5]. Für beide gilt nach [21] wiederum die Parallelitätsvermutung, d.h. gleiche Anstiege  $k$ .

## 8. Die Methode der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung

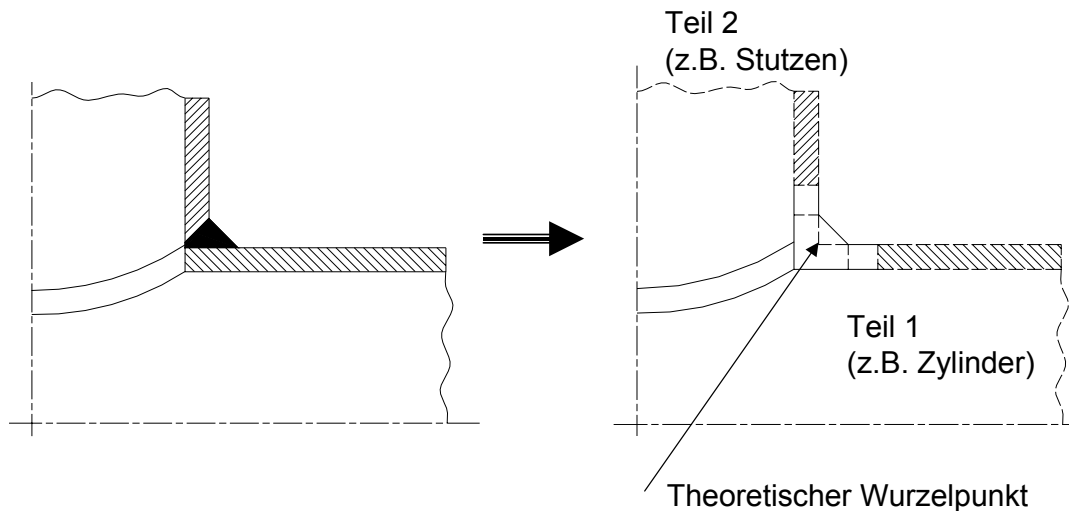
### 8.1. Grundlagen der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung

Sämtliche bisher ausgeführten lokalen Konzepte der rechnerischen Lebensdauerabschätzung für nicht nachbearbeitete und nachbearbeitete Schweißverbindungen erfordern als zentralen Modul die Bereitstellung der schädigungsrelevanten Beanspruchungsgrößen. Folglich erfährt die Qualität der Lebensdaueranalyse durch die verfolgten Strategien innerhalb des Moduls Beanspruchungsanalyse eine entscheidende Beeinflussung. Es sind modellierungsseitig auf das jeweilige Konzept abgestimmte Anforderungen zu erfüllen. Bedenkt man die charakteristischen Formen und Anstiege der üblicherweise im logarithmischen Maßstab aufgetragenen Spannungs- bzw. Dehnungswöhlerlinien, so wird deutlich, dass u.U. geringfügige Abweichungen in der Beanspruchungsgröße signifikante Unterschiede in den ermittelten Lastwechselzahlen zur Folge haben. Es besteht dringender Bedarf, die Modellierung insbesondere von Schweißnahtbereichen und die darauf direkt aufsetzende Beanspruchungsanalyse effektiv, nachvollziehbar und reproduzierbar zu gestalten [66]. Ist diese Aufgabe erfüllt, lassen sich im nächsten Schritt diesbezüglich allgemeingültige Regeln anwenden und formulieren. Ansatzweise findet man Hinweise zur Modellierung und Diskretisierung ohne Anspruch auf Vollständigkeit beispielsweise in [34,63,216,217]. Der Entwurf einer möglichst alle Konzepte umfassenden einheitlichen Modellierungsstrategie steht bisher aus. Letztere sollte insbesondere die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Konzeptkonformität (signifikante Unterschiede zwischen Strukturspannungs-, Kerbspannungs- und Kerbgrundkonzept),
- Allgemeingültigkeit hinsichtlich verwendetem Präprozessor bzw. CAD-System (Systemunabhängigkeit),
- Formulierbarkeit in Form von konkreten qualitativen und quantitativen Richtlinien,
- Praktische Anwendbarkeit und Automatisierbarkeit in speziellen Präprozessoren bzw. CAD-Systemen.

Es erscheint zunächst vorteilhaft, bei der Schaffung verallgemeinerungsfähiger Modellvorstellungen von einer adaptiven Nominalnaht auszugehen, die beispielsweise aus der üblichen abstrahierten Darstellung in Konstruktionszeichnungen ableitbar ist. Hierbei wird außerdem eine einzuhaltende Nahtqualität, die in bestimmten Grenzen auch die äußere geometrische Form betrifft, vom Konstrukteur festgelegt. Aus der Technischen Zeichnung bzw. dem CAD-Modell sollte folglich die Nenn- bzw. Nominalform jeder Naht einschließlich der Grobabmessungen (Schenkelbreiten, Anstiegswinkel), das zu verwendende Schweißverfahren und die Fehlertoleranzgrenzen entsprechend geltenden Normen hervorgehen [218,219,220,221]. Insofern weist die bildliche (Schnitt) gegenüber der symbolischen Darstellung [222,223] hinsichtlich der angestrebten Spezifizierung der Nominalnaht Vorteile auf, obwohl Informationen zur groben Oberflächenform (hohl, flach, gewölbt), zum Verfahren, der

Bewertungsgruppe, der Position, der Zusatzwerkstoffe und Hilfsstoffe das entsprechende Bezugszeichen begleiten können. Festigkeitsmäßig hochbeanspruchte Nähte werden ohnehin meist im Schnitt dargestellt. Die vorzugebende Bewertungsgruppe [219] steuert dabei wesentlich die tatsächliche Nahtqualität, da zulässige Fehler, die bei der Abnahme toleriert werden, festgelegt werden, von deren Vorhandensein im Sinne einer Worst-Case-Betrachtung dann auszugehen ist. Die Nennform der hier zu betrachtenden Schweißnähte wird zudem von der festzulegenden Schweißnahtvorbereitung und den daraus resultierenden Fugenformen [z.B. 224] gesteuert.

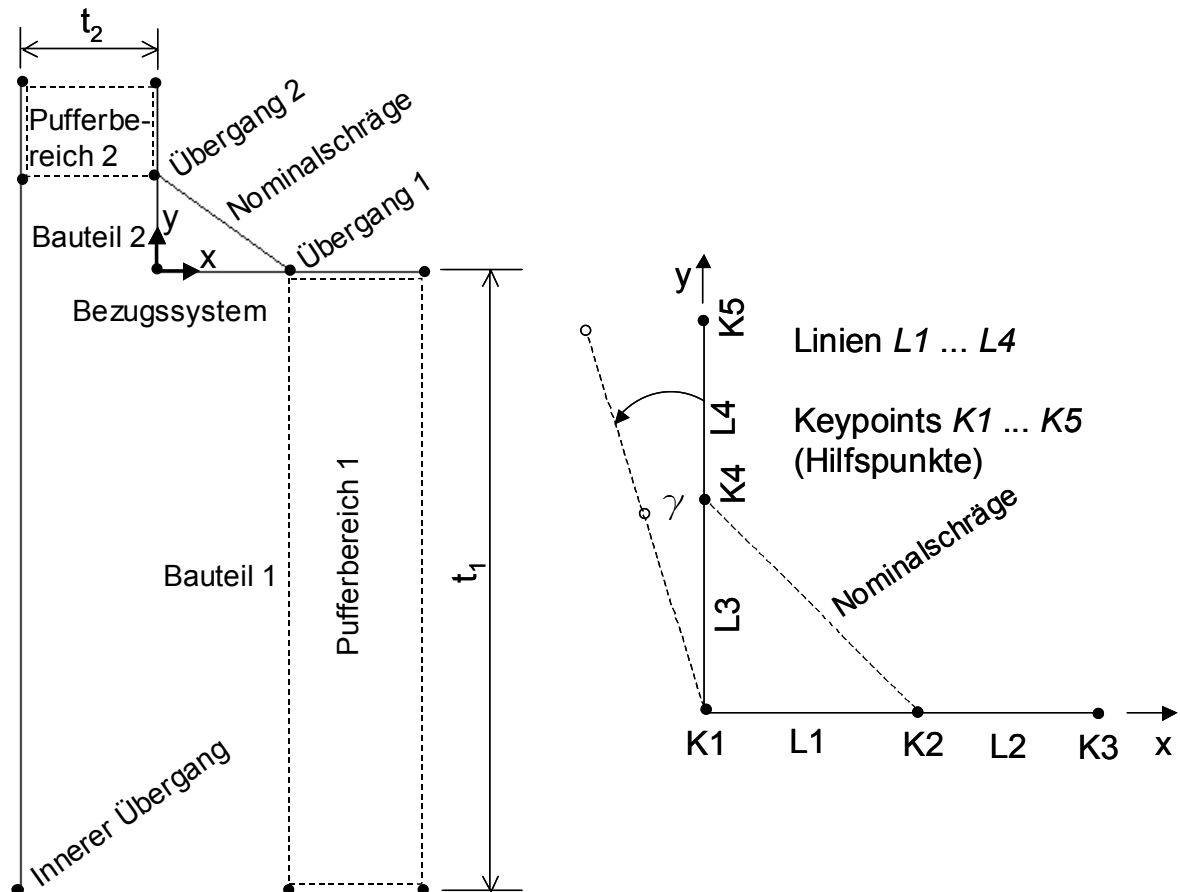


**Abbildung 27:** Nominalnahtidealisierung

**Abbildung 27** zeigt exemplarisch die bildliche Darstellung einer Stutzeneinschweißung. Für die äußere Form der Naht ist es hierbei nicht von Belang, ob es sich um einen auf- oder eingesetzten Stutzen handelt (in **Abbildung 27** aufgesetzt). Die Idealisierung der Naht führt direkt zu einer Nennform (Nominalform), die zur Maßantragung den theoretischen Wurzelpunkt der aufgesetzten Nahtkehle berücksichtigen muss. Legt man den Ursprung eines Bezugskordinatensystems in diesen theoretischen Wurzelpunkt und versieht den gesamten Schweißnahtbereich mit entsprechenden Identifikationen, so gelangt man zu einer geometrischen Konfiguration gemäß **Abbildung 28**, die den direkten Übergang zu Berechnungsmodellen gemäß gewähltem Nachweiskonzept ermöglicht. Das Bauteil 1 mit der Wanddicke  $t_1$  könnte druckbehälterspezifisch beispielsweise Teil eines ebenen Bodens sein, auf den mittig ein Stutzen der Wanddicke  $t_2$  aufgesetzt/eingesetzt ist. Von besonderer Bedeutung für die Modellierung ist hierbei die Grundkonfiguration der Kontur der Nominalnaht (NN) nach **Abbildung 28** rechts. Denkt man sich die Linien  $L3$  und  $L4$  nach **Abbildung 28** um  $\gamma = 90^\circ$  in mathematisch positiver Richtung um den Punkt  $K1$  gedreht, so hat man auch die Grundkonfiguration zur Erstellung einer gebräuchlichen ebenen Stumpfnahntverbindung vorliegen. Der Ursprung des Bezugskordinatensystems würde dann in x-Richtung die Mitte der zu verschweißenden Bleche markieren und die "Nominalschräge" wäre deckungsgleich mit den

Linien  $L1$  und  $L3$ . Bei adaptiver Verkürzung der Längen  $L1$  bzw.  $L3$  sind spezielle Stumpfnahtformen wie beispielsweise die K-Naht oder die Steifflankennaht als Sonderfall ableitbar.

Diese Betrachtungen gelten zunächst für ebene und rotationssymmetrische Problemstellungen, wobei auch gekrümmte Linien  $L1$  und  $L2$  mit stetigem Übergang am Hilfspunkt  $K2$  denkbar sind. Hiermit lassen sich beispielsweise bereits rotationssymmetrische Problemstellungen wie Verbindungen aus ebenem, sphärischem, torisphärischem oder semielliptischem Boden mit mittig aufgesetztem/eingesetztem Stutzen darstellen.



**Abbildung 28:** Grundkonfiguration der Kontur der Nominalnaht

Interpretiert man die Grundkonfiguration nach **Abbildung 28** als ebenen Schnitt durch eine dreidimensionale Struktur, so lassen sich in Analogie zur Klasse der ebenen und rotationssymmetrischen Probleme nichtrotationssymmetrische Geometrien wie beispielsweise Verbindungen aus Zylinderschale mit senkrecht aufgesetztem/eingesetztem Stutzen in die Betrachtungen einbeziehen. Winkel  $0^\circ < \gamma < 90^\circ$  ermöglichen im 3D-Schnitt schließlich die Erfassung von geneigten Bauteilen 2 wie beispielsweise schrägen Stutzen. Die 3D-Modellierung erfordert die Einbringung einer endlichen Anzahl derartiger ebener Schnitte, sofern sich die gewünschte Kontur nicht durch simple Rotation um die Symmetrieachse (rotationssymmetrischer Fall als Pseudo-3D-Struktur) oder durch Ziehen entlang eines räumlichen Pfades aus der Grundkonfiguration ableiten lässt.

Im Folgenden wird grundsätzlich von ebenen Konturen gemäß **Abbildung 28** ausgegangen, die sich jedoch jeweils als 3D-Schnitte auffassen lassen. Die Einbeziehung der Pufferbereiche 1 und 2 in **Abbildung 28** erleichtert die Detailmodellierung der Übergänge 1 und 2 und erweist sich bei der FE-Modellierung und Diskretisierung [217] als vorteilhaft.

Die Grundkonfiguration der Kontur der Nominalnaht (NN) wird nach **Abbildung 28** durch lediglich neun geometrische Parameter (Linien  $L1$  bis  $L4$  und Hilfspunkte  $K1$  bis  $K5$ ) beschrieben, da sich die Nominalschräge automatisch ergibt. In der Regel wird das spezifische Berechnungsmodell (FEM, BEM) nicht allein auf dem Parametersatz der Nominalnaht basieren (Ausnahme: Strukturspannungskonzept mit linearem Extrapolationsverfahren zur Beanspruchungsermittlung), zumal an den Übergängen 1 (Hilfspunkt  $K2$ ) und 2 (Hilfspunkt  $K4$ ) Beanspruchungssingularitäten mit vernetzungsabhängigen Resultaten zu erwarten sind [z.B. 225]. Nichtsdestotrotz kann die Grundkonfiguration der Kontur der Nominalnaht nach **Abbildung 28** als idealer Ausgangspunkt zur Beschreibung der Geometrie entsprechend dem gewählten Nachweisverfahren und somit der konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung dienen. Sie spielt die entscheidende Rolle sowohl in der FE- als auch in der BE-Strukturierung (Solid Modeling) bzw. Diskretisierung (Vernetzung).

Man kann die in der **Abbildung 27** und **Abbildung 28** gezeigte Nominalnaht im Sinne einer festgelegten Soll-Naht [66] mithin als eine integrierende Schnittstelle zwischen Konstruktion, Fertigung und Berechnung werten. Im Rahmen des Konstruktionsprozesses werden Nahtart mit entsprechenden Grobabmessungen, das Schweißverfahren und insbesondere die bei der Fertigung einzuhaltenden Qualitätsstandards [218] festgelegt. Der Berechnungsingenieur hat sich schließlich im Rahmen der rechnerischen Nachweisführung an den realen Betriebsbedingungen und der tatsächlichen Nahtqualität zu orientieren und insbesondere das im konkreten Fall adäquate Konzept unter Beachtung der dazugehörigen modellierungsseitigen Anforderungen auszuwählen. Hierzu sind – wie im Abschnitt 6.1.4 dargelegt – entsprechende Vorgaben und eine angemessene Fertigungskontrolle notwendig.

Die Modellierung des normalerweise abgerundeten inneren Überganges nach **Abbildung 28** bereitet im Allgemeinen keine Schwierigkeiten. Die meist gegengeschweißte Nahtwurzel wird häufig als glatt verschliffen angenommen. Das Vorliegen von regelwerksseitig in bestimmten quantifizierten Grenzen zulässigen Wurzelfehlern wie z.B. Überhöhung und Rückfall [218] erfordert zusätzliche Überlegungen modellierungstechnischer und konzeptioneller Art. Letzteres äußert sich beispielsweise bei Anwendung des Strukturspannungskonzeptes, das ursprünglich für das Versagen durch Ermüdung an den Nahtübergängen, nicht aber an den Nahtwurzeln ausgelegt wurde. Häufig wird aber selbst bei Auftreten der beschriebenen Wurzelfehler das Versagensverhalten von den Nahtübergängen bestimmt [66].



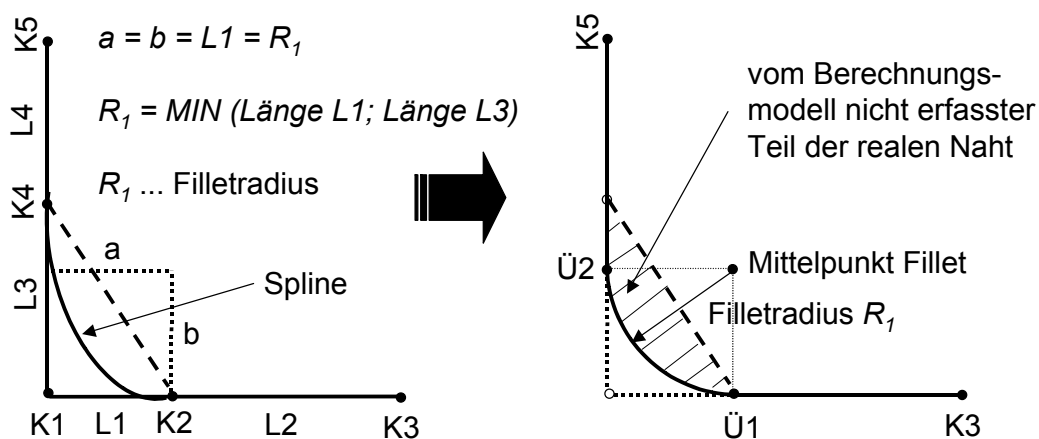
## 8.2. *Strukturspannungskonzeptkonforme Schweißnahtmodellierung*

Aus der Grundkonzeption lassen sich nun direkt Empfehlungen zur Modellierung der Schweißnahtkontur innerhalb des im Abschnitt 5.2 beschriebenen Strukturspannungskonzeptes ableiten. Ausgangspunkt ist die Nominalnahtkonfiguration gemäß **Abbildung 28**. Im einfachsten Fall würde man sich zur Beanspruchungsermittlung eines Schalenmodelles bedienen [z.B. 44,61], dessen Querschnitte sich jeweils auf die Mitten der Flächen beziehen (z.B. Wanddicken von Zylinder  $t_1$  und Stützen  $t_2$  nach **Abbildung 27**. Eine Nahtschräge ist in diesem Fall modellierungsseitig zunächst nicht vorgesehen, kann aber im Sinne der realitätsnäheren Versteifung der Struktur eingeführt werden [z.B. 47,48]. Bezogen auf die Grundkontur in **Abbildung 28** wären die Hilfspunkte  $K2$  und  $K3$  um  $-t_1/2$  in  $y$ -Richtung des Bezugssystems und die Hilfspunkte  $K4$  und  $K5$  um  $-t_2/2$  in  $x$ -Richtung zu verschieben. Der Hilfspunkt  $K1$  würde beide genannte Verschiebungen erfahren und die Linien  $L1$  bis  $L4$  würden sich aus der neuen Hilfspunktkonfiguration ergeben.

Bei schrägen bzw. gekrümmten Linien sind analog hierzu die Schalenmittelflächen und deren Schnittpunkte unter Beachtung der Krümmungen und des Winkels  $\gamma$  zu bestimmen. Die Längen  $L2$  und  $L4$  sollten in diesem Fall zur Erleichterung der Ergebnisauswertung mit dem für die Strukturspannungsermittlung definierten Abstand beziehungsweise mit dem Extrapolationspunkt in Nahtübergangsnähe (z.B.  $0.4 \cdot t_1$  bzw.  $0.4 \cdot t_2$ ) übereinstimmen. Für den unmittelbaren Schweißnahtbereich lassen sich dann relativ einfache Vernetzungsrichtlinien formulieren. Im Sinne einer korrekten Wiedergabe der Struktursteifigkeit sollte bei Verwendung von Schalenmodellen  $t_1 \approx t_2$  gewährleistet sein, zumal die Schweißnaht selbst mit ihren Steifigkeitseigenschaften nicht oder nur ansatzweise im Berechnungsmodell enthalten ist [67].

Soll die Strukturspannungsermittlung auf einem aufwändigerem Solid-Modell basieren, was bei  $t_1 \neq t_2$  und im Sinne der Berücksichtigung des versteifenden Volumens im Schweißnahtbereich angezeigt ist, so kann direkt die Grundkonfiguration nach **Abbildung 28** übernommen werden. Die auf Linearisierung über den Querschnitt, Extrapolation bzw. Beanspruchungsbestimmung in der Nähe des Nahtübergangs basierenden Verfahrensvarianten des Strukturspannungskonzeptes sind hierbei direkt anwendbar. Im Falle der Strukturspannungsbestimmung nach Hot-Spot-Verfahren sollten die Längen  $L2$  und  $L4$  mit den Abständen zur Strukturspannungsermittlung wiederum korrelieren. Das Schweißnahtvolumen der aufgesetzten Kehlnaht, das im ebenen Schnitt durch die von den Linien  $L1$ ,  $L3$  und die Nominalschräge umrandete Fläche repräsentiert wird, kann im Sinne einer besseren Abbildung der Struktursteifigkeit berücksichtigt werden. Die an den Übergängen 1 und 2 (bzw. Hilfspunkte  $K2$  und  $K4$  im ebenen Schnitt) zu erwartende Spannungssingularität [67,225] ist u.U. (Hot-Spot-Verfahren) bei der Wahl der Elementkantenlängen zu berücksichtigen [226]. Wird

auf die Modellierung dieses Volumens im Sinne einer Modellvereinfachung verzichtet [41], so verlagert sich die Spannungssingularität zum theoretischen Wurzelpunkt der aufgesetzten Kehlnaht (Hilfspunkt  $K1$ ) gemäß **Abbildung 27** und **Abbildung 28**. Der Einfluss unterschiedlicher Wanddicken  $t_1$  und  $t_2$  auf das Steifigkeitsverhalten der Gesamtstruktur ist in den beiden letztgenannten Fällen modellierungsseitig erfasst. Die sich ergebende Spannungssingularität lässt sich in einfacher Art und Weise durch komplette Ausrundung des Schweißnahtbereiches eliminieren [57]. Diese Ausrundung lässt sich in Anlehnung an **Abbildung 28** durch Einführung eines Splines erwirken, der gemäß **Abbildung 29** (linke Seite) an Anfang und Ende tangential in die Linien  $L2$  und bzw.  $L4$  einmündet. Anstelle der realen Schweißnaht mit u.U. scharfgekerbten Übergängen wird das Modell im Bereich der Schweißnahtoberfläche damit singularitätsfrei ausgerundet. Hiermit wird aber gleichzeitig der für die Strukturspannungsermittlung unerwünschte Kerbanteil der Gesamtbeanspruchung an den Schweißnahtübergängen als Alternative zur Betrachtung festgelegter Punkte vor der Naht (Extrapolationsverfahren) durch die Maßnahme eines Eingriffes in die kerbspannungsauslösende Feingeometrie der Schweißnaht nahezu eliminiert. Zurück bleibt an den Schweißnahtübergängen eine gegenüber der Hot-Spot-Extrapolation [34] bzw. der Linearisierung [49] über der Wanddicke leicht erhöhte Quasi-Strukturspannung [66], die für den regelwerksbasierten Nachweis bzw. die in [57] vorgestellte Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes direkt herangezogen werden kann. Selbstverständlich lässt sich das auf diese Art und Weise zu generierende Modell ebenfalls für die Hot-Spot- und Linearisierungsvarianten einsetzen. Modellierungsseitig lässt sich der empfohlene Spline weiterhin durch eine voll kreisbogenförmig ausgerundete Nahtbeschreibung ersetzen, deren Kontur entsteht, indem im Sinne der **Abbildung 28** zunächst die Linien  $L1/L2$  und  $L3/L4$  miteinander kombiniert bzw. verschmolzen werden und zwischen den beiden neu entstandenen Linien eine tangential in die Bauteile 1 und 2 einmündende Ausrundung eingebracht wird. Der Filletradius sollte gemäß **Abbildung 29** mit der Länge der kürzeren der beiden ursprünglichen Linien  $L1$  bzw.  $L3$  identisch sein.

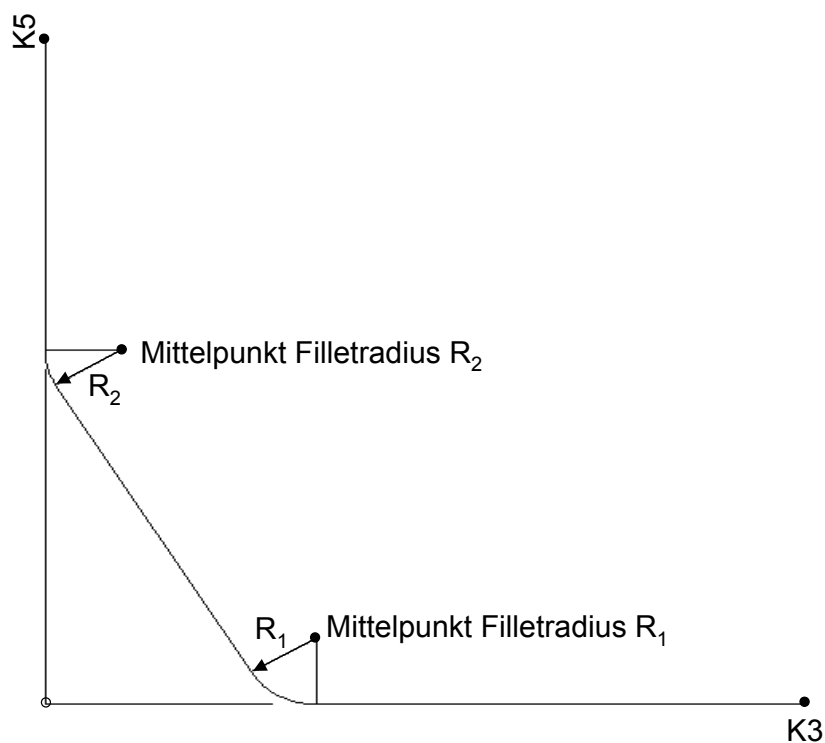


**Abbildung 29:** Grundkontur einer voll ausgerundeten Naht

### 8.3. Kerbspannungskonzeptkonforme Schweißnahtmodellierung

Kennzeichnende Merkmale der Schweißnahtmodellierung im Sinne von gegenwärtig angewendeten Verfahrensvarianten des Kerbspannungskonzeptes sind nach Abschnitt 5.3 und **Abbildung 12** idealisierte Nahtflanken ohne Abbildung einer möglichen Nahtüberhöhung und Spannungssingularitäten vermeidende tangentielle Übergänge. Diese Idealisierung der Nahtabbildung lässt sich unmittelbar in die im Abschnitt 8.1 umrissene Grundstrategie der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung einbetten. So gelangt man in Anlehnung an **Abbildung 28** zur Nahtkontur für Kerbspannungskonzepte, indem die Übergänge 1 und 2 (Hilfspunkte  $K_2$  und  $K_4$ ) mit den gewünschten Filletradien  $R_1$  und  $R_2$  (z.B.  $R_1=R_2=1\text{mm}$ ) als zusätzlichen geometrischen Parametern versehen werden. Die Nominalschräge nach **Abbildung 28** kann dabei direkt in die flache Nahtflanke nach **Abbildung 30** übergehen.

Bei ebenen Stumpfnähten wird im Sinne des Kerbspannungskonzeptes die Nahtüberhöhung im Berechnungsmodell berücksichtigt. In diesem Fall sind die Nahtflankenwinkel nach **Abbildung 18** bei der Erstellung der Radien  $R_1$  und  $R_2$  zu berücksichtigen. Anstelle der flachen Nahtflanke erfolgt die Verbindung der beiden Übergangsradien durch einen Spline mit entsprechend tangentialem Anfangs- und Endanstieg. Über die Nahtflankenwinkel lässt sich ebenfalls eine mögliche Exzentrizität der Nahtüberhöhung (Verlagerung des Punktes der maximalen Nahtüberhöhung zu den Übergängen hin) steuern.



**Abbildung 30:** Grundkontur der Schweißnaht für Kerbspannungskonzepte

#### 8.4. Kontur- und Bauteilmodellierung bei Anwendung des Örtlichen Konzeptes

Die höchsten Anforderungen an die geometrische Modellierung des Schweißnahtbereiches stellt zweifelsohne das im Abschnitt 6.3 zur Lebensdauerabschätzung nachbearbeiteter Schweißverbindungen empfohlene Örtliche Konzept. Es besteht Interesse an der Bereitstellung einer Modellierungsstrategie, die mit möglichst wenigen universell einsetzbaren Geometrieparametern die Nachbildung der aus den dargestellten Nachbearbeitungsverfahren resultierenden Nahtkonturen erlaubt. Abzubilden ist auch in diesem Fall die Makrogeometrie unter Ausschluss von Mikrokerben, Rauigkeiten und Welligkeiten. Mit der voll ausgerundeten Nahtform liegt in Anlehnung an **Abbildung 29** auch bereits eine mögliche modellierungsseitige Grundkontur vor. Hinzu kämen die Fälle gemäß **Abbildung 17** überschliffrer bzw. gemäß **Abbildung 18** WIG-nachbehandelter Nahtübergänge. Im Interesse einer möglichst universellen Anwendbarkeit sollte sich auch die in **Abbildung 30** gezeigte Grundkontur für das Kerbspannungskonzept als ein Sonderfall ergeben.

Weiterhin sind bei Anwendung der Finite-Elemente-Methode zur Beanspruchungsanalyse Überlegungen bezüglich der diskretisierungsgerechten Flächen- bzw. Volumenaufteilung im Bauteilinneren anzustellen. Hierbei sind die besonderen Anforderungen an kerbbeanspruchungsorientierte FE-Analysen zu berücksichtigen. Zu letzteren gehören in Bezug auf die Abbildung von Kerben im 2D-Bereich bzw. im ebenen Schnitt allgemein und für Schweißnahtübergänge im Besonderen [66,217]:

- Modellierung einer Randschicht möglichst unverzerrter Viereckselemente annähernd gleicher Kantenlänge (Quadrat) im Bereich des durch hohe Beanspruchungsgradienten gekennzeichneten Kerbgrundes.
- Nutzung von Elementtypen mit quadratischen Ansatzfunktionen.
- Entlang einer abgerundeten Kerbgrundlinie mit einem Winkel von  $90^\circ$  werden 18 Elemente empfohlen. In der praktischen Anwendung auf Schweißnahtübergänge reduziert sich die erforderliche Elementanzahl entlang der Kerbgrundlinie in Abhängigkeit vom zu realisierenden Flankenwinkel damit meist auf 6-9.
- Entlang der Randschicht werden 6 Elemente zur kontinuierlichen Vergrößerung der Elementkantenlänge empfohlen.
- Für die Diskretisierung der angrenzenden Bereiche können Dreiecks-, Vierecks- oder Hybridnetze Verwendung finden [64,66,217].

Bezüglich der Elementanzahl im Kerbgrund wurden nahezu identische Empfehlungen als Ergebnis einer neueren Sensitivitätsanalyse ausgesprochen [227]. Bei der Festlegung der Elementkantenlängen  $LE_2$  und  $LE_3$  der Randschicht (**Abbildung 31**) lässt sich für einen beliebigen Kerbgrund mit dem Radius  $r$  als mathematisches Optimierungsproblem mit der Forderung der Minimierung der Längendifferenzen zwischen den einzelnen Seiten formulieren. Betrachtet man die Längendifferenzen als voneinander abhängige Fehler, so erhält man nach Gauß'scher Fehlerfortpflanzung [23]:

$$\sigma_{Gau\beta} = \sqrt{(LE1 - LE2)^2 + (LE1 - LE3)^2} \quad (132)$$

Die Elementkantenlänge  $LE3$  lässt sich nach

$$\frac{LE3}{LE2 + r} = \frac{L1}{r} \Leftrightarrow L1 - L3 = -\frac{L1 \cdot L2}{r} \quad (133)$$

elementar über den Strahlensatz darstellen und damit aus Gl. (132) eliminieren:

$$\sigma_{Gau\beta} = \sqrt{(LE1 - LE2)^2 + \frac{LE1^2 \cdot LE2^2}{r^2}} \quad (134)$$

Über die Externalbedingung

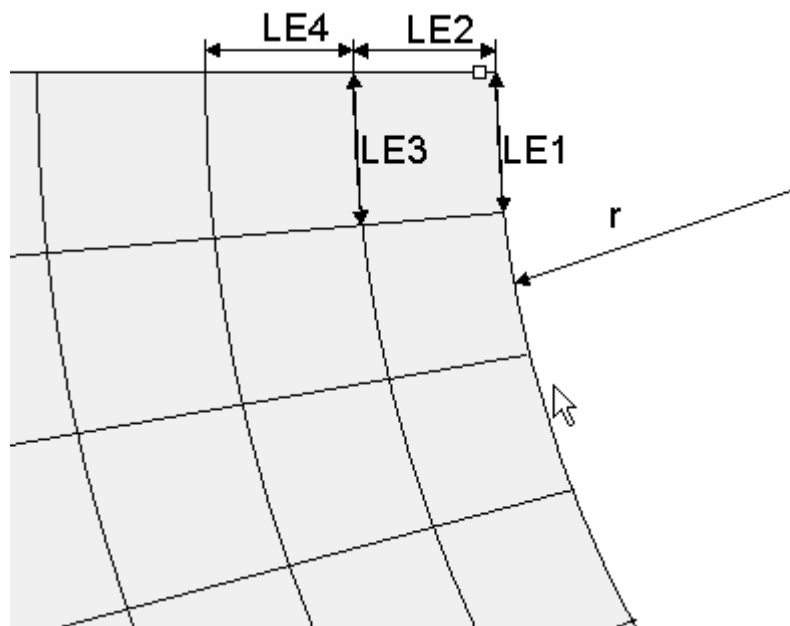
$$\frac{\partial \sigma}{\partial LE2} = \frac{LE1^2 \cdot LE2 - LE1 \cdot r^2 + LE2 \cdot r^2}{r \cdot \sqrt{LE1^2 \cdot (LE2^2 + r^2) - 2 \cdot LE1 \cdot LE2 \cdot r^2 + LE2^2 \cdot r^2}} = 0 \quad (135)$$

erhält man die gesuchte Seitenlänge  $LE2$ :

$$LE2 = \frac{LE1 \cdot r^2}{LE1^2 + r^2} \quad (136)$$

Durch wiederholtes Anwenden der Gleichungen lässt sich die Breite jedes einzelnen Elementes in der Randschicht exakt festlegen und damit durch Aufsummieren von  $L2$ ,  $L4$  usw. auch die Randschichtdicke selbst.

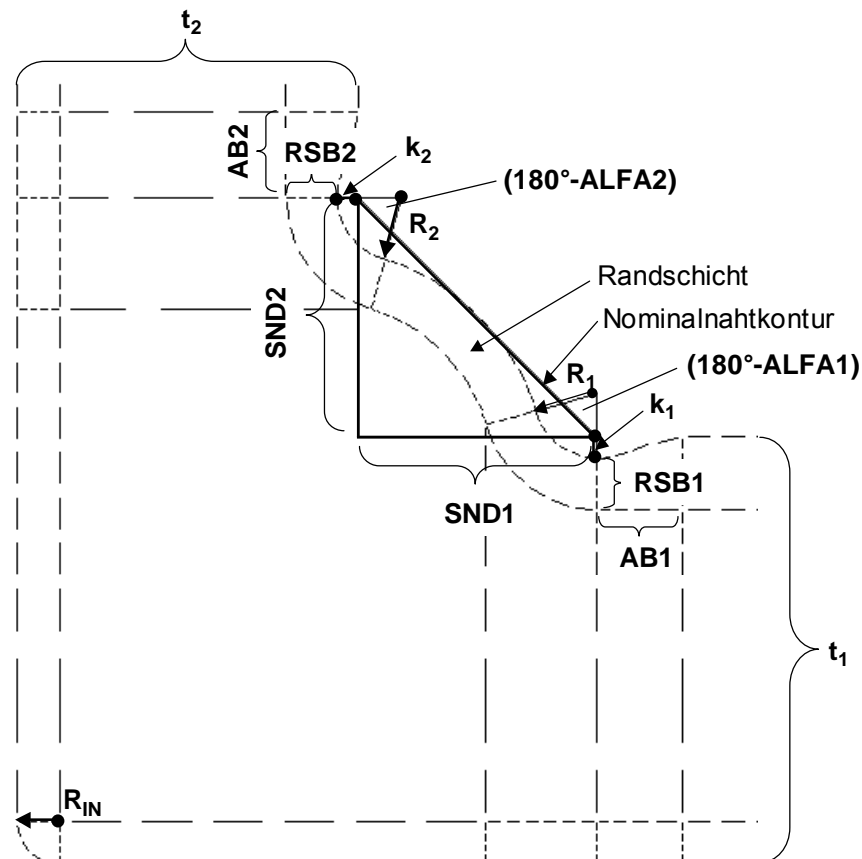
Die Anwendung der genannten Kriterien liefert für die Berechnungspraxis eine Richtschnur, um ohne Nutzung adaptiver Vernetzungstechniken bei geringstmöglichem Modellierungsaufwand zu optimaler Ergebnisgenauigkeit zu gelangen. Insbesondere die Randschichtmodellierung lässt sich innerhalb kommerzieller FE-Programmsysteme in Makroform weitestgehend automatisieren und die Elementkantenlängen können über entsprechende Linienteilungen im Solid Model gesteuert werden.



**Abbildung 31:** Elementkantenlängen in Kerbgrund und Randschicht

Unter Beachtung dieser Vorbetrachtungen modellierungs- und vernetzungstechnischer Art wird eine universelle Grundkonfiguration gemäß **Abbildung 32** vorgeschlagen. Zur universellen Beschreibung der Nahtkontur machen sich **neun geometrische Parameter** erforderlich: die Abstände  $AB1$  und  $AB2$  (identisch mit den Linien  $L2$  und  $L4$  nach **Abbildung 28**), die Nominalnahtschenkellängen  $SND1$  und  $SND2$  (identisch mit  $L1$  und  $L3$  nach **Abbildung 28**), die Kerbtiefen  $k_1$  und  $k_2$ , die Kerbradien  $R_1$  und  $R_2$  und schließlich die Nahtflankenwinkel  $ALFA1$  und  $ALFA2$ .

Über letztere lässt sich gleichzeitig die Form der Nahtüberhöhung bei tangentialem Einmünden in die Kerbradien steuern. Im Sinne der FE-Vernetzung wird die Einführung von Randschichten der Breiten  $RSB1$  und  $RSB2$  empfohlen. Eine zusätzliche Randschicht empfiehlt an der Innenseite ausgehend vom Radius  $R_{IN}$  einer möglichen Lochrandinnenkante bei Behälter-Stutzen-Verbindungen, die häufig ebenfalls möglichen Ausgangspunkt von Ermüdungsrissen darstellt [z.B. 133]. Selbstverständlich lassen sich als Alternative zu den den Modellierungsaufwand steigernden Randschichten präprozessorspezifische Werkzeuge der lokalen Netzverfeinerung (r-Adaptivität) einsetzen. Die Wanddicken der durch Schweißen miteinander zu verbindenden Bauteile werden wieder mit  $t_1$  und  $t_2$  bezeichnet. Die Schweißnahtkontur im Bereich der Abstände  $AB1$  und  $AB2$  wird wiederum durch tangential einmündende Splines realisiert. Neben den Flächen- bzw. Volumenumrandungen sind in **Abbildung 32** ebenfalls die möglichen Linienteilungen in Vorbereitung der Vernetzung aufgeführt.

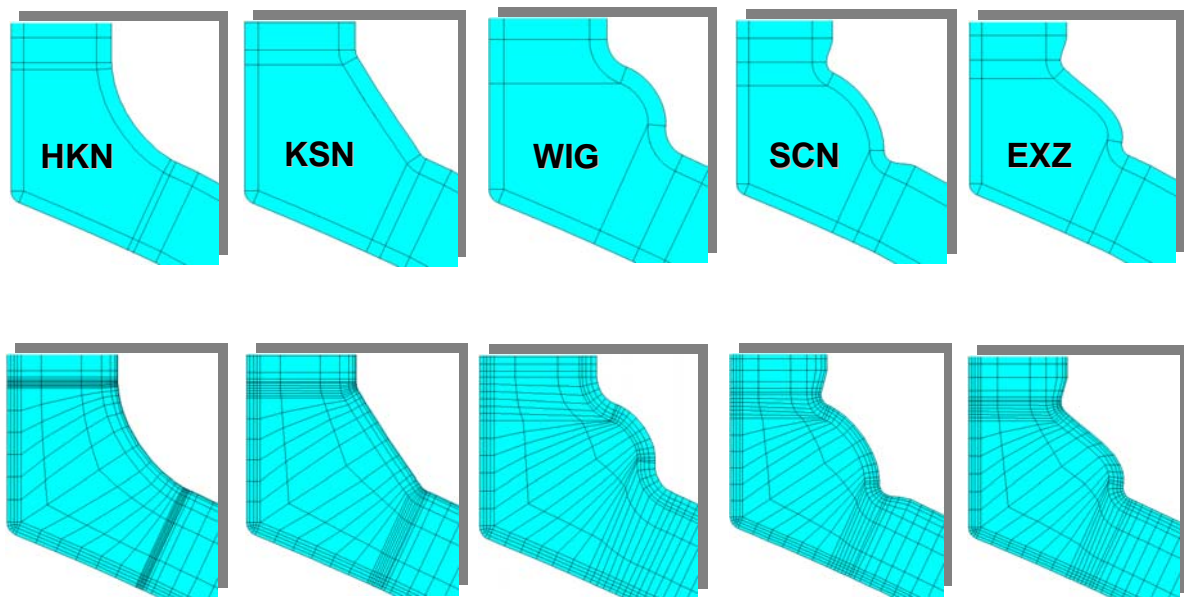


**Abbildung 32:** Universelle Nahtmodellierung mit Flächen- bzw. Volumenaufteilung

Mit dem eingeführten Parametersatz ist die Beschreibung der voll ausgerundeten Nahtoberfläche ähnlich **Abbildung 29** möglich, indem bei  $k_1=k_2=0$  große Nahtflankenwinkel  $ALFA1=ALFA2=160^\circ-170^\circ$  gewählt werden. Der Sonderfall der Kerbspannungnaht (KSN) ist ähnlich **Abbildung 30** ebenfalls als Sonderfall enthalten, indem bei  $k_1=k_2=0$  und  $R1=R2=1mm$   $ALFA1=ATAN(SND2/SND1)$  und  $ALFA2=ATAN(SND1/SND2)$  gesetzt wird.

Die Tragfähigkeit des Ansatzes ist in **Abbildung 33** am Beispiel des Schweißnahtquerschnittbereiches einer Behälter-Stutzen-Verbindung mit gewölbtem Grundkörper (z.B. Kugel- oder Zylinderschale) identischer Nominalgeometrie dargestellt.

Durch geeignete Variation des bereitgestellten Parametersatzes lassen sich die voll ausgerundete Naht (HKN=Hohlkehlnaht), die Kerbspannungnaht (KSN), die WIG-nachbehandelte Nahtvariante (WIG), die an den Übergängen überschlifffene Naht (SCN) und eine mögliche Exzentrizität der Nahtüberhöhung (EXZ) abbilden. Die Flächen- bzw. Volumenaufteilung erfolgt in diesem Fall in einer Art und Weise, die die Generierung eines reinen Vierecks- bzw. Hexaedernetzes erlaubt (siehe unterer Teil der **Abbildung 33**).

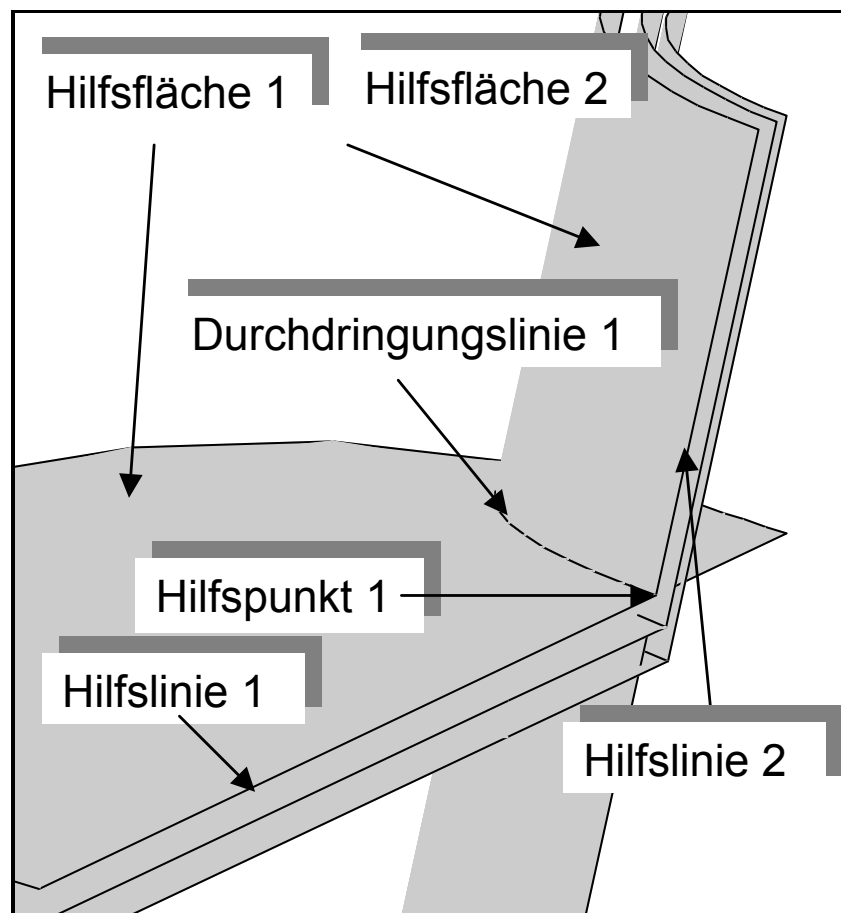


**Abbildung 33:** Modellierung und Diskretisierung bei identischer Nominalnahtkonfiguration

Der Ansatz ist damit konzeptübergreifend. Das Örtliche Konzept stellt abgesehen von einer zur Hohlkehle voll verschliffenen Naht die höchsten Ansprüche an die geometrische Konturbeschreibung und Vernetzung. Die in der Regel geringere Anforderungen stellende Nahtgeometriebeschreibung im Sinne des Struktur- und Kerbspannungskonzeptes ist in dieser universellen Modellierungsstrategie jeweils als Sonderfall enthalten, wie **Abbildung 33** belegt. Die Ausdehnung auf nichtrotationssymmetrische räumliche Strukturen erfordert einige Zusatzüberlegungen, die Gegenstand des folgenden Abschnittes sind.

### 8.5. Zur Schweißnahtmodellierung im 3D-Bereich

Im Sinne einer Aufwands- und Kostenminimierung wird man bestrebt sein, die Modellierung und Festigkeitsanalyse auf 2D-Modelle bzw. einfach durch Rotations- bzw. Extrusionsoperationen zu generierende 3D-Strukturen zu begrenzen. In vielen Fällen lässt das zu untersuchende Bauteil derartige Vereinfachungen auch zu. Hat man es jedoch mit komplizierteren und unsymmetrischen 3D-Strukturen zu tun, so steht die Frage der entsprechenden Erweiterung der vorgestellten Modellierungsstrategie. Ein Standardbeispiel dieser Art ist eine Schweißverbindung aus zylindrischem Mantel und Stutzen. Die Schweißnahtkontur entsteht in diesem Fall entlang einer komplizierten räumlichen Durchdringung. Eine einfache Extrusion eines gesamten Querschnittes ähnlich **Abbildung 32** entlang einer Durchdringungslinie ist hierbei zum Scheitern verurteilt, da sich zwar einzelne Linien, nicht jedoch das Ensemble der Grundkontur unter Beibehaltung der Integrität des Modells extrudieren lassen. Vielmehr wird jeder einzelne Punkt des ebenen Schnittes gemäß **Abbildung 32** Ausgangspunkt einer eigenständigen Durchdringungslinie. Die jeweiligen Durchdringungslinien werden dabei durch Schnittoperationen mit geeigneten Hilfsflächen generiert. Die generelle Vorgehensweise wird in **Abbildung 34** erläutert.



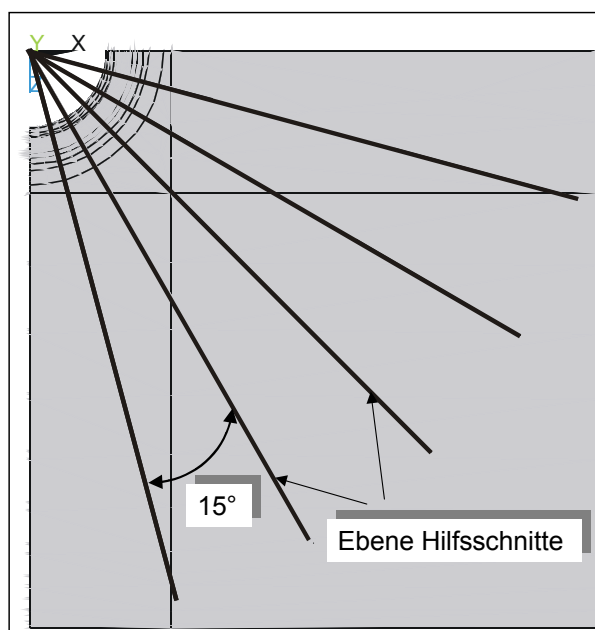
**Abbildung 34:** Generierung der Durchdringungslinien für die räumliche Schweißnahtkontur



Der Hilfspunkt 1 repräsentiert den Endpunkt einer Linie (z.B. der Schweißnahtüberhöhung oder des Nahtübergangsradius) gemäß **Abbildung 32**. Die zugehörige räumliche Durchdringungslinie 1 ergibt entsprechend der hier betrachteten Baugruppe durch die Boolesche Operation des Verschneidens der zylindrischen Hilfsflächen 1 und 2. In analoger Art und Weise wird mit sämtlichen weiteren benötigten Durchdringungslinien verfahren. Als Ergebnis liegen die umrandenden Durchdringungslinien für den gesamten Schweißnahtbereich vor.

Prinzipiell könnte nun unter Vorgabe der Umrandungen eine Approximation der Schweißnahtkontur und der Flächen im Bauteilinneren durch *NURBS* (Non Uniform Rational B-Splines) erfolgen. Aus diesen umrandenden Flächen könnten wiederum die zur Vernetzung benötigten Volumina generiert werden. Bei diesem Modellierungsweg kann es praktisch jedoch trotz exakt konstruierter Umrandungslinien zu erheblichen Problemen mit der Flächenapproximation über größere Abschnitte der Durchdringung kommen. Dies betrifft insbesondere die Abbildung der im Vergleich zu den übrigen geometrischen Abmessungen sehr kleinen Kerbradien. Abhilfe schafft gemäß **Abbildung 35**, die eine Draufsicht auf den Stutzen darstellt, die Einbringung einer angemessenen Zahl an ebenen Hilfsschnitten entlang des Durchdringungsbereiches.

Bei der Modellierung von Behälter-Stutzen-Verbindungen hat sich hierbei die Einbringung von ebenen Hilfsschnitten im Abstand von  $15^\circ$  bezogen auf das zylindrische Koordinatensystem des Stutzens bewährt [83]. In jedem dieser ebenen Hilfsschnitte erfolgt die Modellierung des Schweißnahtquerschnittes gemäß **Abbildung 32**. Querschnittsflächen wie in **Abbildung 33** werden somit Seitenflächen von Volumina, die jeweils einen  $15^\circ$ -Sektor umspannen. Die Übertragbarkeit der an Hand der Zylinder-Stutzen-Verbindung abgeleiteten Strategie für den 3D-Bereich wird an Hand von **Abbildung 36** verdeutlicht.



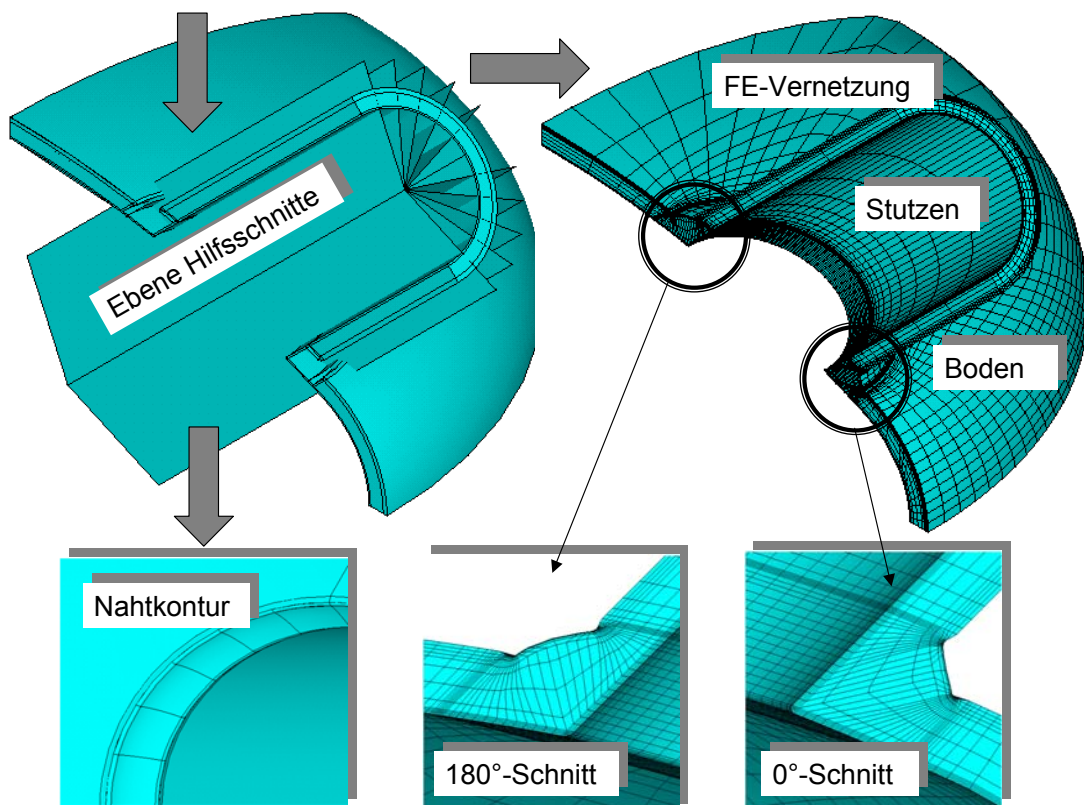
**Abbildung 35:** Ebene Hilfsschnitte

Hierbei dient das Viertelmodell einer torisphärischen Schale (druckbehältertypische Struktur eines Klöpperbodens) als Grundkörper mit einem im Krepfenbereich angeordneten und geneigten Stutzen (Halbmodell) als Beispiel. Die Anordnung der ebenen Hilfsschnitte erfolgt analog, so dass die Konturbeschreibung der Schweißnaht im gesamten modellierten Bereich erfolgen kann. Aus den Schnittdarstellungen des vernetzten Modells ( $0^\circ$  und  $180^\circ$  bezogen auf das Stutzenkoordinatensystem) wird deutlich, dass sich der Schweißnahtquerschnitt entlang des Durchdringungsbereiches verändert.

Der entstehende Modellierungsaufwand ist beachtlich und es besteht jeweils das Problem, die entstehenden Flächen im Sinne der FE-Vernetzbarkeit zunächst sinnvoll zusammenzufassen und schließlich adäquate Teilvolumina zu bilden. Hierbei kann sich der Blick im Sinne des Aufwandes und der Machbarkeit durchaus in Richtung spezialisierter CAD-Tools richten.

Die Möglichkeit der Parametrisierung des Schweißnahtbereiches sollte dabei in jedem Fall als ein wesentliches Qualitätsmerkmal des Prinzips der konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung beibehalten werden.

Schließlich ist in diesem Zusammenhang auf die Möglichkeit des Einsatzes der Randintegralmethode (BEM) gesondert hinzuweisen, da durch die Beschränkung der Diskretisierung auf die Oberflächen der Struktur die Modellerstellung und Vernetzung erleichtert und flexibilisiert wird.



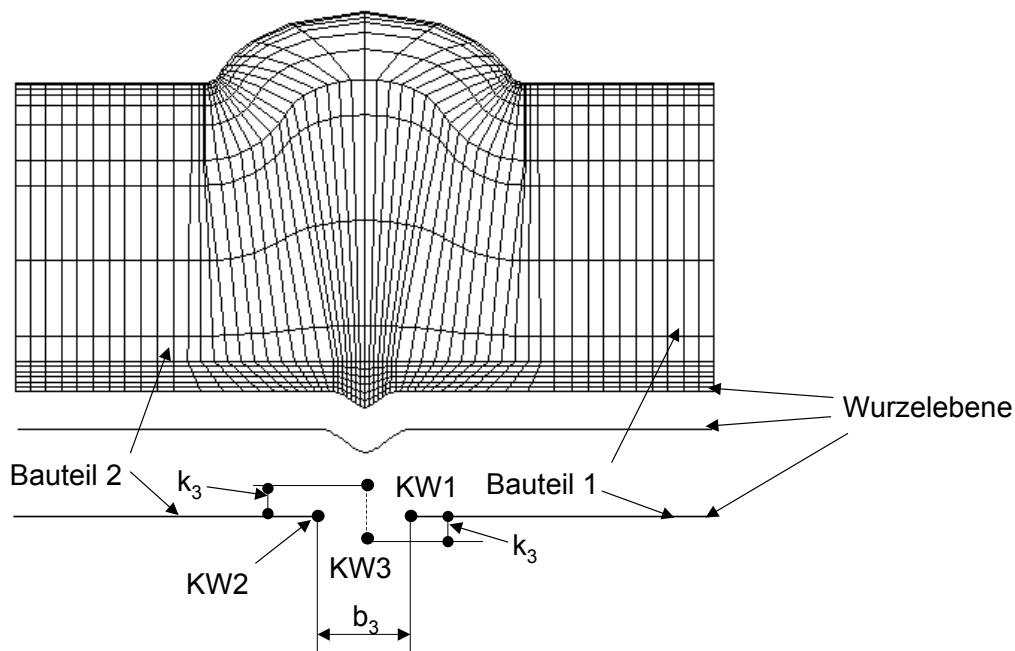
**Abbildung 36:** Exemplarische Modellierung eines torisphärischen Bodens mit Stutzen

### 8.6. Zur Modellierung von Schweißnahtwurzelbereichen

Die (nicht nachbearbeitete) Nahtwurzel kann das Schädigungsverhalten bei zyklischen Beanspruchungsverhältnissen dominieren. Diese Aussage trifft insbesondere auf Schweißverbindungen zu, bei denen im Wurzelbereich keine im Sinne der Ermüdungsfestigkeit vorteilhafte Gegenschweißung vorgesehen ist. Es ist weiterhin zu bedenken, dass Stumpfnähte mit nicht gegengeschweißter Wurzel bei hochdynamisch beanspruchten Strukturen ohnehin nur eine untergeordnete Rolle spielen [228]. Besonders empfehlenswert ist jedoch auch hierbei eine Nachbearbeitung der Schweißnahtwurzel im Sinne kerbfreien Verschleifens. Damit wird auch bei Ergreifen von Maßnahmen der Lebensdauersteigerung durch Nachbearbeitung der Nahtübergänge abgesichert, dass nicht eine bloße Verlagerung des versagenskritischen Ortes zur Nahtwurzel hin erfolgt.

Eine (idealisierende) Erfassung der Nahtwurzel ist im Rahmen des Kerbspannungskonzeptes nach Olivier, Köttgen und Seeger [5,63] gemäß Abschnitt 5.3 und **Abbildung 12** im Gegensatz zum Strukturspannungskonzept standardmäßig vorgesehen. Damit ist ein direkter Nachweis für die Schweißnahtwurzel als potenziellem Versagensort möglich.

Die im Folgenden aufgezeigte Modellierungsstrategie für Nahtwurzelbereiche bezieht sich generell auf durchgeschweißte Verbindungen (z.B. V-, HV-Nähte). Für nicht durchgeschweißte Kehlnahtverbindungen werden Hinweise zur Idealisierung und Modellierung z.B. in [34,52,229,230] gegeben. Bei zyklisch beanspruchten Druckbehälterkomponenten sollte jedoch beispielsweise die nicht durchgeschweißte Kehlnaht keine Verwendung finden, weil dabei immer eine innere scharfe Kerbe bereits konstruktiv vorgegeben ist und bei ungünstiger Spannungsverteilung für den Schädigungsprozess maßgebend werden kann.



**Abbildung 37:** Modellierung im Bereich der Schweißnahtwurzel

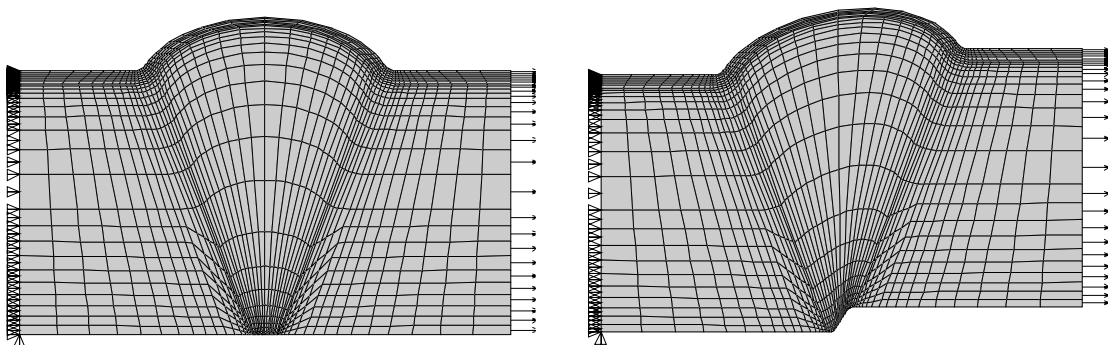
Generell gestaltet sich die Berücksichtigung der Nahtwurzel in der Modellierung erheblich unkomplizierter als die konzeptkonforme Abbildung der Schweißnahtübergänge. Wertvolle Hilfe bei der modellseitigen Festlegung der Geometrieparameter leisten beispielsweise die nach [218] innerhalb der gewählten Bewertungsgruppe einzuhaltenden Grenzen bezüglich Wurzelüberhöhung, -rückfall und -kerbe. Innerhalb der bei schwingenden Beanspruchungsverhältnissen generell zu empfehlenden [94] Bewertungsklasse B nach [218] dürfen Wurzelrückfall und -kerbe maximal eine Tiefe von  $k_3=0.5mm$  aufweisen. Für die Wurzelüberhöhung wird  $k_3 \leq 1.0mm + 0.3 \cdot b_3$ , maximal jedoch  $3.0mm$  zugelassen. Hierbei bezeichnet  $b_3$  die Breite des Wurzelspaltes, der auf der der Fertigung zu Grunde liegenden technischen Zeichnung vermerkt sein sollte und auch für die hier vorzustellende Modellierung von Wurzelunregelmäßigkeiten herangezogen wird. Von der geometrischen Kenngröße  $b_3$  sollte gemäß **Abbildung 37** (horizontaler Abstand der Hilfspunkte  $KW1$  und  $KW2$ ) bei der Modellierung im Bereich der Wurzelebene ausgegangen werden. Als dritter Hilfspunkt bezeichnet  $KW3$  die Tiefe  $k_3$  der Wurzelüberhöhung (unterhalb der Wurzelebene) bzw. des Wurzelrückfalles oder der Wurzelkerbe (oberhalb der Wurzelebene). Somit sind beide Fälle von vornherein im Modell integriert. Für  $k_3=0$  ergibt sich der Sonderfall der glatten bzw. kerbfrei verschliffenen blechebenen Nahtwurzel. Von  $KW1$  kann nun über  $KW3$  ein Spline bis zu  $KW2$  unter Anpassung von Anfangs- und Endanstieg gelegt werden. Bei Behälter-Stützen-Verbindungen ist zu beachten, ob sich die Schweißnahtwurzel im Bereich des Stützens (aufgesetzte Variante) oder des Grundkörpers (eingesetzte Variante) befindet. Die modellierungstechnischen Grundsätze sind analog zur in **Abbildung 37** dargestellten Stumpfnah [64]. In ähnlicher Art und Weise lassen sich ebenfalls mögliche Decklagenunterwölbungen im FE-Modell abbilden [64].

### **8.7. Berücksichtigung von äußeren Imperfektionen in der Modellbildung**

Äußere Schweißnahtimperfektionen bzw. Formabweichungen wie Versatz, Aufdachung, Eindachung und Unrundheit nehmen infolge der resultierenden sekundären Biegebeanspruchung signifikanten Einfluss auf das Ermüdungsverhalten und finden aus diesem Grund in den einschlägigen Regelwerken und Berechnungsrichtlinien [z.B. 34,44] gesondert Berücksichtigung. Hierbei werden meist analytische Berechnungsformeln auf Biegetheoriebasis angeboten [z.B. 34,44,231], mit denen im Sinne des Strukturspannungskonzeptes eine Korrektur der maximalen Strukturspannung erfolgt. In [9] wird alternativ eine Herabstufung in der Bewertungsklasse bzw. eine Berücksichtigung auf Berechnungsseite (analytische Lösungen, FEM) angeboten, ohne dass konkrete Berechnungsformeln zur Verfügung gestellt werden.

In Anlehnung an die Qualitätsanforderungen nach [218] ist vor allem die Berücksichtigung des Kantenversatzes von Interesse, für den im Rahmen der Bewertungsgruppe B bei Längsnähten  $0.1 \cdot t$ , maximal jedoch  $3.0\text{mm}$  zulässig sind, während für Umfangsschweißnähte  $0.5 \cdot t$  und maximal  $2.0\text{mm}$  angegeben werden. Ausgangspunkt ist die Grundkonfiguration nach **Abbildung 28** mit  $\gamma = 90^\circ$  (ebene Stumpfnahktur). Diese ist nun an der Stelle des Hilfspunktes  $K1$  aufzuspalten und die Hilfslinien  $L1$  und  $L2$  sind in Richtung des Versatzes zu verschieben. Die Modellierung der Nahtübergänge erfolgt dann wie bereits beschrieben. Analog ist mit dem Nahtwurzelbereich in Anlehnung an **Abbildung 37** zu verfahren. Erfolgt eine Schrägstellung des Nahtüberhöhungsbereiches, so ist lediglich die Hilfslinie  $L2$  in Kantenversatzrichtung zu verschieben. Die Hilfslinien  $L3$  und  $L1$  bilden dann einen geraden Linienzug zwischen den Hilfspunkten  $K4$  und  $K2$ . Die "Nominalschräge" ist mit diesem Linienzug wiederum identisch und die Modellierung von Nahtübergängen und Nahtüberhöhung erfolgt in Analogie zur bereits beschriebenen Vorgehensweise. Auf- bzw. Eindachungen werden natürlich der Grundstrategie folgend durch eine entsprechende Winkelbildung am Hilfspunkt  $K1$  berücksichtigt. Die grundlegende Modellierungsstrategie bleibt dabei vollständig erhalten. Schließlich können auch verschiedene Formabweichungsarten ein und dieselbe Schweißnahtstruktur betreffen.

Ein den dargestellten Modellierungsgrundsätzen folgendes Modell einer ebenen Stumpfnah mit und ohne Versatz ist exemplarisch in **Abbildung 38** dargestellt [56].



**Abbildung 38:** Ebene Stumpfnah mit und ohne Versatz

## 9. Experimentell-rechnerischer Nachweis

Die in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Berechnungsmethoden für zyklisch beanspruchte Schweißnähte mit und ohne schwingfestigkeitssteigernder Nachbearbeitung sollen mit Blick auf Aussagen zur Treffsicherheit und zu Verifikationsmöglichkeiten konkreten Ergebnissen aus experimentellen Untersuchungen im Bereich hoher und niedriger Lastzyklenzahlen gegenübergestellt werden.

Gegenstand der Experimente ist eine Stutzeneinschweißung mit ebener Platte als Grundkörper, wie sie häufig im Bereich des chemischen Apparatebaus anzutreffen ist. Die gefertigten Probekörper folgen der in **Abbildung 39** gezeigten (nicht maßstäblichen) Technischen Zeichnung mit den dort aufgeführten Hauptmaßen. Der Stutzen ist demnach auf die ebene Grundplatte aufgesetzt und mit dieser durch eine mit dem Schweißautomaten gefertigte HV-Naht (Detail W) verbunden. Damit genügt die fertigungstechnische Ausführung zunächst unter Einhaltung der Vorgaben der Bewertungsgruppe B nach [218] den Grundanforderungen an zyklisch beanspruchte Schweißnähte [94]. Die mit dem Schweißautomaten gefertigte Naht weist bei einem hohen Grad an Reproduzierbarkeit zunächst die Besonderheit auf, dass sich ungleiche Schenkellängen der Nahtflanken (Ist-Naht) gegenüber den häufig standardmäßig angenommenen Nominalnahtausführungen [z.B. 68] (siehe Abschnitt 8.1) mit identischen Längen  $L1$  und  $L3$  ergeben (Soll-Naht). Der Lebensdauerabschätzung im Berechnungsteil sollten letztendlich möglichst die tatsächlichen Maße der Ist-Naht zu Grunde gelegt werden, da diese eine signifikante Einflussgröße geometrischer Art darstellen. Durch die Einbringung einer Nut in die Platte am Übergang zum Zylinder (Detail Y nach **Abbildung 39**) lässt sich in diesem Fall auf Grund der Veränderung der Steifigkeitsverhältnisse auch Einfluss auf die sich an den Schweißnahtübergängen (Detail W nach **Abbildung 39**) ergebende Maximalbeanspruchung nehmen. Die Nut ist zudem als potenziell konkurrierender (ungeschweißter) versagenskritischer Ort in die Betrachtungen einzubeziehen. Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis ist grundsätzlich für sämtliche hochbeanspruchten Orte zu führen, wobei die sich jeweils ergebenden niedrigsten zulässigen Lastwechselzahlen maßgebend für die Auslegung sind. Zur Vermeidung einer Verlagerung des Ortes der Rissbildung an die Stutzeninnenseite ist grundsätzlich ein Verschleifen des Wurzelbereiches der voll durchgeschweißten Naht vorgesehen. Wurzelfehler wurden durch die für die fertigungstechnische Ausführung vorgegebenen Qualitätsanforderungen ausgeschlossen. Aus gleichem Grunde erfolgte ein Verschleifen des Wurzelbereiches der Übergangnaht von der ebenen Platte zum Zylinder (Detail Y nach **Abbildung 39**) vor dem Einbringen der Nut.

Der gesamte Probekörper wird mit einer Gegenplatte verschraubt, wodurch ein Druckraum entsteht, der für die Simulation einer schwellenden Innendruckbelastung (druckbehäl-

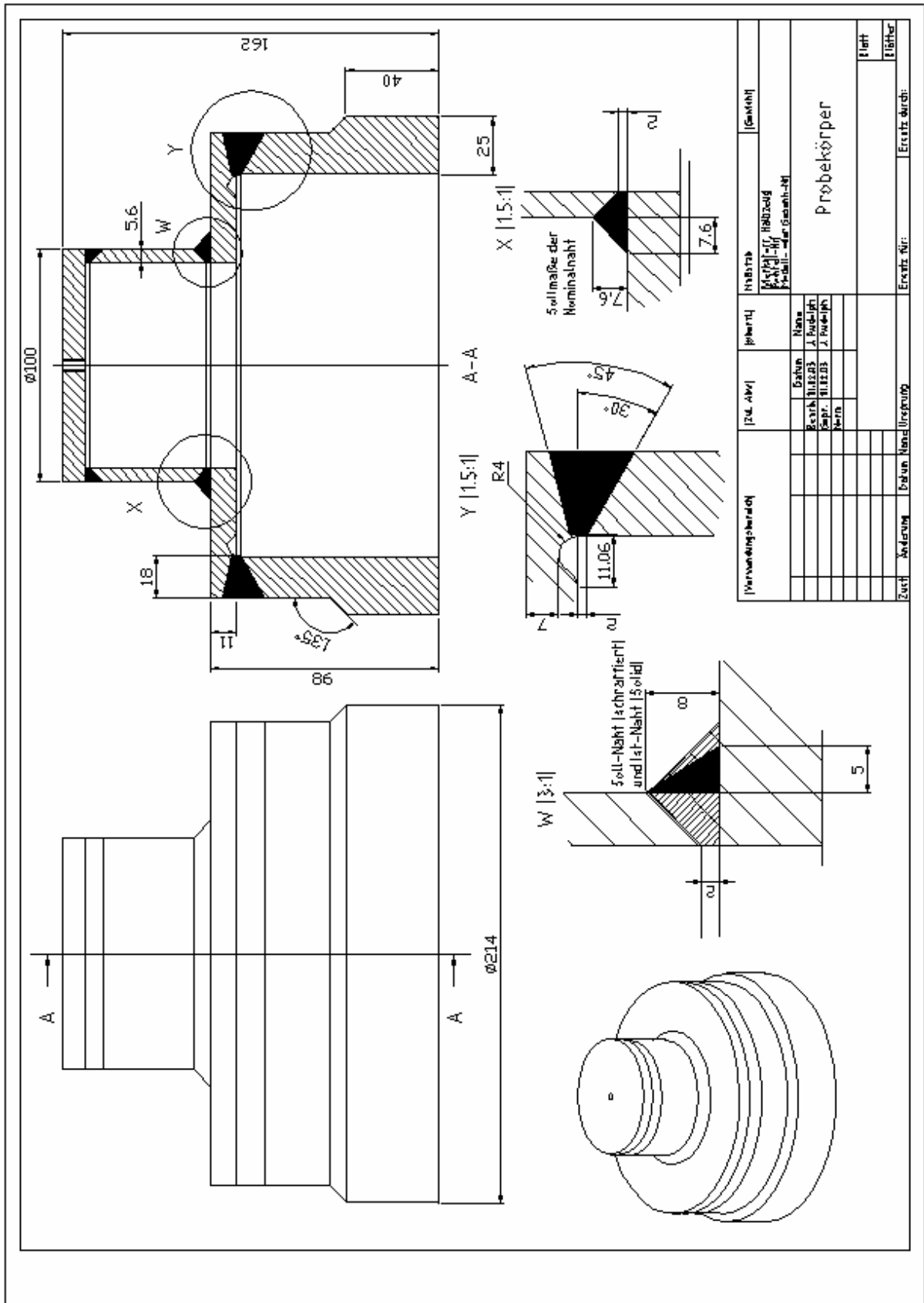


Abbildung 39: Abmessungen der Probekörper

tertypische Konfiguration, die sich beispielsweise beim An- und Abfahren von Apparaten und Anlagen der chemischen Industrie einstellt) genutzt werden kann.

Zur Festlegung der im Versuch zu fahrenden Maximallast sind weiterhin Angaben zur Schweißnahtnachbearbeitung und zum verwendeten Konstruktionswerkstoff erforderlich. Um eine statistisch abgesicherte Aussage für einen Belastungshorizont zu gewinnen, werden zunächst für jede Schweißnahtausführung vier Probekörper vorgesehen. Einem Satz un bearbeiteter Nähte sollen dabei direkt Ausführungen mit überschlifften und WIG-nachbehandelten Übergängen sowie auch die kerbfrei ausgeschliffene Variante gegenübergestellt werden. Damit sind insgesamt zunächst 16 Versuchskörper gleicher Nominalmaße erforderlich. Die Oberflächeneigenschaften des ungeschweißten Nutbereiches entsprechen jeweils der Qualität einer mechanischen Bearbeitung mit Rautiefen von ca.  $50\mu\text{m}$ , d.h.  $0.05\text{mm}$ .

Die Fertigung von Zylinder und Stutzen erfolgte aus nahtlosen Stahlrohren der Werkstoffgüte *ST 35.8 (1.0305; P235 G1 TH)* nach DIN 2448 [232]. Den für die Stutzeneinschweißung vorgesehenen ebenen Platten liegen Halbzeuge aus dem im Apparatebau üblichen Kesselblech *H11 (1.0425; P265 GH)* zu Grunde, während der auf den Stutzen aufgesetzte Deckel aus *ST 52-3N (1.0570; S355 J2 G3)* gefertigt ist. Das Verschweißen erfolgte jeweils bei Gewährleistung eines im Vergleich zum Grundwerkstoff artgleichen Gefüges.

Die konzeptkonforme FE-Modellierung als Grundlage der rechnerischen Lebensdauerabschätzung ist in **Abbildung 40** dargestellt.

Das vollparametrisierte Modell besteht aus 1404 ebenen Elementen mit rotationssymmetrischer Option (quadratischer Ansatz). Bei der Lagerung des Modells erfolgt eine Orientierung an der realen Einschraubung der Probekörper in die Gegenplatte. Als Belastung wirkt ausschließlich der schwellend aufzubringende innere Überdruck. Die Modellierung des Schweißnahtbereiches (Detail W nach **Abbildung 39**) erfolgte nach der im Abschnitt 8.4 entwickelten universellen Strategie und erlaubt gemäß **Abbildung 40** sowohl die Konturnachbildung sämtlicher in den Versuchen angewendeter Nahtvarianten als auch die Anpassung der Nominalnahtabmessungen. Die Diskretisierung in den Kerbbereichen der Schweißnaht und der Nut folgt weiterhin den in Abschnitt 8.4 entwickelten Leitsätzen.

In einer Testrechnung an einem Modell ohne Nut wurde zunächst an Hand der Soll-Naht im Sinne des Kerbspannungskonzeptes (Übergangsradien von  $1\text{mm}$ ) ein Sensitivitätstest bezüglich der Elementanzahl im Kerbgrund durchgeführt. Gemäß **Abbildung 41** läuft das Modell mit quadratischen Ansatzfunktionen schon ab 4 Elementen (!) gegen den Sollwert des elastischen Übertragungsfaktors von  $c_1=77$  (Schweißnahtübergang zum Stutzen hin). Bereits ab 2 Elementen befindet man sich im 5%-Band der Abweichung. Entlang der Randschicht sind ebenfalls jeweils vier Elemente ausreichend.



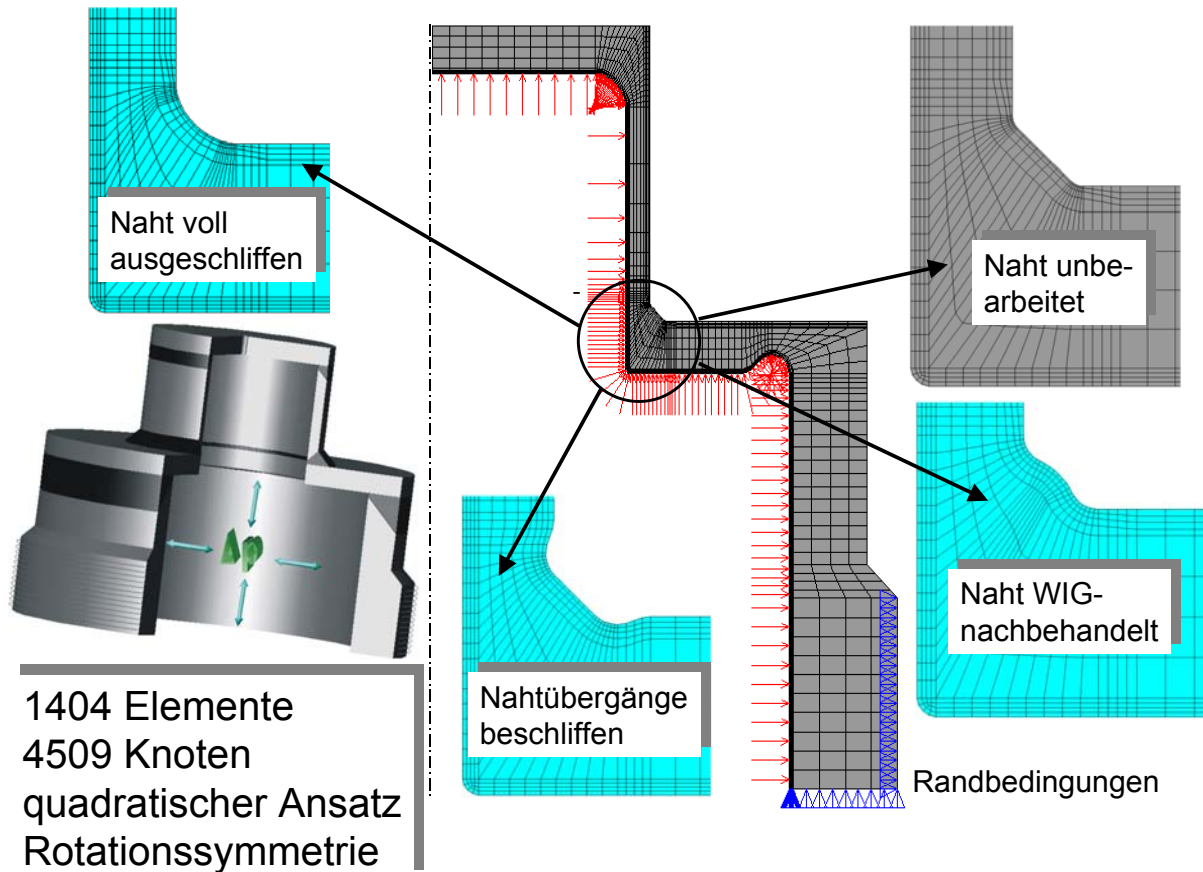


Abbildung 40: Konzeptkonforme FE-Modellierung

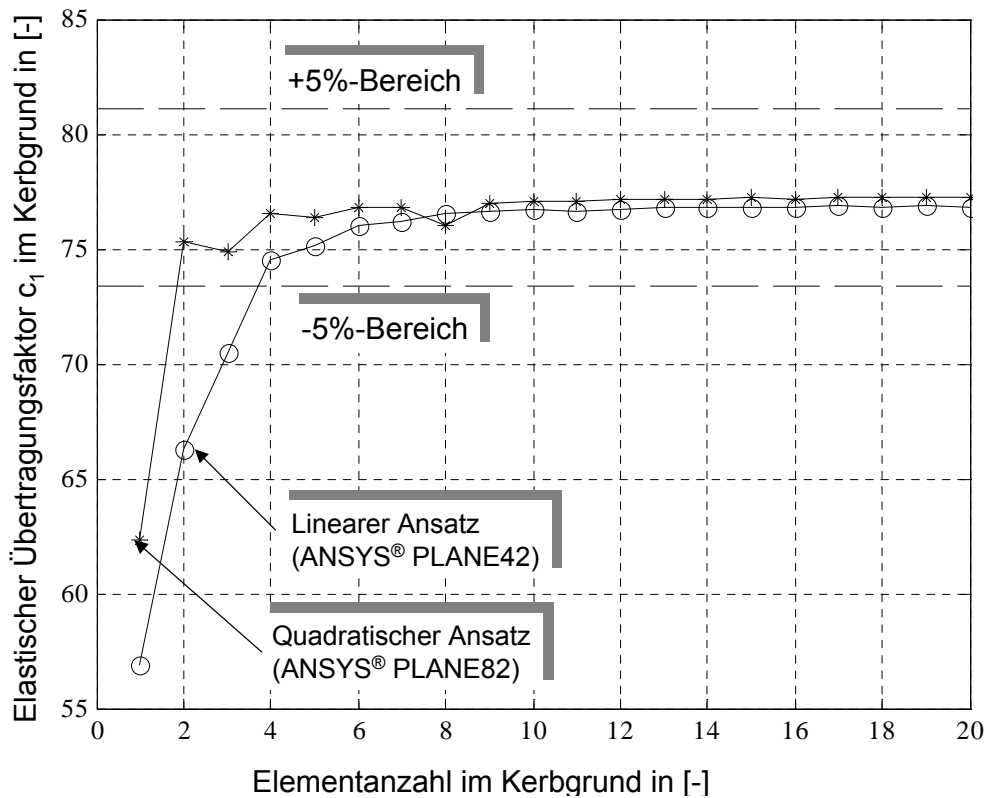
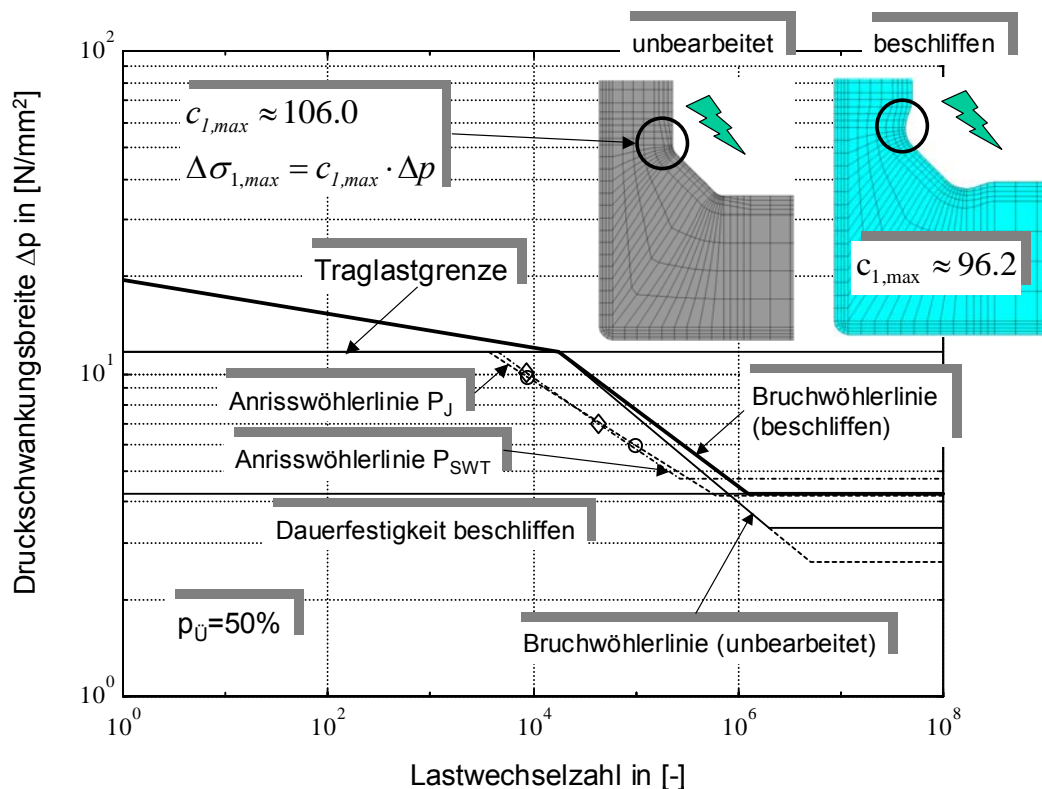


Abbildung 41: Konvergenzbetrachtung für die Vernetzung des Schweißnahtüberganges

Die Einbringung der Nut (Detail Y nach **Abbildung 39**) führt bezüglich der (nicht nachbearbeiteten) Soll-Naht zu einer Erhöhung des maximalen elastischen Übertragungsfaktors von  $c_1=77$  auf  $c_1=106$ . Dieser Wert dient gleichzeitig als Abschätzung für die obere Grenze der realen Beanspruchung. Für diese Konfiguration wurde zunächst eine Bauteil-Wöhlerlinie (Versagenskriterium: Bruch) auf Basis des Kerbspannungskonzepts gemäß Abschnitt 5.3 für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_U=50\%$  und  $R=0$  unter Verwendung der Originaldaten von Olivier, Köttgen und Seeger [63] ( $\Delta\sigma = 352\text{N/mm}^2$  für  $N = 2 \cdot 10^6$  und  $k=3.0$  gemäß Abschnitt 5.3) abgeleitet. Bezüglich des Übergangs zur Dauerfestigkeit ist unter Nutzung der Gleichungen 12 ( $\Delta L = \Delta p$ ) und 21 ( $N = 2 \cdot 10^6$  und  $N_D = 5 \cdot 10^6$ ) sowohl der Wert bei  $N = 2 \cdot 10^6$  als auch bei  $N = 5 \cdot 10^6$  (gestrichelt gezeichnet) ausgewiesen:

$$\Delta p(N = 2 \cdot 10^6) = \frac{\Delta\sigma(N = 2 \cdot 10^6)}{c_1} = \frac{352\text{N/mm}^2}{106} = 3.32\text{N/mm}^2$$

$$\Delta p(N = 5 \cdot 10^6) = \frac{\Delta\sigma(N = 2 \cdot 10^6)}{c_1} \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}\right)^{-\frac{1}{k}} = \frac{352\text{N/mm}^2}{106} \cdot 2.5^{-\frac{1}{3}} = 2.45\text{N/mm}^2.$$



**Abbildung 42:** Lebensdauerabschätzung für die Soll-Naht

Zur Abgrenzung des niederzyklischen Bereiches wurde eine numerische Traglastbestimmung nach Abschnitt 4.3 vorgenommen, die bei einer Fließgrenze von  $R_{p0.2}=252\text{N/mm}^2$  mit  $p_p=11.65\text{N/mm}^2$  ausgewiesen wird. Aus dem Verhältnis von Zugfestigkeit und Fließgrenze lässt sich weiterhin eine Wöhlerlinienabschätzung für den niederzyklischen Bereich nach [21]

vornehmen, wobei für die Zugfestigkeit vorsichtigerweise auf den garantierten Mindestwert von  $R_m=420\text{N/mm}^2$  zurückgegriffen wird. Für den hier durchzuführenden experimentell-rechnerischen Nachweis ist dieses Verhältnis jedoch nicht weiter von Belang. Das Strukturspannungskonzept kam für die nicht nachbearbeitete Nahtvariante in diesem Fall nicht zum Einsatz.

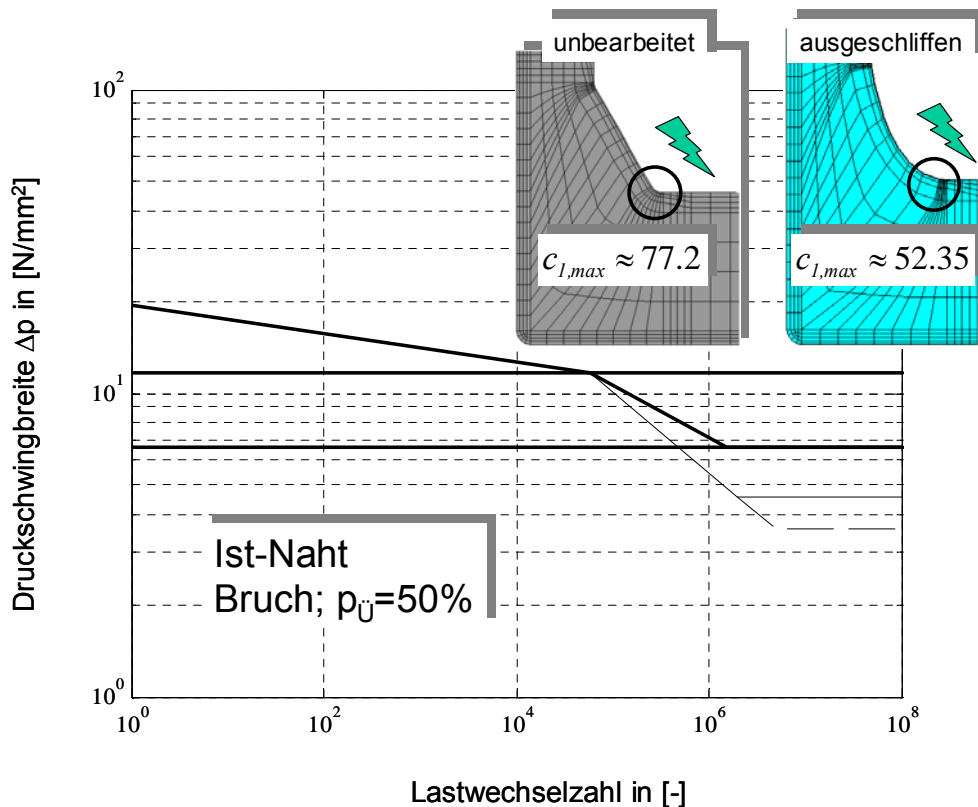
Eine Quantifizierung der erwarteten Wirkung der Schweißnahtnachbearbeitung wird durch Gegenüberstellung der Variante mit überschlifften Nahtübergängen ( $c_1=96.2$ ) weiterhin für die Soll-Naht realisiert. Die Abschätzung der Lebensdauer erfolgt hierbei zunächst nach dem vereinfachten Algorithmus gemäß Abschnitt 6.2 (Versagenskriterium: Bruch).

Schließlich wird für diese Nachbearbeitungsvariante eine Abschätzung der Lebensdauer bis zum Technischen Anriss nach Örtlichem Konzept unter Verwendung der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  und  $P_J$  entsprechend der im Abschnitt 6.3 bereitgestellten Berechnungsalgorithmen und unter Abschätzung der zyklischen Werkstoffkennwerte nach Uniform Material Law (UML) [138] durchgeführt. Die praktische Anwendung ist dabei an eine programmtechnische Umsetzung der Berechnungsgleichungen gebunden. Die mittels Berechnungsprogramm ermittelten Resultate sind ebenfalls in **Abbildung 42** eingetragen. Es wird zunächst deutlich, dass die Nahtnachbearbeitung einen signifikanten Anstieg der (rechnerischen) Bauteil-Dauerfestigkeit hervorruft. Aus der Gegenüberstellung von Bruch- und Anriss-Wöhlerlinien wird der dominante Anteil der Technischen Risseinleitungsphase an der Gesamtlebensdauer für die nachbearbeitete Nahtausführung deutlich.

Die im Rahmen des Örtlichen Konzeptes verwendeten Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  und  $P_J$  führen unter der angenommenen Innendruckschwellbelastung zu nahezu identischen Verläufen der Bauteil-Wöhlerlinie bis zum Technischen Anriss. Diese Aussage wäre bei Aufbringung von Betriebslastfolgen mit variablen Amplituden gemäß Abschnitt 7 sicher nicht mehr haltbar [166]. Der Übergang zur Dauerfestigkeit wird zwischen  $1.5 \cdot 10^5$  und  $5.0 \cdot 10^5$  Lastwechseln erwartet.

Die numerische Untersuchung der Ist-Naht (Detail W in **Abbildung 39**) weist zunächst eine Verlagerung des versagenskritischen Ortes zum Schweißnahtübergang an der ebenen Platte und einen Abfall der Maximalbeanspruchung um ca. 37% mit den entsprechenden Auswirkungen auf die rechnerische Lebensdauerabschätzung aus (**Abbildung 43**).

Diese Absenkung ist allein auf die Veränderung der Nominalmaße der Schweißnaht (Schenkellängen) zurückzuführen und belegt den immensen Einfluss der Feingeometrie des Schweißnahtbereiches auf das Resultat der rechnerischen Lebensdauerabschätzung. Die elastischen Übertragungsfaktoren für die unbearbeitete Nahtausführung ( $c_1=77.2$ ) und die voll ausgeschliffene Variante ( $c_1=52.35$ ) stecken gleichzeitig die beanspruchungsseitigen Grenzen für die Ist-Naht ab.



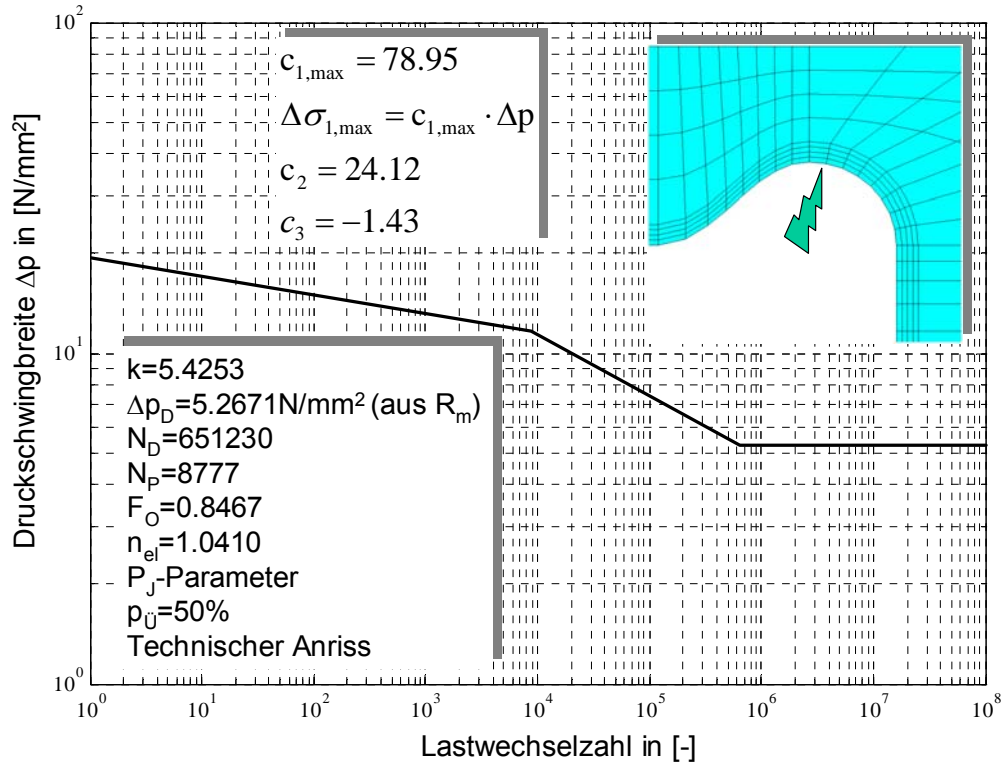
**Abbildung 43:** Lebensdauerabschätzung für die Ist-Naht

Die für das Versagenskriterium Bruch abgeleiteten Bauteil-Wöhlerlinien (Überlebenswahrscheinlichkeit  $p_U=50\%$ ) werden zur Festlegung des Belastungshorizontes bei den experimentellen Untersuchungen herangezogen.

Der schwelend aufzubringende Maximaldruck sollte dabei sowohl Ermüdungsbeanspruchungen induzieren, die sich in der Nähe der Traglast bewegen als auch solche in Dauerfestigkeitsnähe, die jedoch nicht zu Durchläufern führen. In Anlehnung an **Abbildung 43** erfolgt die Festlegung eines Maximaldruckes von  $p_{max}=7.5N/mm^2$  für das Gros der Probekörper. Als zweiter Belastungshorizont wird  $p_{max}=10.0N/mm^2$  festgelegt.

Für die Nut ergibt sich ein maximaler elastischer Übertragungsfaktor bezüglich der ersten Hauptspannung von  $c_{1max}=71.13$ . Dieser liegt gemäß **Abbildung 42** unterhalb des vergleichbaren Beanspruchungsparameters für die beschliffene Nahtvariante bei Annahme der Soll-Naht, jedoch über den Maximalwerten der in **Abbildung 43** gezeigten Ist-Naht.

Hierdurch wird die Nut als möglicher Ausgangspunkt des Ermüdungsversagens interessant, zumal die mechanische Bearbeitung Spuren in der Oberflächentopologie hinterlässt, die als potenzielle Rissstarter in Betracht kommen [233]. Die rechnerische Lebensdauerabschätzung für die Nut führt mit dem Schädigungskriterium Technischer Anriss zu der in **Abbildung 44** dargestellten Bauteil-Wöhlerlinie.

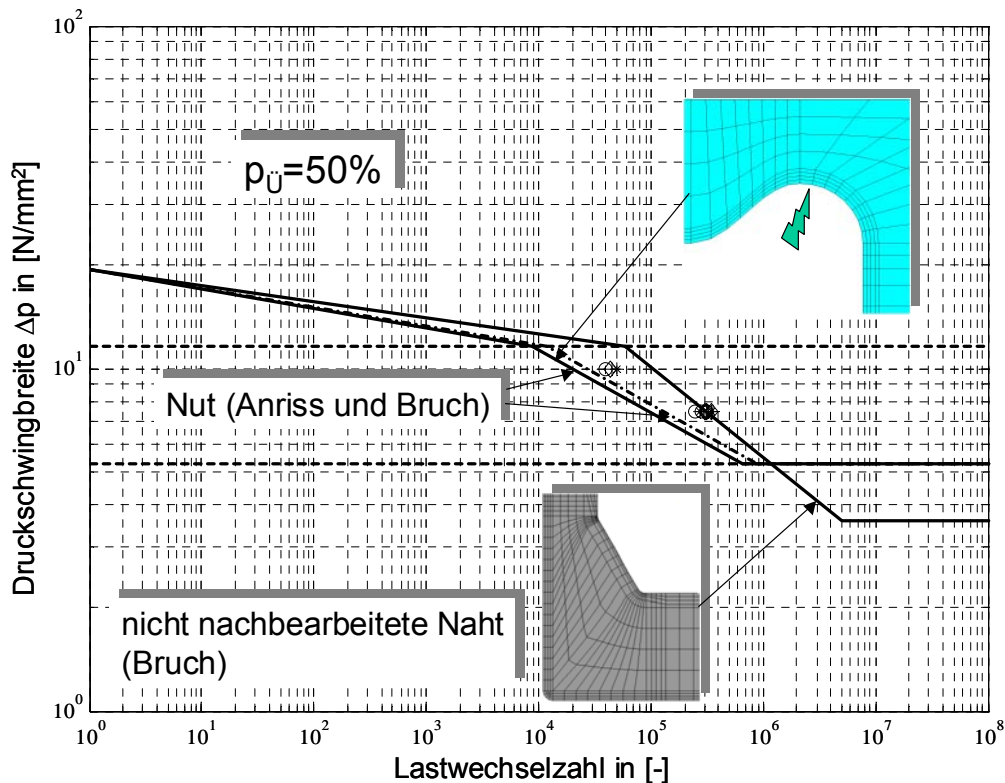


**Abbildung 44:** Lebensdauerabschätzung für die Nut

Die Versuche im hochzyklischen Bereich ( $p_{max}=7.5\text{N/mm}^2$ ) wurden als Auftragsarbeit an der Staatlichen Materialprüfanstalt der Universität Stuttgart durchgeführt [235]. Hierbei standen insgesamt 16 Versuchskörper zur Verfügung, die die verschiedenen Nahtvarianten (nicht nachbearbeitet, überschleifen, voll ausgeschliffen und WIG nachbehandelt) abdeckten. In einer servohydraulischen Innendruckprüfanlage IDP 3 (DAS 400) wurden die Innendruckschwellversuche bei Raumtemperatur und einer Prüffrequenz von  $5\text{Hz}$  durchgeführt. Bei sämtlichen Versuchskörpern traten zwischen 168200 und 357000 Lastwechseln Leckagen in Folge von wanddurchdringenden Rissen auf [235]. Die Risspositionen und ungefähren Endrisslängen wurden mittels Farbeindringverfahren bestimmt. Es zeigte sich, dass bei den tatsächlichen Nahtabmessungen (Ist-Naht nach **Abbildung 39**) im Wesentlichen die Nut am Übergang zum Zylinder (Detail Y nach **Abbildung 39**) das Versagensgeschehen bestimmt. In zwei Fällen trat das Versagen am Nahtübergang zum Stutzen (Detail W nach **Abbildung 39**) auf. Bei drei Versuchen war die Schweißnaht des oberen Deckels für das Versagen maßgebend. Letztere wurden jedoch nicht mit in die Auswertung einbezogen, da das Versagen auf eine mangelhafte Ausführung der Handschweißung des oberen Deckels (nicht vollständig durchgeschweißte Wurzel) zurückzuführen war.

Zeitgleich wurden an der Universität Dortmund vier Versuche auf dem zweiten vorgegebenen Belastungshorizont von  $p_{max}=10.0\text{N/mm}^2$  durchgeführt. Es kam bei Raumtemperatur und Wasser als Prüfmedium eine hydraulische Pumpe vom Typ MAXIMATOR® der Firma

Schmidt, Kranz & Co. GmbH aus Zorge/Südharz zum Einsatz. Die Prüffrequenz lag bei 1Hz. Auch hierbei dominierte die Nut in drei Fällen das Versagensgeschehen. In einem Versuch zeugten deutliche plastische Verformungen des Deckels vom Rissbeginn in der Nut. Noch bevor es jedoch zum Durchriss kam, versagte der nicht nachbearbeitete Nahtübergang zum Stutzen. Im Wesentlichen wurden die Stuttgarter Ergebnisse auf höherem Lastniveau bestätigt. Im Mittel ergaben sich bei Versagenskriterium Bruch für die Stuttgarter Versuche 308700 und für die Dortmunder 44163 Lastwechsel. Sämtliche Versuchsergebnisse sind in **Abbildung 45** aufgetragen und den abgeschätzten Bauteil-Wöhlerlinien für die Nut und die nicht nachbearbeitete Naht gegenübergestellt. Die Anriss-Wöhlerlinie für die Nut entspricht hierbei **Abbildung 44**. Die zugehörige Bauteil-Wöhlerlinie für das Versagenskriterium Bruch (gestrichelt gezeichnet) wurde dabei unter der Parallelitätsvermutung vereinfacht nach [21] abgeschätzt. Zusätzlich eingetragen ist die Bauteil-Wöhlerlinie für die nicht nachbearbeitete Naht nach Kerbspannungskonzept [5, 63].



**Abbildung 45:** Versuchsergebnisse und Gegenüberstellung

Sämtliche abgeschätzten Bauteil-Wöhlerlinien beziehen sich auf eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $p_U=50\%$ . Es zeigt sich, dass der Versagenspunkt für die nicht nachbearbeitete Naht auf dem Lasthorizont  $p_{max}=7.5\text{N/mm}^2$  durch das Kerbspannungskonzept sehr gut abgebildet wird. Die günstige Ausführung der Nominalnaht mit flachen Nahtanstiegswinkeln führt in Verbindung mit der Nahtnachbearbeitung zu einer eindeutigen Verlagerung des Versagensgeschehens in den Nutbereich. Die für diesen Bereich abgeschätzte Bauteil-Wöhlerlinie sichert konservative Ergebnisse. Die Verhältnisse von experimentellen und errechneten Lastwechselzahlen liegen bei 1.646 für den höheren und 2.4158 für den tieferen

Lasthorizont. Im Sinne einer lastwechselbezogenen Auswertung kann diesen Ergebnissen eine hohe Treffsicherheit bei einer Lebensdauerabschätzung zur sicheren Seite hin attestiert werden.

Es zeigt sich, dass durch die Durchführung der Schweißnahtnachbearbeitung nicht nur eine signifikante Lebensdauersteigerung sondern auch eine Verlagerung des versagenskritischen Ortes innerhalb der Struktur u.a. auch in ungeschweißte Bereiche möglich ist. Allein die durch die Einstellungen des Schweißautomaten steuerbaren Nominalmaße der Naht (Unterschied zwischen Soll- und Ist-Naht!) nehmen signifikanten Einfluss auf das Versagensgeschehen. Die vorliegenden Versuchsergebnisse lassen auf Grund der Verlagerung des maßgebenden Versagensortes keine Differenzierung der verschiedenen Nachbearbeitungsverfahren zu. Tendenziell zeigten jedoch die Ausführung „voll ausgeschliffen“ und „WIG nachbearbeitet“ die besten Lebensdauerwerte [235].

Es wären hierbei experimentelle Folgeuntersuchungen wünschenswert.

## 10. Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methodik bedarf über die in der angegebenen Fachliteratur disponible und durch den Abschnitt 9 ergänzte Datenbasis weiterer experimenteller Validierung bei Einstufen-, Mehrstufen- und Betriebsbelastungen. Letztere können in vielen Fällen nichtproportionalen Charakter mit entsprechenden konzeptionellen Konsequenzen tragen. Hierbei sind wiederum speziell Schweißverbindungen zu nennen.

Die wesentlichen Einflussfaktoren auf das Ermüdungsverhalten ungeschweißter und geschweißter Komponenten sind ausgeführt worden. Im Sinne einer Steigerung der Treffsicherheit von Lebensdauerabschätzungen besteht Forschungsbedarf im Bereich des statistischen Größeneinflusses im Allgemeinen und bezüglich Schweißverbindungen im Besonderen. Zur gleichberechtigten Berücksichtigung von größen- und gradientenbedingten Einflüssen sollte die Betrachtung dabei vorzugsweise für das jeweils hochbeanspruchte Volumen und nicht allein auf die Oberfläche beschränkt erfolgen.

Mit der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung lässt sich der Modul der numerischen Beanspruchungsanalyse im Rahmen von spannungs- und dehnungsbasierter Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises voll abdecken. Die künftige Bereitstellung spezialisierter CAD-Tools und automatisierter FE-Netzgeneratoren ist dabei hilfreich. Eine Weiterentwicklung sollte mit dem Ziel der Einbindung in Verfahrensvarianten des Rissfortschrittskonzeptes erfolgen, die eine direkte Modellierung des Ermüdungsrissses erforderlich machen. Hierbei sind die bruchmechanischen Grundlagen und Beanspruchungsparameter (Spannungsintensitätsfaktor, J-Integral) zu beachten. Dieser Entwicklungsbedarf ist insbesondere vor dem Hintergrund der expliziten Beschreibung des Ermüdungsschädigungsprozesses auf der Basis des Rissfortschrittes zu sehen.

Der u.U. beträchtliche Modellierungs- und Vernetzungsaufwand zur Bestimmung von Kerbbeanspruchungen führt im Sinne der praktischen Anwendung zur Frage möglicher Vereinfachungen bei konservativem Aussagegehalt. In diesem Zusammenhang ist das sich im konkreten Bauteil einstellende charakteristische Verhältnis von Struktur- und Kerbbeanspruchung von besonderem Interesse. Lässt sich hierfür innerhalb eines vorzugebenden Toleranzbereiches eine abgesicherte Aussage treffen, so kann die Bauteilberechnung auf die im Vergleich zur Kerbbeanspruchungsermittlung mit erheblich geringerem Aufwand verbundene Strukturspannungsanalyse beschränkt werden. Hiervon wird beispielsweise bei der Ableitung der im Abschnitt 5.4 dargestellten Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes Gebrauch gemacht. Weitere diesbezügliche Möglichkeiten der Modellvereinfachung und



---

Aufwandsreduzierung bei Schweißverbindungen erscheinen für künftige an die dargelegten Konzepte anknüpfende forschungsseitige Bestrebungen als aussichtsreich.

Eine Grundvoraussetzung zur Bestimmung der ermüdungsrelevanten Beanspruchungsamplituden ist die Kenntnis des im praktischen Betrieb auftretenden Belastungsspektrums. Letzteres stellt zum gegenwärtigen Zeitpunkt ein zentrales Problem innerhalb der Lebensdauerabschätzung dar. Im Idealfall müsste bereits in der Auslegungsphase das im späteren Betrieb z.B. einer Druckbehälterkomponente tatsächlich auftretende Lastspektrum bekannt sein. Die hier dargestellten Berechnungsmethoden beziehen sich zudem auf zumindest nahezu proportionale Beanspruchungsverhältnisse. Ausgeprägte Nichtproportionalität der zyklischen Belastung und hierbei insbesondere Phasenverschiebungen machen eine wesentliche Erweiterung sowohl der theoretischen Modellvorstellungen (Werkstoff- und Schädigungsmodell) als auch der benötigten experimentellen Datenbasis erforderlich. Wesentliche Teile der gegenwärtigen und künftigen Fatigue-Forschung sind als Konsequenz daraus in diesem Bereich angesiedelt [236]. Die erfolgreiche Beschreibung und Simulation der bei proportionalen Beanspruchungen mit variablen Amplituden ablaufenden Schädigungsprozesse liefert diesbezüglich einen methodischen Einstieg.

Schließlich sollten Prüftechnologien und –mittel eine Optimierung erfahren, um den hier formulierten Qualitätsansprüchen gerecht zu werden.

## 11. Zusammenfassung

Der Widerstand ungeschweißter und insbesondere geschweißter Bauteilbereiche gegen Ermüdungsschädigung erweist sich als ein komplexes Problem, für das methodisch und experimentell abgesicherte Auslegungsgrundlagen von exponierter praktischer Bedeutung sind. Die aus den ablaufenden Schädigungsprozessen ableitbare und sich mit der praktischen Erfahrung deckende Erkenntnis des möglichen Lebensdauergewinns durch gezielte und in ihrer fertigungstechnischen Ausführung qualitativ abgesicherte Verfahren der Schweißnahtnachbehandlung kann dabei zu einem bestimmenden Moment der BauteilAuslegung werden. Hierbei sind vor allem hochbeanspruchte Problemnähte einer Konstruktion ins Auge zu fassen.

Der Komplexität der im Bauteil bestimmter konstruktiver Gestalt unter Einsatz spezifischer Konstruktionswerkstoffe und unter Wirkung eines betriebsbedingten äußeren Lastspektrums ablaufenden Schädigungsprozesse entsprechen die Schwierigkeiten bei der Schaffung abgesicherter und in sich schlüssiger Algorithmen der rechnerischen Lebensdauerabschätzung für die Belange der Praxis. Dabei ist festzustellen, dass die Wissenschaft der großen Bedeutung des Phänomens der Werkstoffermüdung durch intensive Forschungstätigkeit mit zahlreichen hochwertigen modellgebundenen Detailergebnissen gerecht wird, die sowohl die grundlagenbezogene Erforschung und Beschreibung der ablaufenden komplexen Schädigungsvorgänge als auch die Entwicklung konzeptioneller Ansätze für die Auslegung von Komponenten betreffen. Hierbei erweist es sich als unmöglich, ein einziges universelles Konzept anzubieten, das etwa den gesamten Problemkreis der Bauteilermüdung abdecken könnte. Dennoch lassen sich für klar abgegrenzte Teilgebiete (z.B. nachbearbeitete Nähte) geschlossene Konzepte anbieten, wie in dieser Arbeit gezeigt werden konnte. Auch lässt sich eine Methodik entwickeln, die für die konkrete Bauteil- und Lastkonfiguration eine abgesicherte Verfahrensauswahl ermöglicht. Hierbei ist auf das anzuwendende Auslegungskriterium (Technischer Anriss, Bruch) und insbesondere die Kategorisierung bezüglich ungeschweißter und geschweißter Strukturen mit besonderem Blick auf die Schweißnahtnachbearbeitung zu achten.

Der numerischen Beanspruchungsanalyse kommt als Modul im Rahmen der Nachweisführung nach lokalen Konzepten des rechnerischen Ermüdungsfestigkeitsnachweises stets besondere Bedeutung zu. Die zu wählende Modellierungs-, Diskretisierungs- und Analysestrategie richtet sich dabei strikt nach dem verwendeten Nachweis Konzept bzw. sogar der jeweiligen Verfahrensvariante. Die hier entwickelte und dargestellte Methode der Konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung liefert hierfür die entsprechenden Tools mit dem An-

spruch weitgehend universeller Anwendbarkeit. Es lässt sich damit eine signifikante Erhöhung des Aussagegehaltes des jeweils verwendeten Nachweiskonzeptes erwirken.

Im Bereich der nichtnachbearbeiteten Nähte wurde eine neue Verfahrensvariante des Strukturspannungskonzeptes ausgearbeitet, die bei annehmbarem Modellierungsaufwand den Aussagegehalt des Nachweises erhöht.

Es bleibt festzuhalten, dass vom Ergreifen konstruktiver Maßnahmen der kerbarmen Gestaltung über eine beanspruchungsgerechte Werkstoffauswahl bis hin zu einer fundierten rechnerischen Auslegung bereits zum jetzigen Zeitpunkt ein breites Spektrum an anwendungsbereiten Tools zur Verfügung steht, die zu einer Optimierung bezüglich Ermüdung beitragen können, ohne hierbei den fortdauernden Handlungsbedarf in Frage zu stellen [237].

Im Hinblick auf aussichtsreiche Folgeuntersuchungen wurde ein Ausblick gegeben.

---

## 12. Literaturreferenzen

- [1] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. VDI-Verlag Düsseldorf, 1989
- [2] Lange, G.: Kerben – konstruktive Fehler und ihre Folgen. DVM-Bericht 127 „Mit Kerben leben?“, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 18. und 19. Oktober 200, Koblenz, ISSN 0944-5242
- [3] Lancaster, J.: Engineering Catastrophes. Causes and Effects of Major Accidents. Abbingdon Publishing, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 1996, ISBN 1 85573 204 1
- [4] Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau. Springer-Verlag, Berlin, 1995, ISBN 3-540-58348-3
- [5] Seeger, T.: Grundlagen für Betriebsfestigkeitsnachweise. In: Stahlbauhandbuch Band 1, Teil B. Stahlbau-Verlagsgesellschaft, Köln, 1996
- [6] Chu, C.C.: Fatigue Damage Calculation Using the Critical Plane Approach. Journal of Engineering Materials and Technology 117 (1995), S. 41/49
- [7] Socie, D.F.; Marquis, G.B.: Multiaxial Fatigue. Society of Automotive Engineers, Inc., 2000, ISBN 0-7680-0453-5
- [8] Kalnins, A.; Dowling, N.E.: Design Criterion of Fatigue Analysis on Plastic Basis by ASME B&PV Code. Proceedings of the 2003 ASME PVP Conference, Cleveland, Ohio, July 21-24
- [9] AD-Merkblatt S2. Berechnung auf Wechselbeanspruchung. Ausgabe Mai 1998. AD-Regelwerk. Carl Heymanns Verlag KG, Köln, 1998
- [10] Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF) Teil 5 und 6. LINDE-KCA Dresden 1986
- [11] Neuber, H.: Kerbspannungslehre. Springer-Verlag Berlin, 1985
- [12] Weiß, E.; Rudolph, J.; Nelz, J.: Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach AD-Regelwerk als erweiterndes Modul im ANSYS®-Postprocessing. Tagungsband, 15. CAD-FEM Users' Meeting, Fulda, 1997
- [13] Maddox, S.J.: Fatigue Strength of Welded Structures. Abbingdon Publishing, Woodhead Publishing Limited, Cambridge 1994, ISBN 1 85573 013 8
- [14] Nguyen, T.N.; Wahab, M.A.: A Theoretical Study of the Effect of Weld Geometry Parameters on Fatigue Crack Propagation Life. Engineering Fracture Mechanics 51 (1995), No.1, S. 1/18
- [16] Ritter, W.: Kenngrößen für Schweißverbindungen aus Stählen. Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Heft 53, Darmstadt, 1994
- [17] Haibach, E.: Die Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung. Bericht FB-77 des Laboratoriums für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, 1968

- 
- [18] Radaj, D.; Sonsino, C.M.: Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches.  
Abbingdon Publishing, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 1998,  
ISBN 1 85573 403 6
- [19] Rudolph, J.: "Rechnerische Ermüdungsfestigkeitsnachweise von Druckbehälterschweißverbindungen nach lokalen Konzepten.", Tagungsband „Fortschritte auf dem Gebiet der Druckgerätedimensionierung. Ermüdungsfestigkeit. Spezielle Festigkeitsprobleme.“ (Hrsg. E. Weiß), Universität Dortmund, 20. November 2001, ISBN 3-8265-9516-5
- [20] Jung, T.: Schwingfestigkeit unter Berücksichtigung des Spannungsbedingten und Technologiebedingten Größeneinflusses.  
Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1997, Papierflieger,  
Clausthal-Zellerfeld, 1998, ISBN 3-89720-184-4
- [21] Bergmann, J.; Thumser, R.: Synthetische Wöhlerlinien für Eisenwerkstoffe.  
Forschungsbericht P 249, Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V.,  
Düsseldorf, 1999
- [22] Gudehus, H.; Zenner, H.: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung.  
Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1995
- [23] Bronstein, I.N.; Semendjajew, K.A.: Taschenbuch der Mathematik. B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart und Leipzig, 1991
- [24] Seeger, T.; Amstutz, H.: Betriebsfestigkeitsnachweise für Schweißverbindungen auf der Grundlage örtlicher Konzepte.  
DVS-Berichte Band 187, DVS-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1997, S. 190/208
- [25] Maddox, S.J.: Calculating the Fatigue Strength of a Welded Joint Using Fracture Mechanics.  
Metal Construction and British Welding Journal, August 1970, S. 327/331
- [26] Maddox, S.J.: Assessing the Significance of Flaws in Welds Subjected to Fatigue.  
Welding Research Supplement, September 1974, S. 401-s/409-s
- [27] Hobbacher, A.: Zur Betriebsfestigkeit der Schweißkonstruktionen aus Baustahl auf Basis der Bruchmechanik.  
Dissertation, TH Aachen, 1975
- [28] Hobbacher, A. Zur Betriebsfestigkeit der Schweißverbindungen auf bruchmechanischer Grundlage.  
Archiv Eisenhüttenwesen 48 (1977), Nr. 2, S. 109/114
- [29] Haibach, E.: Fragen der Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen in herkömmlicher und in bruchmechanischer Betrachtungsweise.  
Schweißen und Schneiden 29 (1977), Heft 4, S.140/142
- [30] Paris, P.C.; Erdogan, F.A.: A Critical Analysis of Crack Propagation Law.  
Journal of Basic Engineering 85 (1963), S.528/539
- [31] Niemi, E.: Aspects of good design practice for fatigue-loaded welded components. Fatigue Design, ESIS 16 (Edited by J. Solin, G. Marquis, A. Siljander and S. Sipilä) 1993, Mechanical Engineering Publications, London, S. 333/351
- [32] Basquin, O.H.: The Exponential Law of Endurance Tests.  
Proc. ASTM 10 (1910), S. 625/630

- 
- [33] Haibach, E.; Matschke, C.: Normierte Wöhlerlinien für ungekerbte und gekerbte Formelemente aus Stahl.  
Stahl und Eisen 101 (1981), Heft 3, S. 135/141
- [34] Hobbacher, A.: Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile.  
IIW-Dokument XIII-1539-96 / XV-845-96, DVS-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [35] Dowling, N.E.: Mechanical Behaviour of Materials-Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue.  
Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1999
- [36] Zacher, P.: Verfahren zur Lebensdauervorhersage äußerlich mehrkomponentig, örtlich einachsiger beanspruchter Bauteile.  
Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Heft 51, Darmstadt, 1994
- [37] Weiß, E.: Traglasttheorie und niederzyklische Ermüdung.  
Skript zur Vertiefungsveranstaltung, Universität Dortmund, 2001
- [38] Hodge, P.G. Limit analysis of rotationally symmetric shells.  
Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1963.
- [39] AD-Merkblatt B9. Ausschnitte in Zylindern, Kegeln und Kugeln.  
Ausgabe Mai 1998. AD-Regelwerk.  
Carl Heymanns Verlag KG, Köln, 1998
- [40] Kalnins, A. Guidelines for sizing of vessels by limit analysis.  
WRC Bulletin 464. Welding Research Council. New York, 2001.
- [41] Rudolph, J.; Lietzmann, A.; Weiß, E.: Einsatzmöglichkeiten und –grenzen von Schalenelementen in druckbehälterspezifischen numerischen Festigkeitsanalysen.  
Erscheint in Technische Überwachung (2003)
- [42] Olivier, R; Ritter, W.: Wöhlerlinienkatalog für Schweißverbindungen aus Baustählen.  
DVS-Bericht Nr. 56, Düsseldorf, DVS, 1979-1985
- [43] Haibach, E.; Seeger, T.: Größeneinflüsse bei schwingbeanspruchten Schweißverbindungen.  
Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 29 (1998), S. 199/205
- [44] European Standard. EN13445-3: Unfired Pressure Vessels-Part 3: Design. CEN European Committee for Standardization.
- [45] Rudolph, J.; Weiß, E.: Grenzlastermittlung bei Schweißverbindungen.  
MP Materialprüfung 44 (2002), Nr. 1-2, S. 25/33
- [46] Hück, M.; Thrainer, Schütz, W.: Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss, Synthetische Wöhlerlinien.  
Technischer Bericht VBFeh, Düsseldorf, 1983
- [47] Doerk, O.; Fricke, W.; Weissenborn, C.: Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints.  
International Institute of Welding, IIW-Document XIII-1919-02/XV-1124-02, May 2002
- [48] Niemi, E.: Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components. Designer's Guide.  
International Institute of Welding, IIW-Document XIII-1819-00, XV-1090-01, XI-II-WG3-06-99, 2001

- 
- [49] Gordon, J.L.; Outcur: An Automated Evaluation of Two-Dimensional Finite Element Stresses According to ASME Section III Stress Requirements. American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels & Piping Division, Winter Annual Meeting, New York, N.Y.; December 5, 1976, S. 1/8
- [50] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Div. 1, Subsection NB, Class 1 Components. American Society of Mechanical Engineers, New York, 1986
- [51] Timoshenko, S.P.; Woinowsky-Krieger, S.: Theory of Plates and Shells. McGraw-Hill, London, 1959
- [52] Radaj, D.: Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen. Ermüdungsfestigkeit. Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 82, Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS) GmbH, Düsseldorf, 1985
- [53] Dong, P.; Hong, J.K.; Osage, D.; Prager, M.: Fatigue of piping and vessel welds: ASME's FSRF rules revisited. Proceedings of ASME International Conference on Pressure Vessel and Piping, August 4-8, 2002, Vancouver, Canada
- [54] Dong, P.; Hong, J.K.; Cao, Z.: Structural Stress Based Master S-N Curve for Welded Joints. International Institute of Welding, IIW-Document XIII-1930-02/XV-1119-02, June 2002
- [55] Dong, P.: A Structural Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints. International Journal of Fatigue 23 (2000), S. 865/876
- [56] Rudolph, J.; Weiß, E.: Concept-conforming Modelling and Analysis of Welded Pressure Vessel Components in the Context of Structural, Notch Stress and Local Strain Approaches to Design against Fatigue. Chemie Ingenieur Technik 74 (2002), Nr. 1/2, S. 33/40
- [57] Rudolph, J.; Rauth, M.; Weiß, E.: Modellgebundener Strukturspannungsnachweis für zyklisch druckbeanspruchte Zylinder-Stützen-Verbindungen ohne Schweißnahtnachbearbeitung. TÜ-Zeitschrift 43 (2002), Nr. 6, S. 19/26
- [58] Maddox, S. J.: Assessment of pressure vessel design rules on the basis of fatigue test data. IIW Document No. XIII-1997-03, Cambridge, 2003
- [59] Dijkstra, O.D.; de Back, J.: Fatigue Strength of Welded Tubular T- and X-Joints. Proceedings Offshore Technology Conference (OTC 3639), Houston, 1980
- [60] Rudolph, J.; Weiß, E.: Prinzipielle Aspekte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises geschweißter und ungeschweißter Druckbehälterkomponenten. Tagungsunterlagen, 14. CAD-FEM Users' Meeting, Bad Aibling, 1996
- [61] Handtschoewercker, M.A.: Evolutions récentes et en cours des règles d'analyse de la fatigue dans les Codes d'appareils à pression. Chaudronnerie-Tôlerie-Tuyauterie Industrielle, Mai 1997
- [62] Neuber, H.: Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen. Konstruktion 20 (1968), Heft 7, S. 245/251

- 
- [63] Olivier, R.; Köttgen, V.B.; Seeger, T.: Untersuchung zur Einbindung eines neuartigen Zeit- und Dauerfestigkeitsnachweises von Schweißverbindungen aus Stahl in Regelwerke – Schweißverbindungen II. Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt/Main, Forschungsheft 180, 1994
- [64] Rudolph, J.; Weiß, E.; Forster, M.: Konzeptkonforme Modellierung ermüdungsgefährdeter Druckbehälterschweißnähte als Modul einer modernen rechnerischen Lebensdauerabschätzung. SHAKER-Verlag, Aachen, 2001
- [65] FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. 4., erweiterte Auflage, VDMA-Verlag, 2002
- [66] Gorsitzke, B.; Weiß, E.; Rudolph, J.: Regelwerksbasierter Ermüdungsfestigkeitsnachweis geschweißter Druckbehälterkomponenten nach dem Kerbspannungskonzept unter Einsatz der Finite-Elemente-Methode. Teil 1 and 2. Technische Überwachung 40 (1999), Nr. 7/8, S. 31/36 (Teilt 1); Technische Überwachung 40 (1999), Nr. 9, S. 32/38 (Teil 2)
- [67] Rudolph, J.: Nachweis der Ermüdungsfestigkeit von Behälter-Stutzen-Verbindungen unter Einwirkung von Innendruck und Rohrleitungslasten. Dissertation, Universität Dortmund, Fachbereich Chemietechnik, 1996 und Fortschritt-Berichte VDI Reihe 18 (Mechanik/Bruchmechanik) Nr. 206, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [68] Rauth, M.: FEM-integrierendes Berechnungskonzept für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Behälter-Stutzen-Verbindungen unter Berücksichtigung von Innendruck und Rohrleitungslasten. Dissertation, Universität Dortmund, Fachbereich Chemietechnik, 2002 und Shaker-Verlag, Aachen, 2003
- [69] Kaufmann, P.: Ein Beitrag zum Ermüdungsverhalten von Stumpfschweißverbindungen unter Berücksichtigung der Nahtgeometrie. Dissertation, Technische Hochschule Chemnitz, 1972
- [70] Lieurade, H.P.; Huther, I.: Fatigue Strength Solutions for Welded Structures and Components. In: Pries, H.; Nitschke-Pagel, T. (Herausgeber): Festigkeit von Schweißverbindungen. SHAKER-Verlag, Aachen, 2001, S. 101/122
- [71] Fischer, W.; Heeschen, J.; Müsgen, B.: Kombiniertes Nachbehandlungsverfahren zur Verbesserung der Dauerschwingfestigkeit von geschweißten Stahlkonstruktionen. DVS-Bericht 131, 1990, S.43/48
- [72] Schön, M.: Eigenspannungs- und Dauerfestigkeitsberechnung autofrettierter innendruckbeanspruchter Bauteile. Heft 55, Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1995
- [73] Müsgen, B.: Verbesserung der Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen hochfester wasservergüteter Feinkornbaustähle durch thermische und mechanische Nachbehandlung der Nähte. Thyssen AG Duisburg, Abschlussbericht Forschungsvertrag Nr. 7210.KD/105, 1982



- 
- [74] Wohlfahrt, H.; Nitschke-Pagel, Th.: Anhebung der Schwingfestigkeit und der Lebensdauer von Schweißverbindungen aus Stahl und Aluminiumlegierungen. DVM-Bericht „Mit Kerben leben?“, Koblenz, 2000, S. 211/227
- [75] Heeschen, J.: Untersuchung zum Dauerschwingverhalten von Schweißverbindungen aus hochfesten Baustählen unter besonderer Berücksichtigung des Eigenspannungszustandes und der Nahtgeometrie. Dissertation, Universität Gesamthochschule Kassel, 1986
- [76] Wohlfahrt, H.; Heeschen, J.: Possibilities for the improvement of the fatigue strength of butt welded joints of high strength structural steels. Proc. Institution of Mech. Engineers – Fatigue of Engr. Mater. and Struct. – Mech. Eng. Conf. Publication, Vol. II, 1986, S. 451/458
- [77] Minner, H.H.: Schwingfestigkeitserhöhung von Schweißverbindungen aus hochfesten Feinkornbaustählen StE 460 und StE 690 durch Einsatz des WIG-Nachbehandlungsverfahrens. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1981
- [78] Sparfel, Y.: L'amélioration de la durée de vie en fatigue des assemblages soudés parachevés. Soudage e Techniques Connexes (1992), Nr. 9/10, S. 29/50
- [79] Haagensen, P.J.; Maddox, S.J.: IIW Recommendations on Post Weld Improvement of Steel and Aluminium Structures. Document XIII-1815-00, The International Institute of Welding (IIW), Revised Revision, July 4, 2001
- [80] Sicherheitstechnische Regel des Kerntechnischen Ausschusses (KTA). KTA 3201.2: Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren. Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung. Fassung 6/96
- [81] Millington, D.: TIG dressing for the improvement of fatigue properties in welded high strength steel. The Welding Institute, C215/22/71, 1971 und IIW Document XIII-698-73
- [82] Kado, S. et al.: Influence of the conditions in TIG dressing on the fatigue strength in welded high tensile strength steels. IIW Document XIII-771-75
- [83] Rudolph, J.; Schmitt, C.; Weiß, E.: Fatigue lifetime assessment procedures for welded pressure vessel components. International Journal of Pressure Vessels and Piping 79 (2002), S. 103/112
- [84] Bignonnet, A.: Improving the fatigue strength of welded steel structures. Steel in Marine Structures, Amsterdam 1987, S. 99/118
- [85] Horn, A.M.; Huther, I.; Lieurade, H.P.: Fatigue behaviour of T-joints improved by TIG dressing. Welding in the World 41 (1998), Nr. 4, S. 273/280
- [86] Miki, C.; Anami, K.; Tani, H.; Sugimoto, I.: Fatigue Strength Improvement Methods by Treating the Weld Toe. Yosetsu-gakkai-ronbunshu 17 (1999), Nr. 1, S. 111/119 (in Japanisch mit englischen Bild- und Tabellenbeschreibungen)

- 
- [87] Haagensen, P.J.; Drågen, A.; Slind, T.; Orjasæter, O.: Prediction of the Improvement in Fatigue Life of Welded Joints due to Grinding, TIG Dressing, Weld Shape Control and Shot Peening. Steel in Marine Structures, Amsterdam 1987, S. 689/698
- [88] Lopez Martinez, L.; Blom, A.F.; Wang, G.S.: Fatigue behaviour of TIG improved welds. Conf. Fatigue 1996, S. 1403/1408
- [89] Haagensen, P.J.: IIW's Round Robin and Design Recommendations for Improvement Methods. IIW Conference on Performance of Dynamically Loaded Welded Structures, San Francisco, July 1997, S. 305/316
- [90] Shimada, W.; Hoshinouchi, S.; Hiramoto, S.; Hijikata, A.; Yoshioka, S.; Inoue, A.: Improvement of Fatigue Strength in Fillet Welded Joint by CO<sub>2</sub> Soft Plasma Arc Dressing on Weld Toe. IIW-Document XIII-881-78, July 1978
- [91] Buirette, C.; Degallaix, G.; Dauphin, J.Y.; Ménigault, J.: Microstructural effects on short fatigue crack initiation and propagation in high strength steel butt welded joints. Welding in the World 41 (1998), S. 37/48
- [92] Minner, H.H.: The method of TIG dressing. Welding in the World 14 (1976), Nr. 3/4
- [93] Simon, P.; Bragard, A.: amélioration par la refusion TIG des propriétés de fatigue des joints soudés. Revue de Métallurgie, November 1979, S. 727/732
- [94] Schulz, S.: Probleme und Lösungen beim MAG-Schweißen von HV/DHV-Nähten an Feinkornbaustählen am Beispiel Fliegender Bauten Teil 1. Tagungsunterlagen 10. Schweißtechnische Fachtagung anlässlich der Festtag "70 Jahre SLV Halle GmbH", Halle (Saale), 08. November 2000
- [95] Rudolph, J.; Bensmann, S.; Weiß, E.: Experimentelle und theoretisch-numerische Untersuchungen zur Lebensdauerabschätzung zyklisch beanspruchter Druckbehälterkomponenten. Erscheint in: TÜ-Zeitschrift, 2003
- [96] Huther, I.; Nussbaumer, A.; Souissi, R.; Lieurade, H.P.; Chabrolin, B.; Janosch, J.J.: Influence des techniques de parachèvement sur la résistance à la fatigue des structures mécano-soudées. Construction Métallique 4 (1995), S. 23/51
- [97] Prowatke, G.; Fischer, L.; Weydling, C.: Zur Abschätzung der Wöhlerlinien von Schweißverbindungen nach dem Kerbgrundkonzept. Jahrbuch der Schiffbau-technischen Gesellschaft 87 (1993), S.415/424
- [98] Radaj, D.; Sonsino, C.M.; Flade, D.: Prediction of Service Fatigue Strength of a Welded Tubular Joint on the Basis of the Notch Strain Approach. International Journal Of Fatigue 20 (1998), Nr. 6, S. 471/480
- [99] Clormann, U.H.: Örtliche Beanspruchungen von Schweißverbindungen als Grundlage des Schwingfestigkeitsnachweises. Heft 45, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1986

- 
- [100] Mertens, H.; Linke, A.: Berechnung von Bauteilwöhlerlinien für Nennspannungskonzepte.  
DVM-Bericht 802 „Betriebsfestigkeit – Neue Entwicklungen bei der Lebensdauerberechnung von Bauteilen“, 20. März 2003, Fulda, S. 95/107
- [101] Pötter, K.: Relative Lebensdauerabschätzung – Anforderungen an die rechnerische Betriebsfestigkeitsabsicherung.  
DVM-Bericht 802 „Betriebsfestigkeit – Neue Entwicklungen bei der Lebensdauerberechnung von Bauteilen“, 20. März 2003, Fulda, S. 119/128
- [102] Rudolph, J.; Weiß, E.: Dauerfestigkeit nachbearbeiteter Stahlschweißungen. Berechnungsalgorithmen für die Auslegung bei hohen Lastzyklen und hoher Dauerfestigkeit.  
MP Materialprüfung 44 (2002), Nr. 10, S. 402/413
- [103] Heuler, P.; Seeger, T.: Rechnerische und experimentelle Lebensdauervorhersage am Beispiel eines geschweißten Bauteils.  
Konstruktion 35 (1983), Nr. 1, S. 21/26
- [104] Seeger, T.; Amstutz, H.: Mit Kerben leben, aber wie?  
DVM-Bericht 127 „Mit Kerben leben?“, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 18. und 19. Oktober 200, Koblenz, ISSN 0944-5242
- [105] Weibull, W.: Zur Abhängigkeit der Festigkeit von der Probengröße.  
Ingenieur-Archiv, XXVIII. Band, 1959, S: 360/362
- [106] Böhm, J.; Heckel, K.: Die Vorhersage der Dauerschwingfestigkeit unter Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses.  
Z. Werkstofftechnik 13 (1982), S. 120/128
- [107] Schweiger, G.; Heckel, K.: Statistischer Größeneinfluß bei zufallsartiger Schwingbeanspruchung.  
Z. Werkstofftechnik 15 (1984), S. 257/264
- [108] Größeneinfluss. Einfluss der Probengröße auf das Ermüdungsverhalten bauteilähnlicher Kerbproben unter einstufigen und zufallsartigen Beanspruchungsabläufen.  
Abschlußbericht FKM-Forschungsvorhaben Nr. 145-2.  
FKM-Forschungshefte, Heft 192, 1995
- [109] Grimm, D.: Untersuchungen zum statistischen Größeneinfluss – Entwicklung und Verifikation einer FE-basierten Analysesoftware.  
Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, FS-4/2001, Darmstadt, 2001
- [110] Seybold, R.: Untersuchungen zum statistischen Größeneinfluss – Einfluss von Bauteilgeometrie und FE-Modellierung auf die Spannungsintegralberechnung.  
Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, FS-1/2002, Darmstadt, 2002
- [111] Jaenicke, B.: Stützwirkungskonzepte.  
VDI-Berichte Nr. 66 (1988), S. 27/66
- [112] Thum, A.; Bauth, W.: Die Gestaltfestigkeit.  
Stahl und Eisen 55 (1935), Heft 39, S. 1025/1029
- [113] Siebel, E.; Meuth, H.O.: Die Wirkung von Kerben bei schwingender Beanspruchung.  
VDI-Zeitschrift 91 (1949), Nr. 13, S. 319/323

- 
- [114] Siebel, E.; Stieler, M.: Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung.  
VDI-Zeitschrift 97 (1955), Nr. 5, S. 121/126
- [115] Neuber, H.: Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen.  
Konstruktion 20 (1968), Nr. 7, S. 245/251
- [116] Peterson, R.E.: Notch sensitivity.  
In: Sines, G.; Waismann, J.L. (Editors): Metal Fatigue.  
McGraw-Hill, New York, 1959, S. 293/306
- [117] Sonsino, C.M.: Zur Bewertung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Bauteilen mit Hilfe örtlicher Beanspruchungen.  
Konstruktion 45 (1993), S. 25/33
- [118] VDI-Richtlinie 2226: Empfehlungen für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile.  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1965
- [119] Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF), Behälter und Apparate, Teil 6.  
Linde-KCA, Dresden, 1986
- [120] Taylor, D.: Geometrical Effects in Fatigue. A Unifying Theoretical Model.  
Int. J. Fatigue 21 (1999), S. 413/420
- [121] Tanaka, K.: Engineering Formulae for Fatigue Strength Reduction Due to Crack-Like Notches.  
Int. J. of Fracture 2 (1983), S. R39/R46
- [122] El Haddad, M.H.; Smith, K.N.; Topper, T.H.: Fatigue Crack Propagation of Short Cracks.  
J. of Eng. Mat. and Technology 101 (1979), S. 42/46
- [123] Lukas, P.; Klesnil, M.: Fatigue Limit of Notched Bodies.  
Materials Science and Engineering 34 (1978), S. 61/66
- [124] Liu, J.: Berechnung der Kerb- und Stützwirkung.  
DVM-Bericht 127 „Mit Kerben leben?“, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 18. und 19. Oktober 200, Koblenz, ISSN 0944-5242, S. 91/106
- [125] Taylor, D.; Wang, G.: The validation of some methods of notch fatigue analysis.  
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 23 (2000), S. 387/394
- [126] Taylor, D.; Bologna, P.; Bel Knani, K.: Prediction of Fatigue Failure Location on a Component Using a Critical Distance Method.  
Int. Journal of Fatigue 22 (2000), S. 735/742
- [127] Niessner, M.; Seeger, T.; Siegele, D.: Festigkeitsberechnung scharf gekerbter Bauteile.  
DVM-Bericht 802 „Betriebsfestigkeit – Neue Entwicklungen bei der Lebensdauerberechnung von Bauteilen“, 20. März 2003, Fulda, S. 37/49
- [128] DIN 4766 Teil 1: Herstellverfahren der Rauheit von Oberflächen. Erreichbare gemittelte Rautiefe  $R_z$  nach DIN 4768 Teil 1.  
Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1981

- 
- [129] Liu, J.; Zenner, H.: Randschichteigenschaften und Schwingfestigkeit. DVM-Bericht 802 „Betriebsfestigkeit – Neue Entwicklungen bei der Lebensdauerberechnung von Bauteilen“, 20. März 2003, Fulda, S. 61/70
- [130] Taylor, D.: A mechanistic approach to critical-distance methods in notch fatigue. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 24 (2001), S. 215/224
- [131] Taylor, D.; Clancy, O.M.: The Fatigue Performance of Machined Surfaces. *Fract. Engng. Mater. Struct.* 14 (1991), S. 329/336
- [132] Kitagawa, H.; Takahashi, S.: Applicability of Fracture Mechanics to Very Small Cracks in the Early Stage. *Proc. 2nd Int. Conf. Mech. Beh. Of Mat.*, Boston, 1976, S. 627ff
- [133] Maddox, S.J.: Fatigue Design Review. Task 5. Assembly of Available Fatigue Data Relevant to Pressure Equipment Design. Final Report. Annex 5. TWI Report No. 12337/2/01 for European Commission, Joint Research Centre, Institute for Advanced Materials, Petten, The Netherlands, September 2001
- [134] Siebel, E.; Gaier, M.: Untersuchungen über den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerfestigkeit metallischer Bauteile. *VDI-Zeitschrift* 98 (1956), Nr. 30, S. 1715/1723
- [135] Boller, C.: Größen- und Oberflächeneinfluß bei der Lebensdauervorhersage von Kerbstäben aus STE460. Dissertation, Fachgebiet Werkstoffmechanik, Technische Hochschule Darmstadt, 1986
- [136] Liu, J.; Zenner, H.: Berechnung der Dauerschwingfestigkeit unter Berücksichtigung der spannungsmechanischen und statistischen Stützziffer. *Mat.-wiss. u. Werkstofftechnik* 22 (1991), S. 187/196
- [137] Ramberg, W.; Osgood, W.R.: Description of Stress-Strain-Curves by Three Parameters. Technical Report Technical Note No. 902, NACA, 1943
- [138] Bäumel, A.; Seeger, T.: *Materials Data for Cyclic Loading. Supplement 1.* Elsevier Science Publishers, Amsterdam, 1990
- [139] Seeger, T.; Beste, A.: Zur Weiterentwicklung von Näherungsformeln für die Berechnung von Kerbbeanspruchungen im elastisch-plastischen Bereich. *Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 18, Nr. 2*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977
- [140] Hoffmann, M.; Seeger, T.: A Generalized Method for Estimating Multiaxial Elastic-Plastic Notch Stresses and Strains. Part 1. Theory. *Journal of Engineering Materials and Technology* 107 (1985), S. 250/260
- [141] Hoffmann, M.; Seeger, T.: A Generalized Method for Estimating Multiaxial Elastic-Plastic Notch Stresses and Strains. Part 2. Application and General Discussion. *Journal of Engineering Materials and Technology* 107 (1985), S. 255/260
- [142] Hoffmann, M.; Seeger, T.: Mehrachsige Kerbbeanspruchungen bei proportionaler Belastung. *Konstruktion* 38 (1986), Nr. 2, S. 63/70

- 
- [143] Schütz, W.: Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen.  
LBF-Bericht Nr. FB-69, Laboratorium für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, 1966
- [144] Hück, M.; Thrainer, L.; Schütz, W.: Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss. Synthetische Wöhlerlinien.  
VdEh-Bericht Nr. ABF 11, 1981
- [145] Rudolph, J.; Weiß, E.: Ein modernes Konzept für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Druckbehälterschweißverbindungen unter spezieller Berücksichtigung von Beanspruchungen im niederzyklischen Bereich und Schadensakkumulationseffekten.  
SHAKER-Verlag, Aachen, 2000
- [146] Bergmann, J.: Zur Betriebsfestigkeitsbemessung gekerbter Bauteile auf der Grundlage der örtlichen Beanspruchungen.  
Heft 37, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Technische Hochschule Darmstadt, 1983
- [147] Bergmann, J.; Seeger, T.: Über neuere Verfahren der Anrisslebensdauer vorhersage für schwingbelastete Bauteile auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen.  
Z. Werkstofftechnik 8 (1977), S. 89/100
- [148] Lawrence, F.V.; Mattos, R.J.; Higashida, Y.; Burk, J.D.: Estimating the Fatigue Crack Initiation Life of welds.  
ASTM STP 648, Fatigue Testing of Weldments, Philadelphia Pa, 1978, S. 134/158
- [149] Manson, S.S.: Fatigue: a Complex Subject – Some Simple Approximations.  
Experimental Mechanics 5 (1965), Nr. 7, S. 193/226
- [150] Coffin, L.F.: A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Material.  
Trans. ASME 76 (1954), S. 931/950
- [151] Morrow, J.: Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals.  
ASTM STP (1965), Nr. 378, S. 45/87
- [152] Langer, B.F.: Design of Pressure Vessels for Low-Cycle Fatigue.  
Journal of Basic Engineering (1962), Nr. 9, S. 389/402
- [153] Boller, C.; Seeger, T.: Materials Data for Cyclic Loading. Part A-E.  
Elsevier Science Publishers, Amsterdam, 1990
- [154] Roessle, M.L.; Fatemi, A.: Strain-controlled fatigue properties of steel and some simple approximations.  
International Journal of Fatigue 22 (2000), S. 495/511
- [155] Park, J.-H.; Song, J.-H.: Detailed evaluation of methods for estimation of fatigue properties.  
International Journal of Fatigue 17 (1995), Nr. 5, S. 365/373
- [156] Kim, K.S.; Chen, X.; Han, C.; Lee, H.W.: Estimation methods for fatigue properties of steels under axial and torsional loading.  
International Journal of Fatigue 24 (2002), S. 783/793

- 
- [160] Heuler, P.; Seeger, T.: Rechnerische und experimentelle Lebensdauervorhersage am Beispiel eines geschweißten Bauteils.  
Konstruktion 35 (1983), Nr. 1, S. 21/26
- [161] Chlormann, U.H.: Örtliche Beanspruchungen von Schweißverbindungen als Grundlage des Schwingfestigkeitsnachweises.  
Heft 45, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Technische Hochschule Darmstadt, 1986
- [162] Prowatke, G.; Fischer, L.; Weydling, C.: Zur Abschätzung der Wöhlerlinien von Schweißverbindungen nach dem Kerbgrundkonzept.  
Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 87 (1993), S. 415/424
- [163] Masing, G.; Eigenspannungen und Verfestigung beim Messing.  
Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Congress of Applied Mechanics, Zürich, 1926, S. 332/335
- [164] Nihei, M.; Heuler, P.; Boller, Ch.; Seeger, T.: Evaluation of mean stress effect on fatigue life by use of damage parameters.  
Int. J. of Fatigue 8 (1986), Nr. 3, S. 119/126
- [165] Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H.: A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals.  
Journal of Materials, JMLSA 5 (1970), Nr. 4, S. 767/778
- [166] Vormwald, M.: Anrisslebensdauervorhersage auf der Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse.  
Heft 47. Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1989.
- [167] Savaides, G: Berechnung der Bauteilanrisslebensdauer bei mehrachsigen proportionalen Beanspruchungen.  
Heft 54. Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1995
- [168] Anthes, R.J.: Ein neuartiges Kurzrisssfortschrittsmodell zur Anrisslebensdauervorhersage bei wiederholter Beanspruchung.  
Heft 57. Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1997
- [169] El Haddad, M.H.; Smith, K.N.; Topper, T.H.: A Strain Based Intensity Factor Solution For Short Fatigue Cracks Initiating From Notches.  
Fracture Mechanics, ASTM STP 677 (1979), S. 274/289
- [170] Schwalbe, K.H.: Bruchmechanik metallischer Werkstoffe.  
Carl Hanser Verlag, München, 1980
- [171] Rice, J.R.; Rosengreen, G.F.: Plain Strain Deformation Near a Crack Tip in a Power-Law Hardening Material.  
J. Mech. Phys. Solids 16 (1968), S. 1/12
- [172] Wells, A.A.: The Application of Fracture Mechanics to Yielding Materials.  
Proc. Roy. Soc. A 285 (1965), S. 34/45
- [173] Schwalbe, K.H. (Herausgeber): The Crack Tip Opening Displacement in Elastic-Plastic Fracture Mechanics.  
Springer-Verlag, Berlin, 1985
- [174] Radaj, D.: Gültigkeits- und Anwendungsbereich der Rissbruchmechanik.  
Z. F. Werkstofftechnik 5 (1974), Nr. 6, S. 317/323

- 
- [175] Radaj, D.: Besonderheiten der bruchmechanischen Analyse von Schweißverbindungen. *Schweißen und Schneiden* 27 (1975), Heft 6, S. 211/214
- [176] Radaj, D.: Zur rissbruchmechanischen Kerbfallzuordnung bei Schweißverbindungen. *Stahlbau* 8 (1986), S. 247/251
- [177] Radaj, D.: Kritische Anmerkungen zur Rissbruchmechanik bei ermüdungsbeanspruchten Schweißverbindungen. *Materialprüfung* 29 (1987), Nr. 9, S. 268/273
- [178] Hutchinson, J.W.: Singular Behavior at the End of a Tensile Crack in a Hardening Material. *Journal of Mech. Phys. Solids* 16 (1968), S. 13/31
- [179] Wüthrich, C.: The extension of the J-integral concept to fatigue. *International Journal of Fracture* 20 (1981), S. R35/R37
- [180] Krolop, S.: Das Wachstum von Ermüdungsrissen im Kriechbereich aus zähbruchmechanischer Sicht. *Technisch-wissenschaftliche Berichte MPA Stuttgart* (1984), Heft 84-05
- [181] Vormwald, M.; Seeger, T.: The Consequences of Short Crack Closure on Fatigue Crack Growth under Variable Amplitude Loading. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 14 (1991), Nr. 2/3, S. 205/225
- [182] Vormwald, M.; Heuler, P.; Krae, C.: Spectrum Fatigue Life Assessment of Notched Specimens Using a Fracture Mechanics Based Approach. *Automation in Fatigue and Fracture: Testing and Analysis, ASTM STP 1231, American Society of Testing and Materials, Philadelphia, 1994, S. 221/240*
- [183] Dowling, N.E.: J-Integral Estimates for Infinite Bodies. *Engng. Fract. Mech.* 26 (1987), S. 333/348
- [184] Heitmann, H.; Vehoff, P.; Neumann, P.: Random Load Fatigue of Steels: Service Life Prediction Based on the Behaviour of Microcracks. *Int. Conf. On Application of Fracture Mechanics to Materials and Structures, Freiburg, 1983*
- [185] Tanaka, K.; Akiniwa, Y.; Nakai, Y.; Wie, R.P.: Modelling of Small Fatigue Crack Growth Interacting with Grain Boundary. *Engineering Fracture Mechanics* 24 (1986), Nr. 6, S. 803/819
- [186] Newman, J.C.: A Crack Opening Stress Equation for Fatigue Crack Growth. *Int. Journal of Fracture* 24 (1984), S. R 131/R 145
- [187] Savvides, G.; Dankert, M.; Seeger, T.: An Analytical Procedure for Predicting Opening Loads of Cracks at Notches. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 18 (1995), Nr. 4, S. 425/442
- [188] Dankert, M.: Rissfortschrittslebensdauer. Vorhaben Nr. 188. Berechnung der Anriss- und Rissfortschrittslebensdauer gekerbter Bauteile nach einem einheitlichen Konzept der elastisch-plastischen Schwingbruchmechanik. Abschlussbericht. AiF-Nr. 9867, Darmstadt, 1997
- [189] Dankert, M.; Seeger, T.: Ermüdungsrisswachstum in Kerben – ein einheitliches Konzept zur Berechnung von Anriss- und Rissfortschrittslebensdauern. DVM-Bericht 800, Bauteillebensdauer und Nachweiskonzepte, Fulda, 1997



- 
- [190] Hoffmeyer, J.; Döring, R.; Schliebner, R.; Vormwald, M.: Lebensdauer-  
vorhersage für mehrachsig nichtproportional schwingbeanspruchte Werkstoffe  
mit Hilfe des Rissfortschrittskonzeptes.  
2. Zwischenbericht DFG-Schwerpunktprogramm: Mechanismenorientierte Le-  
bensdauer-  
vorhersage für zyklisch beanspruchte metallische Werkstoffe. FD-  
4/2000, TU Darmstadt, Darmstadt, 2000
- [191] Spindel, J.E.; Haibach, E.: Some Considerations in the Statistical Determina-  
tion of the Shape of S-N-Curves.  
Statistical Analysis of Fatigue Data, ASTM STP 744 (1981), S. 89/113
- [192] Savaides, G.; Seeger, T.: Consideration of Multiaxiality in Fatigue Life Predic-  
tion Using the Closure Concept.  
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 20 (1997), Nr. 7, S. 985/1004
- [193] Savaides, G.; Savaides, A.; Seeger, T.: Engineering Components under Multi-  
axial Loading. Fatigue Analysis and Lifetime Evaluation.  
MP Materialprüfung 43 (2001), Nr. 3, S. 76/86
- [194] McClung, R.C.: Finite Element Modeling of Fatigue Crack Growth.  
In: Theoretical Concepts and Numerical Analysis of Fatigue (Eds.: Blom,  
A.F.; Beevers, C.J.), Birmingham, 1993, S. 153/171
- [196] Rudolph, J.: Endurance limit of Ground and TIG Dressed Steel Welded Joints  
Under Proportional Loading.  
Chemie Ingenieur Technik 75 (2003), Nr. 1-2, S. 25/35
- [197] Zacher, P.; Seeger, T.: FILIPP. PC-Programm zur Lebensdauer-  
vorhersage nach dem Örtlichen Konzept.  
Fachgebiet Werkstoffmechanik. Technische Hochschule Darmstadt, 1992
- [198] Rudolph, J.; Weiß, E.: Service Durability of TIG Dressed and Ground Weld  
Seams Subjected to Proportional Loading Spectra.  
Proceedings ICPVT, International Conference on Pressure Vessel Technolo-  
gy, Wien, 7.-10. Juli, 2003
- [199] Bergmann, J.W.; Thumser, R.: Anwendung neuer Synthetischer Wöhlerlinien  
im Vergleich zu anderen Verfahren.  
DVM-Bericht 127 „Mit Kerben leben?“, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises  
Betriebsfestigkeit, Koblenz, 18. und 19. Oktober 2000, S. 79/90
- [200] Roos, E.; Issler, St.: Bewertungsansätze bei komplexer mehrachsiger  
Schwingbeanspruchung und Vergleich mit experimentellen Untersuchungen.  
VGB-Kraftwerkstechnik 82 (2002), Nr. 6, S. 78/87
- [201] Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern.  
VDI-Z. 69 (1924), Nr. 14, S. 339/341
- [202] Miner, M.A.: Cumulative Damage in Fatigue.  
Journal of Applied Mechanics, September 1945, S. A-159/A-164
- [203] Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit. Sichere und wirtschaftliche Bemessung  
schwingbruchgefährdeter Bauteile.  
Verlag Stahleisen mbH, Düsseldorf, 1992
- [204] Eulitz, K.-G.; Kotte, K.L.: Das Nennspannungskonzept. Die Ermüdungsle-  
bensdauer vorhersagen. Bewertung der Treffsicherheit verschiedener Vorher-  
sagemethoden, Teil 2.  
Materialprüfung 39 (1997), Nr. 4, S. 134/140

- 
- [205] Schütz, W.; Zenner, H.: Schadensakkumulationshypothesen zur Lebensdauer vorhersage bei schwingender Beanspruchung. Ein kritischer Überblick. Zeitschrift für Werkstofftechnik 4 (1973), Nr. 1, S. 25/33 (Teil 1); Zeitschrift für Werkstofftechnik 4 (1973), Nr. 2, S. 97/102 (Teil 2)
- [206] Schütz, W.: Fatigue Life Under Three Different Load Spectra – Test and Calculation. AGARD CP 188 Symposium on Random Load Fatigue, Lyngby, 1972
- [207] TRD 301, Anlage 1: Berechnung auf Wechselbeanspruchung durch schwelenden Innendruck bzw. durch kombinierte Innendruck- und Temperaturänderungen. Beuth-Verlag, Berlin, 2003
- [208] Haibach, E.: Modifizierte lineare Schadensakkumulations-Hypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung. LBF – Technische Mitteilung TM 50/70, 1970
- [209] Fatemi, A.; Yang, L.: Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A Survey of the State of the Art for Homogeneous Materials. Int. J. Fatigue 20 (1998), Nr. 1, S. 9/34
- [210] Yang, L.; Fatemi, A.: Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters. A Literature Review. Journal of Testing and Evaluation 26 (1998), Nr. 2, S. 89/10
- [211] Gnille, G.; Kallenberg, J.: Entwicklung empirischer Schädigungsgleichungen. Maschinenbau 36 (1967), Nr. 2, S. 72/74
- [212] Reppermund, K.: Ein Konzept zur Berechnung der Zuverlässigkeit bei Ermüdungsbeanspruchung. Stahlbau 65 (1986), Nr. 3, S. 104/113
- [213] Franke, L.: Voraussage der Betriebsfestigkeit von Werkstoffen und Bauteilen unter besonderer Berücksichtigung der Schwinganteile unterhalb der Dauerfestigkeit. Bauingenieur 60 (1985), S. 495/499
- [214] Elber, W.: Fatigue Crack Closure under Cyclic Tension. Engineering Fracture Mechanics 2 (1970), S. 37/45
- [215] Elber, W.: The Significance of Fatigue Crack Closure. Damage Tolerance in Aircraft Structures, ASTM STP 486 (1971), S. 230/242
- [216] Niemi, E.: Recommendations Concerning Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components. International Institute of Welding, Document XIII-1458-92 (XV-797-92), Glasgow, 1993
- [217] Weiß, E.; Rudolph, J.; Hoffmann, J.: Vernetzungskriterien für kerbbeanspruchungsorientierte FE-Analysen. Technische Mechanik 19 (1999), Heft 2, S. 103/114
- [218] DIN EN 25817: Lichtbogenschweißverbindungen an Stahl. Richtlinie für die Bewertungsgruppen von Unregelmäßigkeiten. Deutsche Fassung EN 25817, 1992. Ersatz für DIN 8563, Teil 3, Ausgabe 10.85, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1992
- [219] DIN 8558, Teil 2: Gestaltung und Ausführung von Schweißverbindungen. Behälter und Apparate aus Stahl für den Chemie-Anlagenbau. Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1983

- 
- [220] DIN EN 1708-1: Verbindungselemente beim Schweißen von Stahl. Teil 1: Druckbeanspruchte Bauteile. Deutsche Fassung EN 1708-1, 1999
- [221] European Standard. EN13445-3: Unfired Pressure Vessels. Appendix A: Design. CEN European Committee for Standardization
- [222] DIN 1912, Teil 5: Zeichnerische Darstellung Schweißen, Löten. Grundsätze für Schweiß- und Lötverbindungen, Symbole. Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1979
- [223] DIN 1912, Teil 6: Zeichnerische Darstellung Schweißen, Löten. Grundsätze für die Bemaßung. Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1979
- [224] DIN 8551, Teil 4: Schweißnahtvorbereitung. Fugenformen an Stahl. Unter-Pulver-Schweißen. Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1976
- [225] Weiß, E.; Rauth, M.; Rudolph, J.: Bewertung von Resultaten aus Finite-Elemente-Festigkeitsanalysen bei Auftreten von scharfen Kerben und Ecken. Technische Überwachung 40 (1999), Nr. 5, S. 27/32
- [226] Fricke, W.: Rechnerische Ermittlung und Bewertung örtlicher Beanspruchungen in Schweißnähten komplexer Strukturen. DVM-Bericht 127 „Mit Kerben leben?“, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Koblenz, 18. und 19. Oktober 2000, S. 135/144
- [227] Schlemmer, J.; Bacher-Höchst, M.; Sonsino, C.M.: Schwingfeste Auslegung von dünnwandigen Laserstrahlschweißverbindungen für Einspritzsysteme. DVM-Bericht 802 „Betriebsfestigkeit – Neue Entwicklungen bei der Lebensdauerberechnung von Bauteilen“, 20. März 2003, Fulda, S. 25/36
- [228] Neumann, A.: Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure. Teil 1. Grundlagen, Tragfähigkeit, Gestaltung. DVS-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1990
- [229] Rainer, G.: Parameterstudien mit Finiten Elementen - Berechnung der Bauteilfestigkeit von Schweißverbindungen unter äußeren Beanspruchungen. Konstruktion 37 (1985), Heft 2, S. 45/52
- [230] Radaj, D.: Näherungsweise Berechnung der Formzahl von Schweißnähten. Schweißen und Schneiden 21 (1969), Heft 3, S. 97/103 und Heft 4, S. 151/158
- [231] Zeman, J.: Aufdachung an Längsnähten zylindrischer Schüsse. Technische Überwachung 34 (1993), Nr. 7/8, S. 292/295
- [232] DIN 2448: Nahtlose Stahlrohre. Maße, längenabhängige Massen. Februar 1981. Beuth-Verlag, Berlin, 1995.
- [233] Rauscher, F.: Fatigue of non-welded pressure vessels made of high strength steel. Int. Journal of Pressure Vessels and Piping 80 (2003), Nr. 3, S. 197/204
- [235] Schellenberg, G.: Innendruckschwellversuche an geschweißten Stützen mit unterschiedlichen Nahtausführungen. Ergebnisdokumentation. Auftragsnummer (MPA) 950 980 001 Sce. Staatliche Materialprüfungsanstalt der Universität Stuttgart, 2003

- [236] Vormwald, M.: Lebensdauervorhersagen verbessern. Rissentstehung und Kurzzrisswachstum unter Schwingbelastung.  
MP Materialprüfung 45 (2003), Nr. 3, S. 92/99
- [237] Schijve, J.: Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. Review article.  
International Journal of Fatigue 25 (2003), S. 679/702