

**Universität
Rostock**



Traditio et Innovatio



Festlegung von Inspektionsstrategien für Radsatzwellen mittels bruchmechanischer Methoden

S047/10029/2013

Karl Vossloh-Abschlussbericht

Universität Rostock
Lehrstuhl für Strukturmechanik
Prof. Dr.-Ing. habil. Manuela Sander

Rostock, im März 2018

1 Allgemeine Angaben

Projektnummer: S047/10029/2013
Antragstellerin: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Manuela Sander
Institut/ Lehrstuhl: Lehrstuhl für Strukturmechanik, Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
Thema des Projekts: Festlegung von Inspektionsstrategien für Radsatzwellen mittels bruchmechanischer Methoden
Berichts-/ Förderungszeitraum: 05/2014 - 07/2017

Liste der Publikationen aus diesem Projekt

- [SS15] Söllig, P.; Sander, M.: Karl-Vossloh-Projekt – Entwicklung eines Mixed-Mode-Prüfstandes. In: AG Mixed Mode, Universität Paderborn, 19.06.2015, Präsentation
- [HS16] Hannemann, R.; Sander, M.: Effect of Specimen Geometry and Press-Fit on the Stress Intensity Factor Solution for Scaled Wheelset Axles under Bending. In: Procedia Structural Integrity Vol. 2, 2016, pp. 2527-2534
- [KS16] Köster, P.; Sander, M.: Development of a test rig for round bars under out-of-Phase bending and torsional loading. In: Proc. of ICMFF11, Sevilla, 2016
- [HKS17] Hannemann, R.; Köster, P.; Sander, M.: Investigations on crack propagation in wheelset axles under rotating bending and mixed mode loading. In: Procedia Structural Integrity Vol. 5, 2017, pp. 861 - 868
- [HS18] Hannemann, R.; Sander, M.: Untersuchungen des Einflusses von Kerb- und Pressspannungen auf die Rissausbreitung bei umlaufender Biegebelastung in Wellen. In: 50. Tagung DVM-Arbeitskreis Bruchvorgänge und Bauteilsicherheit, DVM-Bericht 250, Berlin, 2018, S. 187-196
- [HKS18] Hannemann, R.; Köster, P.; Sander, M.: Fatigue crack growth in wheelset axles under bending and torsional loading. In: International Journal of Fatigue, submitted
- [KS18] Köster, P.; Sander, M.: Fatigue crack growth in solid round bars under overlapping in-phase and out-phase bending and torsional loading. In: 6th International Conference on 'Crack Paths' CP2018, Verona, Italy, 19.–21.09.2018, Oral Presentation

2 Arbeits- und Ergebnisbericht

2.1 Ausgangsfragen und Zielsetzung des Projekts

Radsatzwellen sind als wesentlicher Bestandteil des Antriebsstranges sicherheitsrelevante Bauteile, welche hohen Frequenzen und damit hohen Schwingungszahlen ausgesetzt sind. Damit Radsatzwellen die hohen zyklischen Beanspruchungen während der Lebensdauer von 30 Jahren überstehen, werden diese üblicherweise dauerhaft ausgelegt. Diese Art der Auslegung erfolgt nach dem „Safe life“-Prinzip und soll das Entstehen und Ausbreiten von Rissen während der Nutzung ausschließen. Trotz dieser dauerhaften Auslegung von Radsatzwellen kam es in der Vergangenheit zu unvorhergesehenen Schadensfällen mit zum Teil schwerwiegenden Folgen. Um derartige Schadensfälle zu verhindern, sind somit regelmäßige Inspektionen mit zerstörungsfreien Prüfverfahren durchzuführen, deren Ziel es ist, einen Riss zu detektieren, bevor er eine kritische Größe erreicht. Die entsprechenden Inspektionsintervalle wurden in der bisherigen Praxis sehr häufig auf der Basis von empirischen Erkenntnissen oder Erfahrungswerten festgelegt. Eine theoretisch fundierte Festlegung von Inspektionsintervallen ist zwar mittels bruchmechanischer Betrachtungen in Form von Restlebensdauerberechnungen grundlegend möglich. Jedoch können die Rissausbreitungsmodelle zur Restlebensdauerberechnung dünner Blechstrukturen der Luft- und Raumfahrt nicht auf dickwandige Wellenstrukturen mit nichtlinearen Kerb- und Pressspannungsverteilungen angewendet werden. Aus diesem Grund wurden entsprechende experimentelle, analytische und numerische Untersuchungen zur abgesicherten Restlebensdauervorhersage von Radsatzwellen durchgeführt.

2.2 Entwicklung der durchgeführten Arbeiten und Abweichungen vom ursprünglichen Arbeitsprogramm

Für die Untersuchung von wesentlichen Strukturdetails einer Radsatzwelle unter konstanter und variabler Amplitudenbelastung sollte ein bestehender 8-Punkt-Biegeprüfstand Verwendung finden. Erst durch entsprechende Voruntersuchungen mit diesem Prüfstand wurde deutlich, dass sich keine reproduzierbaren Ergebnisse im Hinblick auf dieses Projekt erzielen lassen. Ein Grund liegt in der Einspannung der Probe, die durch die kraftschlüssig eingespannten Proben die auftretende Neigung während der Biegebelastung einschränkt. Deshalb wurde nach einer ausgedehnten Literaturrecherche ein Umlaufbiegeprüfstand konzipiert und entwickelt, der die gestellten Versuchsanforderungen erfüllt, um die geplanten Experimente durchführen zu können und für weiterführende Untersuchungen ausgezeichnete Voraussetzungen gewährleistet.

Das experimentelle Versuchsprogramm orientierte sich im Wesentlichen am Versuchsplan des Projektantrages. Bei den Untersuchungen des Einflusses nichtlinearer Spannungsverteilung durch verschiedene Strukturdetails unter konstanter Amplitudenbelastung wurden geringfügige Änderungen vorgenommen, wie zum Beispiel bei der Variation der Startrissposition und Geometrie, sowie bei der Aufbringung einer überlagerten Presssitzbelastung.

Für die Durchführung der Versuche mit variabler Amplitudenbelastung sind alle Voraussetzungen erfüllt worden. Der im Umlaufbiegeprüfstand verwendete Servomotor und die Prüfmaschine sind automatisiert durch die entwickelte Software steuerbar. Die Untersuchungen können somit nahtlos durchgeführt werden.

Die Entwicklung eines Biege-Torsions-Prüfstands ist außerordentlich komplex. So waren zahlreiche Aspekte zu berücksichtigen, die im Rahmen der Antragsstellung noch nicht bekannt waren, sondern sich erst im Laufe der detaillierten Umsetzung ergaben. Somit konnte für die geplanten Untersuchungen mit überlagerter Biegung und Torsion das ursprünglich angedachte Konzept nicht angewendet werden. Die Phasen der Entwicklung und Kalibrierung dieses neuen Prüfstands führte deshalb zu einer zeitlichen Verschiebung im Ablauf der geplanten experimentellen Untersuchungen. Hierdurch konnten Teile einzelner Arbeitspakete, wie z.B. der Einfluss des Spannungsverhältnisses oder der Frequenz nicht im Bearbeitungszeitraum umgesetzt bzw. untersucht werden. Allerdings ist es gelungen, einen Biege-Torsions-Prüfstands zu entwickeln, mit dem Biege- und Torsionslasten einerseits separat und andererseits phasengleich sowie phasenverschoben überlagert aufgebracht werden können. Durch die Bauart des Prüfstands kann das Spannungsverhältnis

außerdem für beide Belastungsarten ganz individuell eingestellt werden, statt lediglich bestimmte Verhältnisse zu realisieren. Mit diesen Voraussetzungen liefert der Prüfstand eine hervorragende Grundlage für die weitere Forschung. Dies wird insbesondere anhand der bereits durchgeführten Versuche sowie aus den daraus abgeleiteten Erkenntnissen, vor allem zum Einfluss der Belastungsart und der Phasenverschiebung, deutlich.

Um eine optimale Reproduzierbarkeit sowohl der Versuche als auch der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden zudem, zusätzlich zu den im Antrag geplanten Betrachtungen, weitere Untersuchungen durchgeführt. In diesem Zusammenhang ist beispielhaft die Nutzung der FEM für einen numerischen Abgleich der Gleichstrompotentialmethode zu nennen. Weiterhin wurde die Anwendung der Bildkorrelation als eine mögliche Alternative zur Gleichstrompotentialmethode auch bei torsionsbehafteten Anrissen geprüft.

Die entsprechenden numerischen Simulationen insbesondere zum Risswachstum wurden vor allem durch softwaretechnische Probleme beim verwendeten Rissfortschrittstool verzögert. Durch zahlreiche Updates, die sich aus der Zusammenarbeit mit dem Programmsupport ergaben, können mit den vorliegenden Modellen vielversprechende Untersuchungen durchgeführt werden.

Alle experimentellen, numerischen und analytischen Untersuchungen bieten nun eine hervorragende Basis für eine Validierung und Überprüfung analytischer Konzepte hinsichtlich der Anwendbarkeit auf Radsatzwellen. Die Ergebnisse stellen zudem einen ausgezeichneten Ausgangspunkt für die Promotionen der Herren Paul Köster und Robert Hannemann dar, die über die Projektlaufzeit hinaus weiterhin angestrebt und verfolgt werden.

2.3 Darstellung der erreichten Ergebnisse und Diskussion

Folgend werden die wichtigsten Ergebnisse dargelegt. Diese sind entsprechend nach den zu bearbeitenden Themengebieten gegliedert.

2.3.1 Bestimmung von Rissfortschrittskurven bei negativen Spannungsverhältnissen

Untersucht wurde der vergütete und hochfeste Wellenwerkstoff 34CrNiMo6. Dazu wurden bruchmechanische Kennwerte für positive und negative Spannungsverhältnisse R ermittelt. Hierfür wurden bei negativen R -Verhältnissen mit $R = [-0.5; -0.7; -1; 0]$ SEN-Proben ($l = 230$ mm, $w = 50$ mm und $t = 10$ mm) verwendet. Ergänzt wurden diese Untersuchungen durch Rissfortschrittsdaten des positiven Spannungsverhältnisses $R = 0.1$, welche mit C(T)-Proben ($w = 72$ mm und $t = 10$ mm) aufgenommen wurden [1]. Die statistische Auswertung der Rissfortschrittsdaten erfolgte automatisiert durch Verwendung eines am *Lehrstuhl für Strukturmechanik* entwickelten *MATLAB* Programms [2]. Dabei wurden im ersten Auswertungsschritt für jedes untersuchte R -Verhältnis Quantilkurven für verschiedene Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{\bar{0}}$ für die Versuchsdaten bestimmt. Für die statistische Analyse der Rissfortschrittsdaten wurden die Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{\bar{0}} = [5\%; 50\% \text{ und } 95\%]$ gewählt. Im darauffolgenden Schritt wurden die Parameter der *FORMAN/METTU*-Gleichung [3]

$$\frac{da}{dN} = C_{FM} \cdot \left[\left(\frac{1-\gamma}{1-R} \right) \cdot \Delta K_I \right]^{n_{FM}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{I,th}}{\Delta K_{Ic}} \right)^p}{\left(1 - \frac{\Delta K_{I,max}}{\Delta K_{Ic}} \right)^q} \quad (1)$$

für jede Quantilkurve aller untersuchten R -Verhältnisse ermittelt. Die ermittelten *FORMAN/METTU* Kurven für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{0}} = 50\%$ sind in Abbildung 1a für alle untersuchten R -Verhältnisse dargestellt. Die angepassten *FORMAN/METTU* Parameter für die gewählten Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{\bar{0}}$ sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Eine Berechnung des Schwellwertes ΔK_{th} gegen Rissausbreitung kann mittels der empirischen Funktion unter Berücksichtigung des Rissschließens mit [4]

$$\Delta K_{I,th} = \Delta K_{th,1} \cdot \sqrt{\frac{a}{a+a_0}} \cdot \frac{\left(\frac{1-R}{1-\gamma} \right)^{(1+C_{th}^+ \cdot R)}}{(1-A_0)^{(1-R) \cdot C_{th}^+}} \quad R \geq 0 \quad (2)$$

und

$$\Delta K_{I,th} = \Delta K_{th,1} \cdot \sqrt{\frac{a}{a+a_0}} \cdot \frac{\left(\frac{1-R}{1-\gamma}\right)^{(1+C_{th}^+ \cdot R)}}{(1-A_0)^{(C_{th}^+ - C_{th}^- \cdot R)}} \quad R < 0 \quad (3)$$

erfolgen. Die dafür erforderlichen Parameter können ebenfalls der Tabelle 1 entnommen werden. Ein Vergleich der analytisch berechneten Schwellwerte gegen Rissausbreitung nach Gleichung (2) und (3) mit den experimentell bestimmten Schwellwerten nach der DLR-Methode [5] ist in Abbildung 1b dargestellt. Bei der DLR-Methode ist als Schwellwert nicht der zyklische Spannungsintensitätsfaktor bei einer Rissfortschrittsrate von $da/dN = 10^{-7}$ mm/LW, sondern bei einer Rissfortschrittsrate von $da/dN = 0$ mm/LW definiert und liefert im Vergleich zur vorgeschlagenen Methode in der ASTM E 647 konservative Ergebnisse. Der Vergleich in Abbildung 1b zeigt eine gute Übereinstimmung.

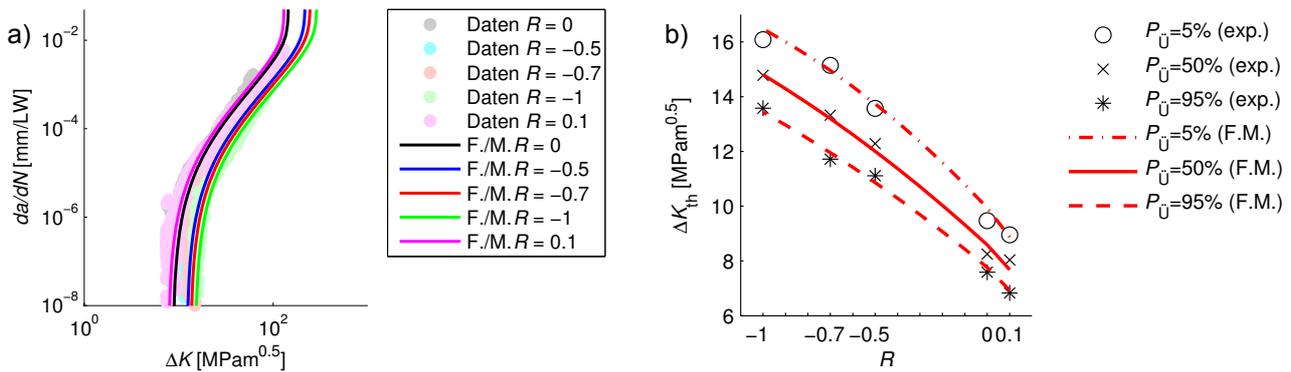


Abbildung 1: Ausgewählte Ergebnisse der Rissgeschwindigkeitsversuche für den Wellenwerkstoff 34CrNiMo6

a) Experimentell ermittelte Daten und FORMAN/METTU-Kurven ($P_{\bar{U}} = 50\%$) für positive und negative R -Verhältnisse [HKS17, HKS18, HS18]

b) Vergleich experimentell ermittelter und analytisch berechneter Thresholdwerte $\Delta K_{I,th}$ [HKS18]

Tabelle 1: FORMAN/METTU Parameter für verschiedene Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{\bar{U}}$ (34CrNiMo6) [HS18]

$P_{\bar{U}}$	C_{FM}	n	p	q	$\Delta K_{th,1}$ [MPam ^{0.5}]	K_{IC}	C_{th}^+	C_{th}^-	α_{CF}	$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_F}$
5%	$2.25 \cdot 10^{-5}$	0.95	3.18	0.5	1.23	150	4.07	0.12	1.9	0.3
50%	$9.38 \cdot 10^{-7}$	1.89	2.39	0.43	1.14	145	3.89	0.05	1.9	0.3
95%	$4.26 \cdot 10^{-6}$	1.18	1.7	1.08	0.95	140	4.09	0.04	1.9	0.3

2.3.2 Entwicklung eines Umlaufbiegeprüfstandes und Dimensionierung bauteilähnlicher Kleinproben

Im Rahmen der Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Strukturdetails einer Radsatzwelle auf das Rissausbreitungsverhalten unter Umlaufbiegung wurde ein 4-Punkt Umlaufbiegeprüfstand entwickelt. Dieser wird zusammen mit den zu dimensionierenden bauteilähnlichen Kleinproben und ihren Strukturdetails nachfolgend erläutert.

Der entwickelte 4-Punkt Umlaufbiegeprüfstand ist in Abbildung 2 dargestellt. Durch Verwendung einer servohydraulischen Prüfmaschine (9) und eines Servomotors (1) wurde ein Umlaufbiegeprüfstand entwickelt, der in der Lage ist, konstante, aber auch variable Amplitudenbelastungen zu realisieren. Über ein Einspannsystem (7), bestehend aus einer Spannzange und einer Spannmutter, erfolgt die Einspannung der Proben (6) im Prüfstand. Dieses System wird überwiegend in Fräsmaschinen zur Aufnahme der Werkzeuge verwendet. Dadurch ist eine hohe Präzision und Robustheit bei der Aufnahme von Rundproben mit variablen Durchmessern gewährleistet. Die Verbindung zwischen der Antriebswelle und dem Servomotor (1) erfolgt über eine Metallbalgkupplung. Diese

Kupplungsart erlaubt einen axialen und lateralen Versatz, sowie einen Winkelversatz. Innerhalb des Wellengehäuses (3) ist die Antriebswelle durch zwei Pendelrollenlager gelagert. Die Welle der Gegenseite und ihre Pendelrollenlager sind in axiale Richtung im Gehäuse verschiebbar, um so eine zusätzliche axiale Belastung der Probe bei einer Biegebelastung zu vermeiden. Über eine Brücke (8), welche mit dem servohydraulischen Zylinder (5) der Prüfmaschine verbunden ist, wird die Biegebelastung aufgebracht. Aufgrund des Aufbaus des Prüfstandes ist das Biegemoment über die gesamte Prüflänge von 270 mm konstant. Die Gehäuse (3) sind zusätzlich durch je zwei Kugellager (4) drehbar im Rahmen (2) gelagert, um die Biegung der Probe zu gewährleisten. Die Ermittlung der Risstiefe erfolgt mit Hilfe der Gleichstrompotentialmethode, Abbildung 2 c. Hierfür ist der laufende Test für jede Messung der Risstiefe kurzzeitig zu unterbrechen. Für die Stromeinleitung werden Alligatorklemmen und für die Potentialmessung gelötete Kabel verwendet. Ferner wurden Konzepte für eine kontinuierliche Risstiefenmessung entwickelt.

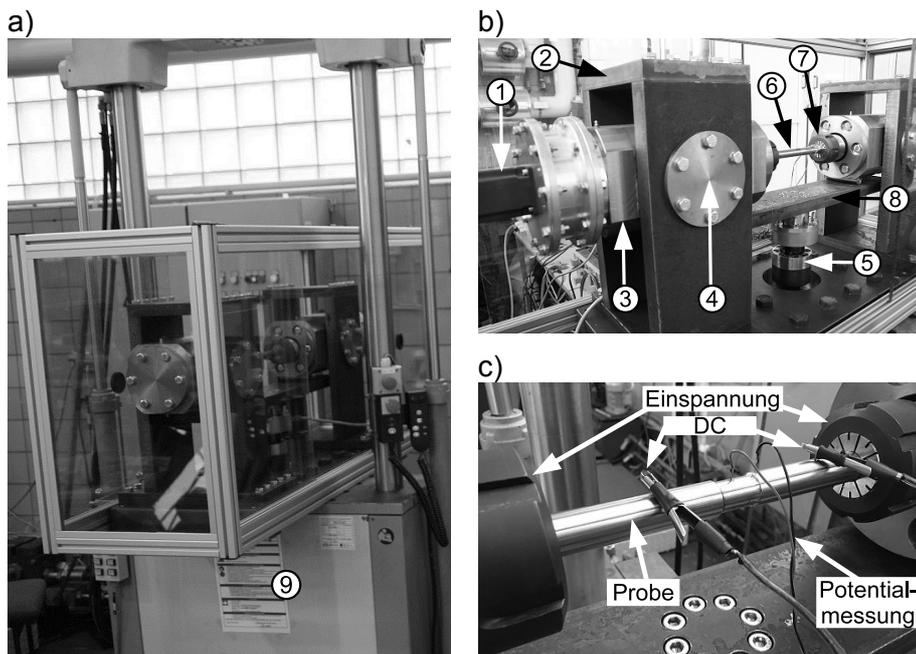


Abbildung 2: Experimenteller Versuchsaufbau für Umlaufbiegeversuche [HKS17, HKS18, HS18]
 a) Umlaufbiegeprüfstand in servohydraulischer Prüfmaschine
 b) Komponenten des Umlaufbiegeprüfstandes
 c) Risstiefenmessung mittels der Gleichstrompotentialmethode

Um den Einfluss von verschiedenen Strukturdetails einer Radsatzwelle auf das Verhalten der Rissausbreitung zu untersuchen, wurden zwei Probentypen unter Berücksichtigung gängiger Konstruktionsnormen [6, 7] dimensioniert, Abbildung 3. Probentyp 1 dient zur Untersuchung des Einflusses von Korbbögen und Mulden. Der Probentyp 2 bildet das Strukturdetail eines Presssitzes ab.

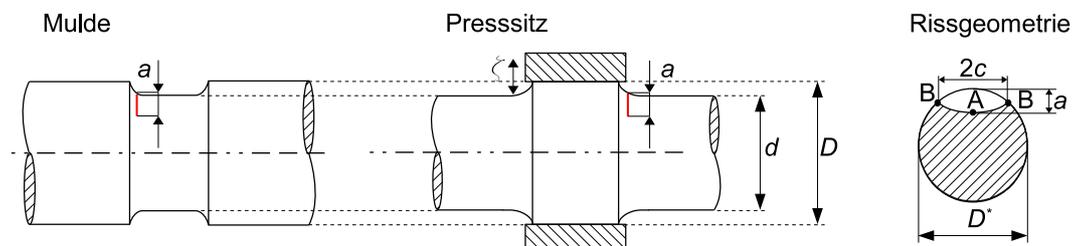


Abbildung 3: Geometrie bauteilähnlicher Kleinproben mit wesentlichen Strukturdetails einer Radsatzwelle

Für den Probentyp 1 wurden die Übergangsradien variiert, um unterschiedliche Kerbfaktoren $\alpha_K = [1,10; 1,18; 1,32]$ einstellen zu können. Der Kerbfaktor α_K ist mit

$$\alpha_K = \frac{\sigma}{\sigma_N} \text{ mit } \sigma_N = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \quad (4)$$

definiert. Darin ist σ die maximale Hauptnormalspannung im Hotspot des Übergangsradius, M_b das beanspruchende Biegemoment und σ_N die maximale Hauptnormalspannung im minimalen Durchmesser d der Probe, Abbildung 3. Für den Probentyp 2, mit den Kerbfaktoren $\alpha_K = [1,13; 1,21; 1,37]$, bleiben die Übergangsradien des Probentyps 1 unverändert. Der Presssitz konnte aus fertigungstechnischen Gründen nicht durch einen aufgeschumpften Ring realisiert werden. Alternativ wurde zur Aufbringung einer Presssitzbelastung ein Spannsatz verwendet. Dieser besteht aus zwei konischen Bauteilen, welche gegeneinander verspannt werden. Anhand von durchgeführten DMS-Messungen im Übergangsbereich der Proben konnte festgestellt werden, dass die sich einstellenden Zugspannungen an der Probenoberfläche nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Alternativ wurde der Spannsatz mit einem konstanten Anzugsmoment auf den Absätzen der Proben verspannt, um so eine reproduzierbare Presssitzbelastung zu erhalten und ersetzte somit die Wahl unterschiedlicher Übermaße.

Für die Wahl der Positionen des Starterkerbes in den Proben wurden verschiedene numerische Voruntersuchungen und Konvergenzanalysen durchgeführt. Dabei hat sich gezeigt, dass die Positionen der maximalen Spannungen im Übergangsbereich der einzelnen Probentypen sehr eng beieinander lagen. Somit wurde die Starterkerbe für jeden Probentyp an die Position gelegt, bei der sich in numerischen Simulationen die maximale Biegespannung ergab. Die Erzeugung der Starterkerbe in Form eines halbelliptischen Oberflächenrisses erfolgte durch eine Lasermikrobearbeitung.

2.3.3 Numerische und analytische Simulationen zur Rissausbreitung bei Biegebelastung

Für die Berechnung der Restlebensdauer sind Rissausbreitungssimulationen erforderlich, die sowohl analytisch als auch numerisch erfolgen können. Numerische Rissausbreitungssimulationen, beispielsweise mittels der FEM, sind sehr zeitaufwendig und werden nur in Einzelfällen durchgeführt. Im Falle des hier untersuchten Risswachstums in wellenartigen Strukturen, ist der Rissausbreitungspfad bekannt und die Rissausbreitungssimulation kann analytisch erfolgen. Dazu sind jedoch Spannungsintensitätsfaktorlösungen (SIF-Lösungen) für das entsprechende Strukturdetail und verschiedene halbelliptische Rissgeometrien erforderlich. Sind diese vorhanden, können mittels der analytischen Rissausbreitungssimulation eine Vielzahl von Restlebensdauerberechnungen in kürzester Zeit für unterschiedliche Strukturdetails einer Radsatzwelle durchgeführt werden.

Die SIF-Lösungen der beiden dimensionierten Strukturdetails wurden durch Finite-Elemente-Simulationen bestimmt. Durch Kerben, wie beispielsweise Korbbögen, Mulden oder Presssitze, stellen sich nichtlineare Spannungsverteilungen ein (Skizzen in Abbildung 4 und Abbildung 5) und beeinflussen somit die SIF-Lösungen. Um die Auswirkung dieses Effektes zu untersuchen, wurden entsprechend dem Probentyp 1 und Probentyp 2 Mulden, Korbbögen und das Übermaß ζ des Presssitzes variiert. Zusätzlich wurden unterschiedliche Risstiefen und a/c -Verhältnis untersucht. Damit ergaben sich insgesamt 72 Berechnungsvarianten für das Strukturdetail der Mulde und 288 für das Strukturdetail des Presssitzes.

Der Einfluss des Kerbfaktors und des a/c -Verhältnisses auf die Geometriefunktion bei reiner Biegebelastung ist für alle drei Kerbfaktoren beispielhaft für die a/c -Verhältnisse 0,5 und 0,8 in Abbildung 4 am Punkt A und B der Rissfront dargestellt.

Für den Punkt A auf der halbelliptischen Rissfront besitzt die Geometriefunktion einen U-förmigen Verlauf. Zudem hat sich gezeigt, dass sich mit einem steigenden Kerbfaktor die Geometriefunktion im Punkt A zu höheren Werten verschiebt. Im oberflächennahen Bereich, das heißt bei geringen Risstiefen, ist der Einfluss des Kerbfaktors stärker ausgeprägt, welcher sich durch die Separation der Geometriefunktionen bei kleinen a/D^* -Verhältnissen zeigt. Dieser Einfluss nimmt mit zunehmender Risstiefe ab. Weiterhin verschieben sich die Geometriefunktionen bei einem steigenden a/c -Verhältnis zu kleineren Werten.

Im Oberflächenpunkt B der halbelliptischen Rissfront steigt die Geometriefunktion mit einem zunehmenden a/D^* -Verhältnis. Der Effekt des Kerbfaktors im Rissfrontpunkt B ist ähnlich zum

Punkt A. Mit einem steigenden Kerbfaktor verschiebt sich die Geometriefunktion ebenfalls zu höheren Werten. In Bereichen kleiner a/D^* -Verhältnisse ist der Einfluss des Kerbfaktors ausgeprägter und nimmt mit zunehmender Risstiefe ab. Im Gegensatz zu Punkt A der Rissfront verschiebt sich die Geometriefunktion zu höheren Werten bei steigenden a/c -Verhältnissen.

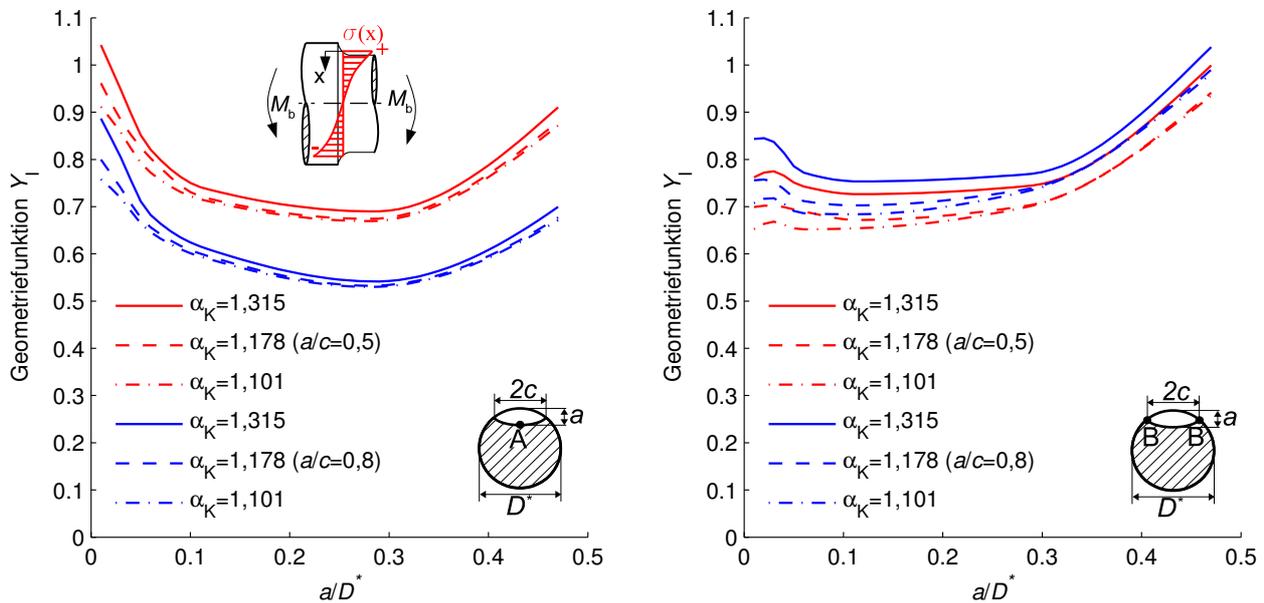


Abbildung 4: Einfluss des Kerbfaktors α_K und des a/c -Verhältnisses auf die Geometriefunktion Y_I an den Punkten A und B der Rissfront. Kerbdetail: Mulde, Lastfall: Biegung [HS16, HKS18]

Den Einfluss einer Presssitzbelastung auf die Geometriefunktion am Punkt A der Rissfront zeigt Abbildung 5 für ein beispielhaftes Übermaß von $\zeta = [0,02; 0,04]$ und ein a/c -Verhältnis von 0,8.

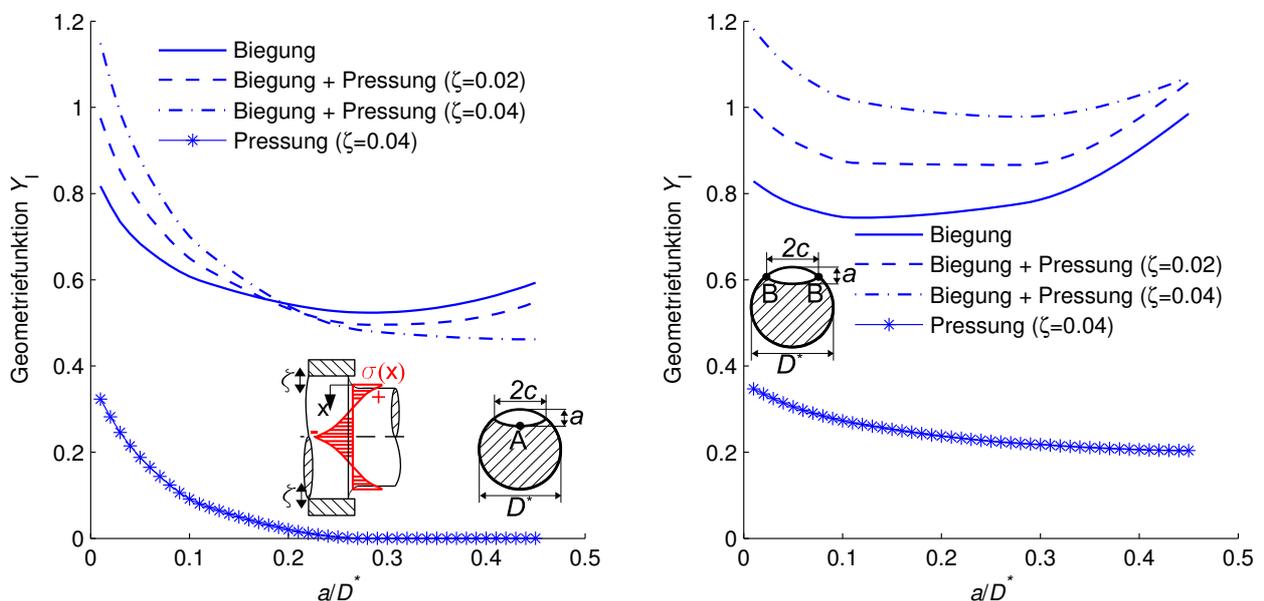


Abbildung 5: Einfluss einer Presssitzbelastung auf die Geometriefunktion Y_I an den Punkten A und B der Rissfront. Kerbfaktor $\alpha_K = 1,21$; $a/c = 0,8$ [HS16]

Für kleine a/D^* -Verhältnisse verschieben sich die Werte der Geometriefunktion am Punkt A der Rissfront durch eine Presssitzbelastung mit überlagerter Biegung zu höheren Werten im Vergleich zur reinen Biegebelastung. Der Grund liegt in der Überlagerung von Zugspannungen infolge einer

Biege- und Presssitzbelastung in den oberflächennahen Bereichen, wie die schematische Darstellung der Spannungsverteilung in der Rissebene für eine reine Biege- und Presssitzbelastung verdeutlicht. Mit zunehmender Risstiefe nehmen die Zugspannungen in Folge der Presssitzbelastung ab. Demzufolge weist die Geometriefunktion am Punkt A bei einer Biege-Presssitz-Belastung einen abnehmenden Verlauf mit steigender Risstiefe a auf. Bei einem a/D^* -Verhältnis von ca. 0,2 besitzt die Geometriefunktion der reinen Biegebelastung und kombinierter Biege-Presssitz-Belastung den gleichen Wert. Grund hierfür ist der Nulldurchgang der Spannungen infolge der Presssitzbelastung in dieser Tiefe des Wellenquerschnitts. Somit sind bei dieser Risstiefe lediglich die Zugspannungen der Biegebelastung für die Rissbeanspruchung dominant. Ab einem a/D^* -Verhältnis $>0,2$ nehmen die Druckspannungen infolge der Presssitzbelastung zu. Daher liegen die Werte der Geometriefunktion im Rissfrontpunkt A bei einer überlagerten Biege-Presssitz-Belastung unterhalb der Geometriefunktion bei einer reinen Biegebelastung. Weiterhin verschiebt eine höhere Presssitzbelastung mit einem Übermaß von beispielsweise $\zeta = 0,04$ die Geometriefunktion zu kleineren Werten in Bereichen höherer Risstiefen. Den Extremfall stellt die reine Presssitzbelastung dar. Bei kleinen Risstiefen führen die Zugspannungen infolge des Presssitzes zu einem Rissöffnen am Punkt A der Rissfront. Mit zunehmender Risstiefe nehmen die Werte der Geometriefunktion ab, bis der Riss aufgrund der vorherrschenden Druckspannungen im Punkt A geschlossen ist. Jedoch ist der Riss am Oberflächenpunkt B bei einer reinen Presssitzbelastung für alle untersuchten Risstiefen geöffnet. Grund hierfür sind die Zugspannungen an der Oberfläche infolge des Presssitzes. Die höchsten Werte der Geometriefunktion liegen am Rissfrontpunkt B für jedes a/D^* -Verhältnis bei kombinierter Biege-Presssitzbelastung vor.

Für die analytische Simulation der Restlebensdauer und Rissfrontentwicklung mit *NASGRO* 6.0 [4] wurden die ermittelten Spannungsintensitätsfaktoren verwendet. Dabei sollte untersucht werden, welchen Einfluss der Kerbfaktor und der Lastfall auf die Restlebensdauer und Rissfrontentwicklung nimmt. Häufig wird in der Praxis für die Berechnung der Restlebensdauer in entsprechenden Softwarelösungen auf standardisierte Rissfälle aus Datenbanken zurückgegriffen. Dabei können die in Strukturdetails von Radsatzwellen auftretenden nichtlinearen Spannungsverteilungen nur als Idealisierungen berücksichtigt werden. Beispielsweise wird eine Biegebelastung nur als linearer Verlauf über den Querschnitt definiert. Die Berücksichtigung einer Presssitzbelastung erfolgt als konstante Zugbelastung über den gesamten Querschnitt der Welle. Aus diesem Grund wurde zusätzlich ein Vergleich angestellt, bei dem die berechnete Restlebensdauer unter Verwendung der ermittelten SIF-Lösungen den Ergebnissen unter Ausnutzung eines Standardrissfalls gegenübergestellt ist. Als vergleichender Standardrissfall wurde die in *NASGRO* 6.0 hinterlegte Rissgeometrie SC07 gewählt. Dabei handelt es sich um einen Oberflächenriss in einem Vollzylinder und ist somit vergleichbar mit den hier verwendeten Proben- und Rissgeometrien.

Die für die Restlebensdauerberechnung erforderlichen *FORMAN/METTU* Parameter sind der Tabelle 1 für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_0 = 50\%$ entnommen. In allen durchgeführten Berechnungen sind zu Vergleichszwecken die Startrissgeometrie und der Durchmesser der Welle an der Startrissposition konstant gehalten. Während für die analytische Simulation unter Verwendung der eigenen SIF-Lösungen die Eingabe eines konstanten Biegemoments notwendig war, wurde für die Berechnung der Rissgeometrie SC07 die aufgebrachte lineare Biegebelastung mit dem Kerbfaktor skaliert und die Presssitzbelastung als konstante Zugbelastung mit dem maximal auftretenden Spannungswert an der Oberfläche infolge des Presssitzes definiert.

Der Einfluss des Kerbfaktors auf die analytisch berechnete Restlebensdauer und Rissfrontentwicklung ist in Abbildung 6 dargestellt. Der Einfluss einer der Biegung überlagerten Presssitzbelastung auf die analytisch berechnete Restlebensdauer und Rissfortschrittsentwicklung ist in Abbildung 7 zusammengefasst. Vergleichend dazu sind die Ergebnisse des Standardrissfalls SC07 in der Abbildung 6a und Abbildung 7a gestrichelt gekennzeichnet.

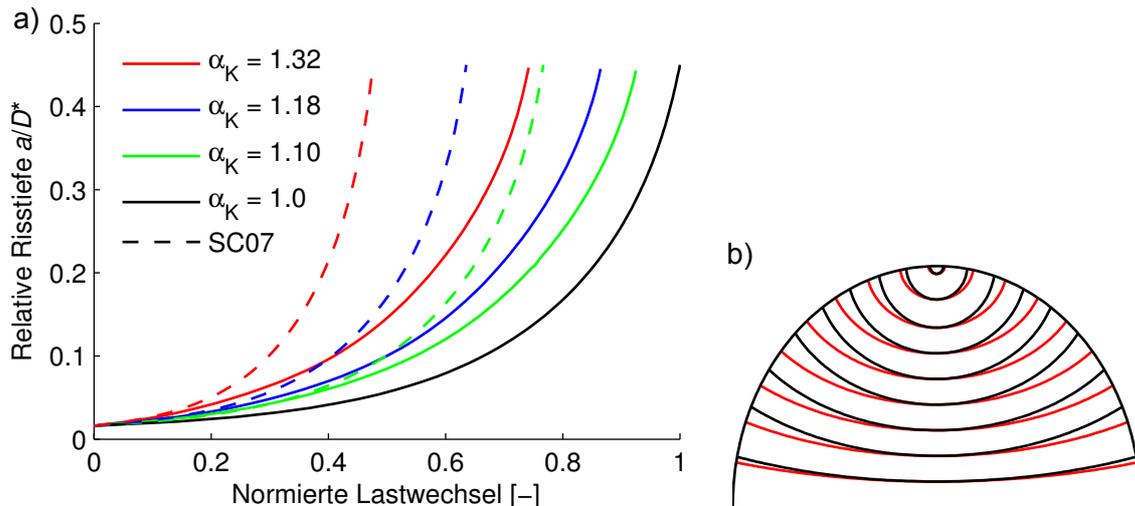


Abbildung 6: Einfluss des Kerbfaktors auf die analytisch berechnete [HS18]

- a) Restlebensdauer und
b) Rissfrontentwicklung

Die Ergebnisse in Abbildung 6a zeigen eine Verkürzung der Restlebensdauer mit steigendem Kerbfaktor. Im Vergleich zu einer glatten Rundprobe ohne Kerbdetail ($\alpha_K = 1,0$) verkürzt sich die Restlebensdauer bei einem Kerbfaktor von $\alpha_K = 1,1$ um ca. 8%. Für die Kerbfaktoren $\alpha_K = 1,18$ und $\alpha_K = 1,32$ tritt eine Restlebensdauerverkürzung um ca. 15% und 25% auf. Bei Verwendung der Standardlösung des Rissfalls SC07 wird eine Verkürzung der Restlebensdauer gegenüber der eigenen SIF-Lösung prognostiziert. Bei Verwendung der in der Software implementierten Lösung für einen Oberflächenriss in einem Vollzylinder (SC07) wird die Restlebensdauer um ca. 17% gegenüber der Restlebensdauer mit numerisch ermittelten SIF unterschätzt.

Mit Hilfe der berechneten Risstiefe a und dem Abstand c des Rissoberflächenpunktes zum Mittelpunkt lässt sich die Rissfrontentwicklung reproduzieren. Ein Vergleich des Rissfortschrittes über den Querschnitt einer biegebelasteten ungekerbten Welle ($\alpha_K = 1,0$) und einer Welle mit Übergangsradius ($\alpha_K = 1,32$) ist in Abbildung 6b dargestellt. Der Einfluss des Kerbfaktors wird in Form des Vorlaufens der Oberflächenpunkte deutlich. Hierdurch kommt es zu flacheren Rissfronten bei gleicher Risstiefe im Vergleich zu einer ungekerbten glatten Welle. Dieser Effekt lässt sich auf die Überhöhung der Zugspannungen an der Wellenoberfläche infolge des Kerbdetails zurückführen, Abbildung 4. Dieser Einfluss ist in abgeschwächter Form auch für die restlichen untersuchten Kerbfaktoren $\alpha_K > 1,0$ erkennbar.

Die in Abbildung 7a dargestellten Ergebnisse zeigen eine Verkürzung der Restlebensdauer infolge einer steigenden Presssitzbelastung bei gleichbleibenden Übergangsradien. Im Vergleich zu einer reinen Biegebelastung verkürzt sich die Restlebensdauer um ca. 29%, 38% und 43% bei einer überlagerten Presssitzbelastung mit einem Übermaß von $\zeta = [0,02; 0,03 \text{ und } 0,04]$. Bei einer Presssitzbelastung mit einem Übermaß von $\zeta = 0,04$ musste die Restlebensdauerberechnung vorzeitig beendet werden, da das a/c -Verhältnis einen Wert von größer als 1,0 angenommen hatte und dieses außerhalb des Bereichs der vorgegebenen SIF-Lösungen lag. Die mittels des Standardrissfalls SC07 berechneten Restlebensdauern werden bei einer überlagerten Presssitzbelastung um ca. 25% gegenüber den SIF-Lösungen mit Berücksichtigung nichtlinearer Spannungsverteilungen unterschätzt. Der Einfluss der überlagerten Presssitzbelastung auf die Rissfrontentwicklung ist exemplarisch für eine reine Biegebelastung und ein Übermaß von $\zeta = 0,04$ vergleichend in Abbildung 7b dargestellt. Infolge der Presssitzbelastung zeigt der Verlauf der Rissfront über den Wellenquerschnitt ein deutliches Vorlaufen der Oberflächenpunkte und damit ein größer werdendes a/c -Verhältnis bei steigender Risstiefe. Dieses Verhalten wird durch die vorherrschenden Zugspannungen an der Wellenoberfläche infolge des Presssitzes (Abbildung 5) hervorgerufen.

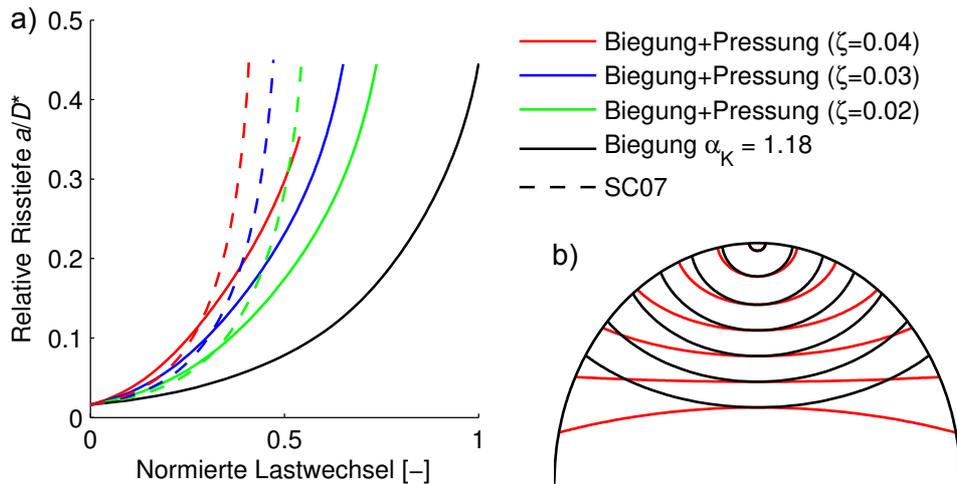


Abbildung 7: Einfluss der Belastung (Kerbfaktor $\alpha_K = 1,21$) auf die analytisch berechnete [HS18]
 a) Restlebensdauer und
 b) Rissfrontentwicklung.

Die analytischen Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Restlebensdauerberechnung von Radsatzwellen mit nichtlinearen Spannungsverteilungen durch standardisierte Lösungen für klassische Rissfälle zu einer Unterschätzung der Restlebensdauer führt. Die Berücksichtigung von nichtlinearen Spannungsverteilungen aus Kerben, Mulden oder Presssitzen sollte daher in der Berechnung der Restlebensdauer durch analytische SIF-Lösungen, welche aus numerischen Ergebnissen abgeleitet wurden, erfolgen.

2.3.4 Rissausbreitungsversuche an bauteilähnlichen Kleinproben

Um die Entwicklung der Rissfront und den Einfluss der Strukturdetails während der Ermüdungsrissausbreitungsversuche zu analysieren, wurden Überlasten in eine konstante Amplitudenbelastung eingestreut, um so Rastmarken auf der Bruchfläche zu erzeugen. Diese Untersuchungen wurden ebenfalls zur Kalibrierung der Gleichstrompotentialmethode für die Risstiefenmessung verwendet. Hierzu wurde jede Rastmarke lichtmikroskopisch hinsichtlich der Risstiefe und des a/c -Verhältnisses vermessen. Über die ermittelte Änderung des Spannungspotential U bei größer werdender Risstiefe konnte so eine Kalibrierfunktion abgeleitet werden. Im Zuge der Kalibrierversuche wurde das anfängliche a/c -Verhältnis variiert. Bei der Auswertung der Bruchflächen hat sich jedoch gezeigt, dass sich unabhängig vom anfänglichen a/c -Verhältnis bereits nach einem geringen Risswachstum ein a/c -Verhältnis von ca. 0,8 eingestellt hat. In allen weiteren experimentellen Untersuchungen wurde ein Anfangsriss mit einer Risstiefe von $a = 0,5$ und einem initialen a/c -Verhältnis von 0,8 in die Proben eingebracht.

Die Entwicklung der halb elliptischen Rissfront infolge der Umlaufbiegung und der nichtlinearen Spannungsverteilung durch die untersuchten Strukturdetails einer Radsatzwelle ist in Abbildung 8 und Abbildung 9 dargestellt.

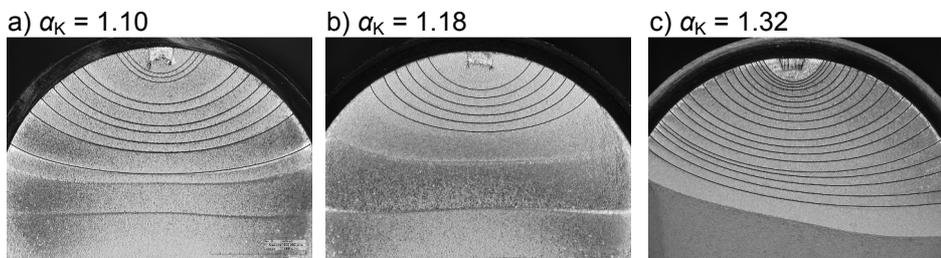


Abbildung 8: Rissfrontentwicklung in Rundproben unter Umlaufbiegung (Probentyp 1: Mulde) [HKS17, HKS18, HS18]

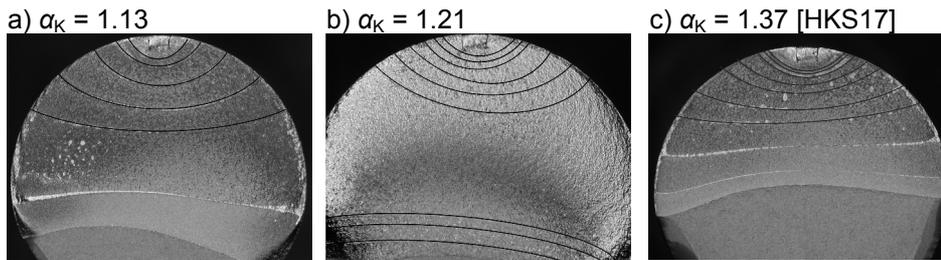


Abbildung 9: Rissfrontentwicklung in Rundproben unter Umlaufbiegung mit überlagerter Presssitzbelastung (Probentyp 2: Presssitz) [HKS18, HS18]

Auf allen untersuchten Bruchflächen ist ein Abflachen der Rissfront infolge des Risswachstums unter umlaufender Biegung zu beobachten. Dieses Phänomen ist somit unabhängig vom Kerbfaktor und der überlagerten Presssitzspannung. In den von *Carpinteri* [8] an glatten Rundproben durchgeführten Umlaufbiegeversuchen konnte die Entwicklung der Rissfront ebenfalls beobachtet werden. Weiterhin ist ein einseitiges Vorlaufens eines Oberflächenpunktes des Risses erkennbar, wodurch es zu einer Verdrehung der Rissfront kommt. Dieser Effekt wird durch einen hohen Kerbfaktor und eine Presssitzbelastung verstärkt. Bei der Analyse der Bruchflächen des Probentyps 1 konnte das Verdrehen der Rissfront für hohe Kerbfaktoren in weiter fortgeschrittenen Risstiefen beobachtet werden, Abbildung 8c. Dagegen bewirkt eine überlagerte Presssitzbelastung (Probentyp 2) ein Verdrehen der Rissfront schon bei kleineren Kerbfaktoren, Abbildung 9a. Ein hoher Kerbfaktor mit gleichzeitiger Presssitzbelastung lässt die Rissfront bereits in geringeren Risstiefen verdrehen, Abbildung 9c. Weiterhin ist eine Änderung der Rissfrontgeometrie in größeren Risstiefen zu erkennen. Mit fortschreitendem Risswachstum ändert sich die halb elliptische Rissfront über einen wellenartigen Verlauf in eine umgekehrt halb elliptische Rissfront bei einer überlagerten Presssitzbelastung, wie es sich auch schon bei der analytischen Simulation (Abbildung 7a) gezeigt hat.

Weiterhin wurden Umlaufbiegeversuche mit konstanter Amplitudenbelastung durchgeführt. Die Biegespannung wurde dabei so gewählt, dass für eine Rundprobe ($\alpha_K = 1.0$) mit der gewählten Kerbtiefe ein initialer zyklischer SIF von $\Delta K = 20 \text{ MPam}^{0.5}$ erreicht wird. Diese Biegespannung wurde in allen Untersuchungen konstant gehalten. Untersucht werden sollte der Einfluss nichtlinearer Spannungsverteilungen infolge verschiedener Übergangsradien und Presssitzbelastungen auf die Restlebensdauer. Die Ergebnisse sind auf den Querschnittsdurchmesser an der Rissposition D^* und die maximal auftretende Lastwechselzahl normiert.

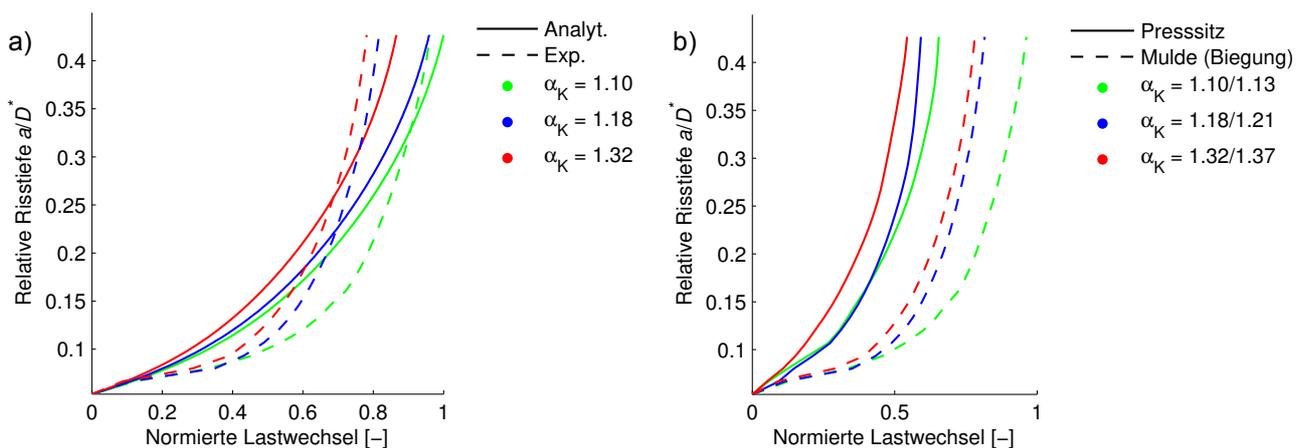


Abbildung 10: Einflussfaktoren auf die experimentell ermittelte Restlebensdauer von Strukturdetails einer Radsatzwelle

a) Einfluss des Kerbfaktors bei Umlaufbiegung [HKS17, HKS18, HS18]

b) Einfluss einer der Umlaufbiegung überlagerten Presssitzbelastung [HS18]

Abbildung 10a zeigt die gemittelten Restlebensdauern aller durchgeführten experimentellen Untersuchungen am Probentyp 1 mit unterschiedlichen Kerbfaktoren α_k . Für jeden untersuchten Kerbfaktor wurden drei Versuchsdurchläufe ausgeführt. Die experimentellen Ergebnisse sind den analytischen Restlebensdauerberechnungen unter Verwendung der SIF-Lösungen der FEM-Untersuchungen gegenübergestellt. Hierbei kann der Trend der Experimente gut abgebildet werden, sodass die Lastwechselzahlen in einer vergleichbaren Größenordnung liegen. Der qualitative Unterschied im Verlauf der analytischen und experimentellen Restlebensdauerkurven ist auf die nicht kontinuierliche Risstiefenmessung während der Umlaufbiegeversuche zurückzuführen.

Der experimentell untersuchte Einfluss einer überlagerten Presssitzbelastung ist in Abbildung 10b dargestellt. Bei diesen Untersuchungen wurden für jeden Kerbfaktor drei Versuche durchgeführt. Vergleichend zu den gemittelten Restlebensdauern aller durchgeführten Versuche mit überlagerter Presssitzbelastung sind die Ergebnisse bei reiner Biegebelastung des Probentyps 1 gegenübergestellt. Eine Verkürzung der Restlebensdauer bei überlagerter Presssitzbelastung lässt sich auch experimentell nachweisen. Die Überlagerung der Biegebelastung mit einer Presssitzbelastung führt bei allen untersuchten Kerbfaktoren für diese gewählte Kombination aus Probengeometrie und Spannungsniveau zu einer Verkürzung der Restlebensdauer um ca. 30%.

2.3.5 Entwicklung eines Biege-Torsions-Prüfstandes

Im Zuge des zweiten Teilprojektes bestand ein Hauptaspekt in der Entwicklung eines Biege-Torsions-Prüfstandes. Mit diesem kann der Einfluss auf das Ermüdungsrisswachstumsverhalten sowohl bei reiner Biegung und reiner Torsion als auch bei deren phasengleichen und phasenverschobenen Überlagerung untersucht werden. Hierzu wurden die wesentlichen Anforderungen des Prüfstands zusammengetragen, verschiedene Konzepte zur Umsetzung entwickelt und diskutiert, der Vorschlag mit dem größten Potenzial dimensioniert, entsprechend nötige Bauteile konstruiert und hergestellt bzw. beschafft, alle Komponenten montiert und der finale Prüfstand sowie seine Steuerung getestet, eingestellt und optimiert.

Probengeometrie

Zur Versuchsdurchführung wurden spezielle Proben in Form von Vollwellen mit einem verjüngten Querschnitt entworfen (Abbildung 11). Der Durchmesser beträgt $d = 45$ mm im relevanten Prüf- und $D = 65$ mm im Lagerungsbereich, während die Gesamtlänge der Probe 790 mm umfasst. Für vergleichbare Bedingungen wird in der Symmetrieebene des relevanten Prüfbereichs eine V-Kerbe mit Hilfe einer CNC-Fräsmaschine eingebracht. Die Starterkerbe besitzt eine halbelliptische Form mit einer Tiefe von $a = 1$ mm und einem a/c -Verhältnis von $a/c = 0,8$. Als Werkstoff wurde auch bei diesen Untersuchungen der hochfeste Stahl 34CrNiMo6 in abgeschrecktem und angelassenem Zustand verwendet.

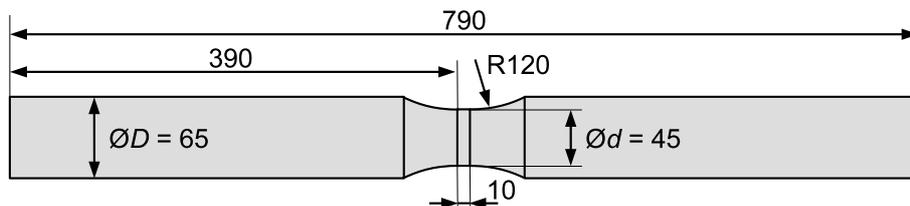


Abbildung 11: Probengeometrie für Versuche am Biege-Torsionsprüfstand [KS16]

Aufbau und Funktionsweise des Biege-Torsions-Prüfstandes

In Abbildung 12 ist der umgesetzte Biege-Torsions-Prüfstand dargestellt. Um im gekerbten Probenbereich ein konstantes Beigemoment nach dem Vorbild der Vierpunktbiegung zu erzeugen, ist die Probe (6) durch vier Tonnenrollenlager in teilbaren Lagergehäusen (5) mit festen Abständen gelagert. Diese Lagerbauart ist um bis zu $\pm 4^\circ$ aus ihrer Mittellage schwenkbar und ermöglicht so die nötige Wellendurchbiegung. Während die beiden äußeren Lager fest fixiert sind, wurden die

inneren Lager über eine Brücke (9) an einen hydraulischen 100 kN Zylinder gekoppelt, um die entsprechende Biegebelastung aufzubringen.

Die Einleitung des Torsionsmomentes erfolgt zweigeteilt über beide Probenenden. Durch diese Art des Prüfaufbaus liegt im relevanten Probenbereich ein konstantes Torsionsmoment vor, ohne dass der Riss aus dem gewünschten Biegebereich herausgedreht wird. Zu diesem Zweck befindet sich auf jeder Seite eine zusätzliche Torsionswelle (3), welche mit einem Hebel (2) versehen ist, um über jeweils einen weiteren 50 kN Zylinder das Drehmoment zu erzeugen. Damit sichergestellt ist, dass ein möglichst reines Torsionsmoment ohne zusätzlichen Biegeanteil eingeleitet wird, sind die Torsionswellen mit je zwei Pendelrollenlagern (1) gelagert.

Zur Übertragung der Verdrehung sind die Torsionswellen mit der Probe über Kupplungselemente (4) verknüpft. Diese müssen zudem die Diskrepanz der Probenenden infolge der Biegebelastung, welche sich durch radiale Verschiebungen und Winkelversätze auszeichnet, kompensieren. Hierfür werden speziell an den Prüfstand angepasste Omniflex®-Kupplungen verwendet. Um außerdem die zusätzlich auf die Wellen wirkenden Massenkräfte deutlich zu reduzieren, werden die Kupplungen teilweise mit entsprechenden Halbschalen-Adaptoren (8) aus Polyetheretherketon (PEEK) abgestützt.

Zum Ausgleich der Bauhöhe der Zylinder sowie zur Konstruktion eines steifen Rahmens werden mehrere Rahmenträgerelemente verwendet. An diesen sind die Lagergehäuse über speziell entwickelte Adapter (7) fixiert. Der gesamte Prüfstand wurde auf einem luftgepolsterten, schwingfähigen Aufspannfeld montiert.

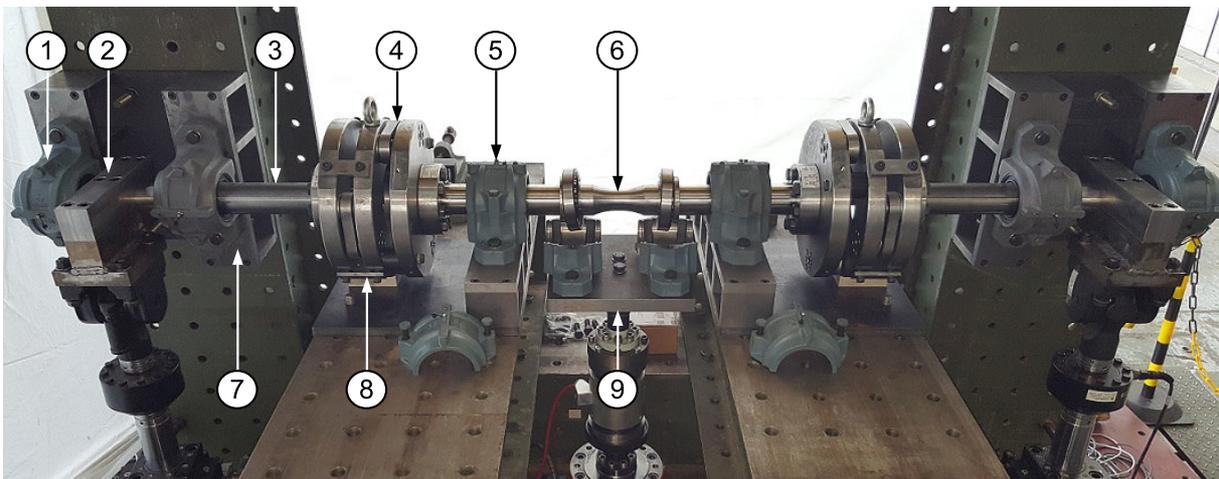


Abbildung 12: Entwickelter Biege-Torsions-Prüfstand mit einzelnen Komponenten: Pendelrollenlager (1), Hebel (2), Torsionswelle (3), Kupplungselement (4), Tonnenrollenlager (5), Probe (6), konstruierte Adapter (7), Halbschalen-Adapter (8) und Brücke (9) [HKS17, HKS18]

Mit Hilfe von DMS-Messungen an einer ungekerbten Probe sowie an gekerbten Proben konnte die korrekte Funktionsweise des entwickelten Prüfstandes und eine konservative Auslegung der benötigten Kräfte nachgewiesen werden.

2.3.6 Rissausbreitungsversuche am Biege-Torsions-Prüfstand

Da der Zusammenhang zwischen allen drei bekannten Rissmoden bei Mixed-Mode-Belastung außerordentlich komplex und vergleichsweise wenig erforscht ist, sollten zunächst beide Prüfstands-Belastungsarten separat untersucht werden, bevor die phasengleiche und phasenverschobene Überlagerung in den Fokus rückte.

Versuche unter reiner Biegebelastung

Zu Beginn der Versuche unter reiner Biegebelastung wurden zwei Proben mit unterschiedlichen Lastblöcken beansprucht und dabei Daten unter Anwendung der Gleichstrompotentialmethode aufgezeichnet. So wurde für jeden Lastblock die Änderung des elektrischen Potentials durch den kleiner werdenden Restquerschnitt infolge des Risswachstums gemessen. Zusammen mit den

jeweiligen Risstiefen der Lastblöcke, welche sich bei der Auswertung der Bruchflächen offenbaren, konnte so eine Kalibrierfunktion erstellt werden.

Hierfür wurde bei beiden Proben anfangs ein Anriss bei einer Biegelast von ± 55 kN erzeugt, was einem Biegemoment von etwa 4.100 Nm entspricht, bis sich eine Änderung von ca. 4% beim elektrischen Potential im Vergleich zum rein gekerbten Ausgangszustand ergab. Anschließend wurde die Probe in Abbildung 13a in zwei weiteren Lastblöcken geringerer Last bei ebenfalls $R = -1$ und die Probe in Abbildung 13b in zehn weiteren Blöcken unterschiedlicher Lasthöhen und R -Verhältnisse belastet.

Für einen numerischen Abgleich der elektrischen Potentiale wurde ein entsprechendes FE-Modell des verjüngten Probenbereichs mit den Rastmarken der Bruchfläche aus Abbildung 13b in MARC/MENTAT erstellt (Abbildung 13c). Der Rest der Probe kann im Modell vernachlässigt werden, da davon auszugehen ist, dass der eingeleitete Strom den Weg des geringsten Widerstands durch die Probe zurücklegt. Weiterhin kann der Bereich aufgrund der Symmetriebedingungen um die Hälfte reduziert werden. Zur Vereinfachung wurde der Radius im Querschnittsübergang außerdem als linearer Anstieg modelliert. Die Einleitung des Stroms erfolgt, wie im Realversuch, im angrenzenden Probenbereich bei einem Durchmesser von 65 mm. Unter diesen Voraussetzungen werden die Randbedingungen der Knoten in der Rissebene nacheinander so eingestellt, dass für die verschiedenen Risstiefen der Strom durch den jeweiligen Restquerschnitt gemessen werden kann. Das Potential wird dabei, ebenfalls wie an der realen Probe, im Abstand von 10 mm zur Kerbe ausgelesen.

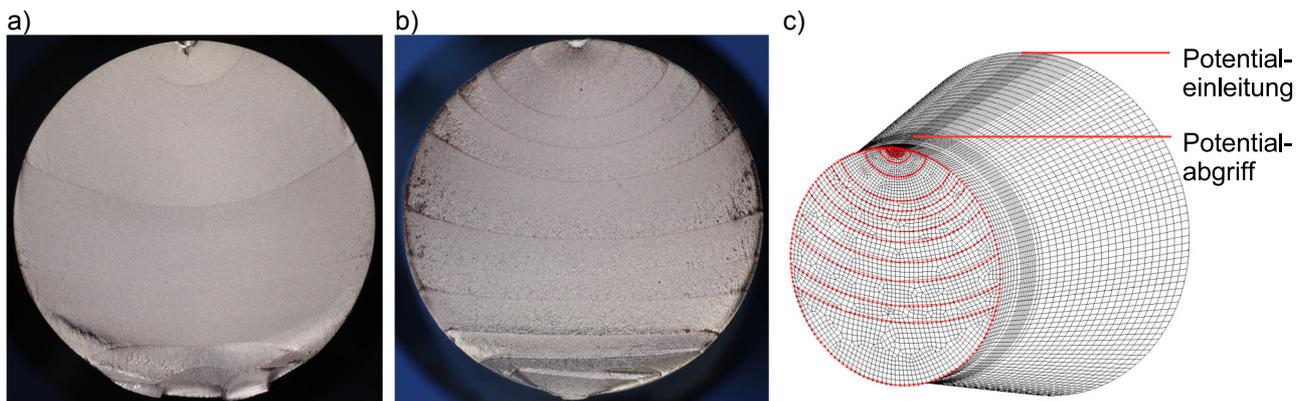


Abbildung 13: Untersuchungen zur Erzeugung einer Kalibrierkurve aus Versuchen bei reiner Biegung

a) Bruchfläche nach drei Lastblöcken mit konstanter Amplitude bei $R = -1$ [HKS18]

b) Bruchfläche nach elf Lastblöcken mit unterschiedlichen R -Verhältnissen [HKS18]

c) FE-Modell der Bruchfläche aus Abbildung 13 b zur Abschätzung des elektrischen Potentials

In Abbildung 14 sind die Kalibrierdaten für die Experimente und das FE-Modell gegenübergestellt. Hierzu wurde für jeden Lastblock der Quotient aus dem elektrischen Potential U und dem Ausgangspotential U_0 gebildet und über dem jeweiligen a/d -Verhältnis aufgetragen. Anschließend wurde eine Regressionsfunktion für beide Datenreihen erstellt. Wie aus dem Graphen hervorgeht, zeigen die experimentelle und die numerische Kurve eine gute Übereinstimmung. Das FE-Modell liefert somit eine geeignete Approximation für die experimentelle Kalibrierfunktion. Auf diese Weise ist die Grundlage für Kalibrierkurven unter anderen Versuchsbedingungen geschaffen.

In Kombination der gemessenen Risstiefen und der Lastwechselzahlen können damit Rissfortschrittskurven bestimmt werden.

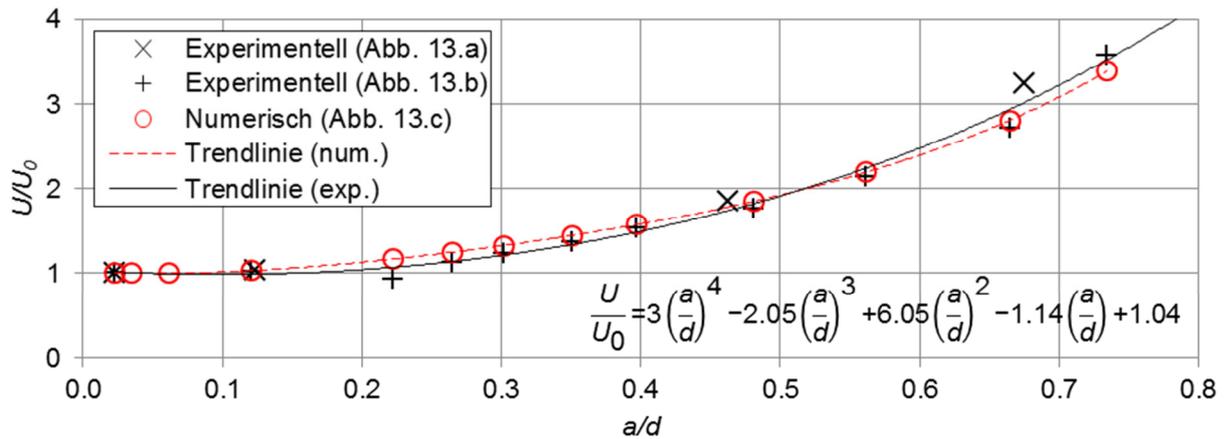


Abbildung 14: Numerische und experimentelle Kalibrierkurve aus den Versuchen bei reiner Biegung

Im Anschluss an die Kalibrierversuche erfolgte ein weiterer Versuch unter reiner Biegebelastung. Die Bruchfläche aus diesem Experiment ist in Abbildung 15a dargestellt. Hierbei wurde der Anriss ebenfalls bei einer Last von ± 55 kN, allerdings lediglich bis zu einer Potentialänderung um 2%, erzeugt. Die Rastmarke des Anrisses mit einer Risstiefe von ca. $a = 3$ mm ist in Abbildung 15b zu erkennen. Im Weiteren wurde die Probe vergleichbar zum Versuch aus Abbildung 13a mit zwei zusätzlichen Lastblöcken geringerer Last bei $R = -1$ und abschließend mit Lasten bei $R = 0,1$ belastet. Letztere Lastblöcke dienen dazu, ein weiteres Aneinanderreiben der Rissflächen zu vermeiden. Aus den bisherigen Darstellungen und der Abbildung 15c wird deutlich, dass die Biegelast eine sehr ebene und eher feinkörnige Bruchfläche erzeugt. Die Rastmarken an den Übergängen der unterschiedlichen Laststufen sind ellipsenförmig und flachen mit zunehmender Risstiefe ab.

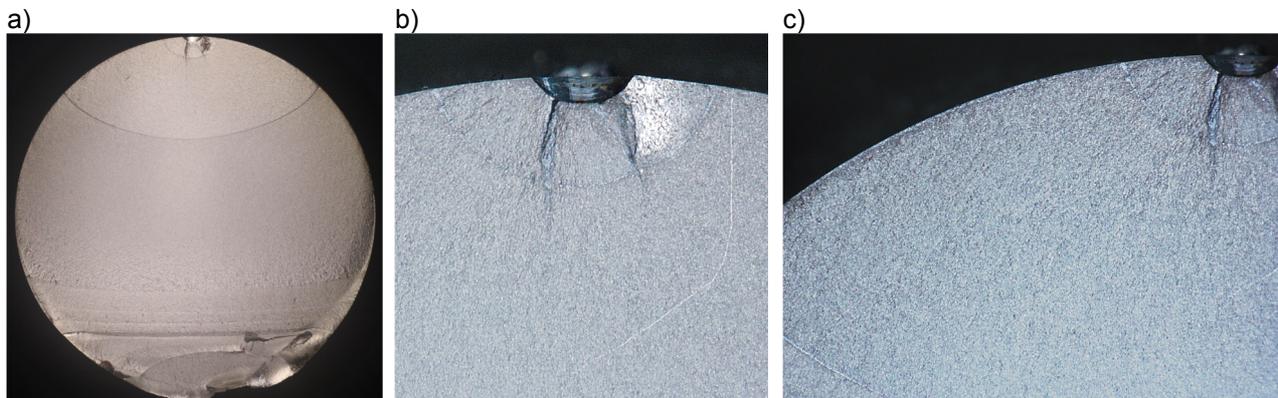


Abbildung 15: Bruchflächenanalyse nach reiner Biegebelastung bei $R = -1$

- a) Bruchfläche nach Anriss und zwei weiteren Lastblöcken mit konstanter Amplitude
- b) Detaildarstellung der Kerbe und des halb elliptischen Anrisses
- c) Detaildarstellung des Probenrandbereichs zwischen der Kerbe und der zweiten Rastmarke

Versuche unter reiner Torsionsbelastung

In Abbildung 16a ist die Bruchfläche einer Probe aus einem Versuch bei reiner Torsion dargestellt. Der Anriss erfolgte wie zuvor biegebelastet bei ± 55 kN bis zu einer Risstiefe von $a = 3$ mm. Anschließend wurde die Probe zunächst mit ca. 25.000 Lastwechseln unter reiner Torsion und dann bei reiner Biegung mit $R = 0,1$ belastet. Die zugehörige Rissfläche des Anrisses zeigt sich im hellen halb elliptischen Bereich (1) um die Kerbe in Abbildung 16b. Hier wird außerdem deutlich, dass sich der Riss trotz der folgenden reinen Torsionslast zunächst weiterhin Mode-I gesteuert in der bisherigen Rissebene ausbreitet (2). Bei einer Risstiefe von ca. 9 mm liegt eine scharfe halb elliptische Rastmarke (3) vor, ab der sich das Rissverhalten grundlegend ändert. So bilden sich ausgehend von dieser elliptischen Linie zwei Rissfronten (4), die sich ungefähr senkrecht zur Rastmarke

ins Bauteilinnere ausbreiten. Zusätzlich wächst der Riss lediglich in einem vergleichsweise schmalen Bereich (5) an der Bauteiloberfläche weiter. Im Gegensatz zu den Biegeversuchen verläuft die halb elliptische Rissfront hier allerdings umgekehrt, sodass die Oberflächenpunkte der Rissfront tiefer als die Rissfrontmitte sind. Weiterhin wird deutlich, dass der torsionsbelastete Bereich der Bruchfläche deutlich dunkler als der biegebelastete Bereich ist. Dies ist zusammen mit den Riefen (6) nahe der Bauteiloberfläche in Abbildung 16c auf das Aneinanderreiben der Rissflächen und das Abtragen von Material infolge der entgegengesetzten Torsionsverdrehung zurückzuführen. Eine weitere Auffälligkeit, die aus Abbildung 16c hervorgeht, sind die Facetten (7) senkrecht zur Rissfront beim Wechsel von Torsions- auf Biegebelastung.

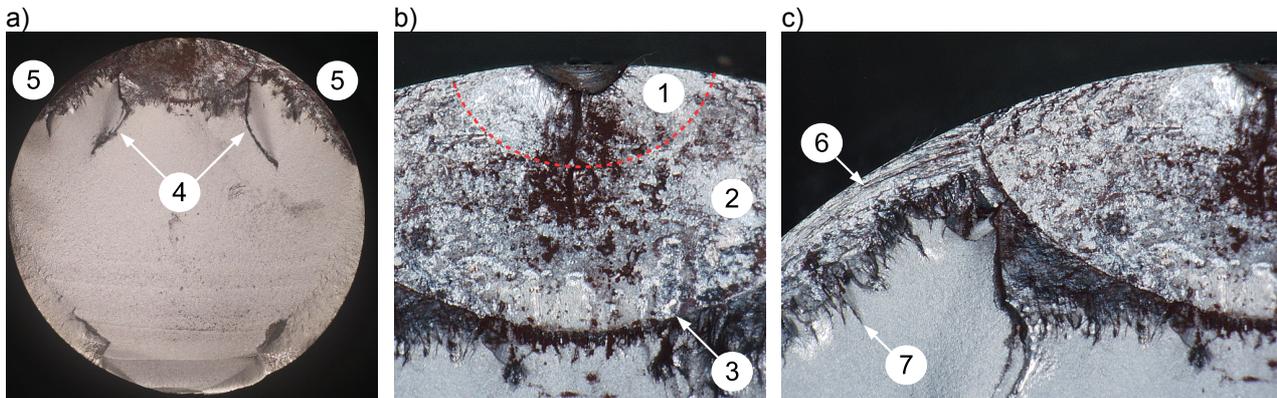


Abbildung 16: Bruchflächenanalyse nach reiner Torsionsbelastung bei $R = -1$ mit ca. 25.000 LW
 a) Bruchfläche nach reiner Torsion bei $R = -1$ gefolgt von reiner Biegung bei $R = 0,1$
 b) Detaildarstellung der Kerbe und des halb elliptischen Anrisses
 c) Detaildarstellung des torsionsbeanspruchten Probenrandbereichs

Der Mode-I gesteuerte Rissbereich (8) bis zu einer Risstiefe von ca. 9 mm zeigt sich auch in einer Probe, welche mit ca. 150.000 Lastwechseln unter reiner Torsion belastet wurde (Abbildung 17a). Ab dieser Rastmarke ist bei der vorliegenden Bruchfläche das übliche Mode-II gesteuerte Abknicken der Rissfläche (9) zu erkennen (Abbildung 17b). An der Bauteiloberfläche konnte in diesem Übergangsbereich während des Versuchs auch die typische Verzweigung des Risses infolge der Wechseltorsion beobachtet werden. Die Bruchfläche (10) zwischen den beiden Rissfronten der abgewinkelten Bereiche ist ebenfalls aus der Rissebene heraus geneigt, allerdings in entgegengesetzter Richtung. Wie schon in Abbildung 16c sind auch bei dieser Bruchfläche die Facetten (11) senkrecht zur Rissfront beim Wechsel von Torsions- auf Biegebelastung zu erkennen (Abbildung 17c). Nach der höheren Lastwechselzahl unter reiner Torsionsbelastung sind sie hier allerdings deutlich ausgeprägter.

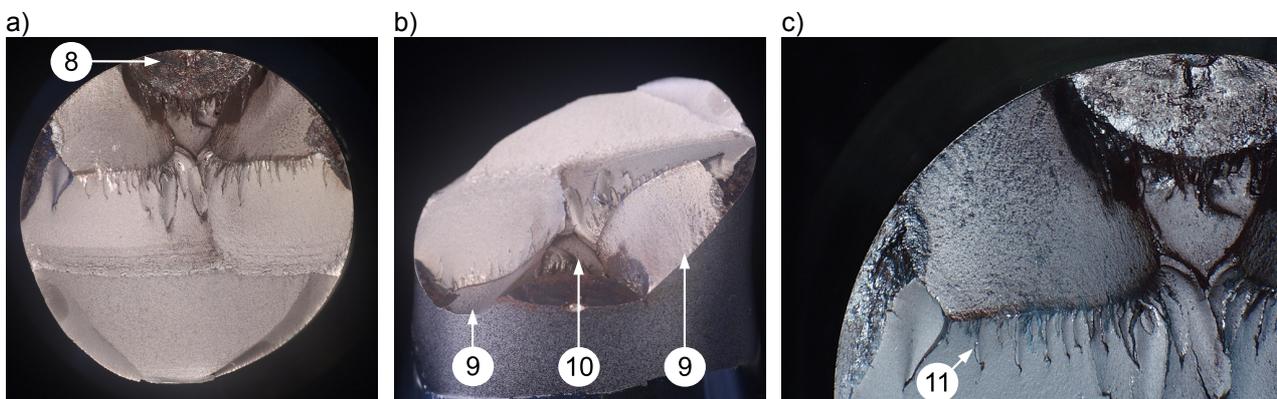


Abbildung 17: Bruchflächenanalyse nach reiner Torsionsbelastung bei $R = -1$ mit ca. 150.000 LW
 a) Bruchfläche nach reiner Torsion bei $R = -1$ gefolgt von reiner Biegung bei $R = 0,1$
 b) Seitenansicht mit Kerbe im Vordergrund
 c) Detaildarstellung des torsionsbeanspruchten Probenbereichs

Versuche bei überlagerter Biege-Torsions-Belastung

Insbesondere bei reiner Torsion, aber auch bei überlagerter Belastung öffnet sich der Riss nicht in gleicher Weise wie bei separater Biegung. Statt eine kontinuierliche Änderung der Querschnittsfläche zu bewirken, durch welche der Strom fließt, haben die Rissflächen ständigen oder zumindest teilweisen Kontakt zueinander. Infolgedessen können keine verwertbaren Informationen zum Risswachstum aus der Gleichstrompotentialmethode gewonnen werden. Aus diesem Grund erfolgten zusätzliche Untersuchungen zur Anwendung der Bildkorrelationsmethode als eine mögliche Alternative. Hierfür wurde bei einer weiteren Probe der Anriss an der Kerbe infolge von phasengleich überlagerter Biege-Torsions-Belastung beobachtet. Anschließend erfolgten Untersuchungen bei wechselnden Lastblöcken mit teils separater Biegung, separater Torsion und phasengleicher Überlagerung.

In Abbildung 18a ist diesbezüglich die lackierte und mit den sogenannten Specklen versehene Kerbumgebung der vorbereiteten Probe dargestellt. Das Speckle-Muster wird im Verlauf der angewendeten Bildkorrelationstechnik von zwei kalibrierten Kameras beobachtet und abgeglichen, sodass kleinste Veränderungen infolge von Verschiebungen erkannt werden. Auf diese Weise wird in Abbildung 18b der Anriss ausgehend von der Kerbe bereits sehr früh festgestellt. Weiterhin bestätigt sich das Risswachstum an diesen Orten, während zusätzlich sogar das Abknicken durch eine biegegesteuerte (Abbildung 18c) bzw. torsionsgesteuerte (Abbildung 18d) Belastung zu erkennen ist. Abbildung 18e zeigt ein 3D-Modell des gerissenen Ausschnitts der Probenoberfläche mit Hilfe der Auswertesoftware VIC3D auf der Grundlage der gesammelten Verschiebungsdaten der beiden Kameras. In Abbildung 18f wird offensichtlich, dass das Programm den Rissverlauf auch in der sehr feinen Rissspitzenumgebung an der Bauteiloberfläche bereits infolge kleinster Verschiebungen sehr deutlich erkennen kann. Die korrekte Messung der Software bestätigt sich in Abbildung 18g, in welcher der durch die Belastung geöffnete Riss dargestellt wird. Einen zusätzlichen Beweis für die korrekte Messung der Bildkorrelation liefert die Auswertung der finalen Bruchfläche nach Abschluss des Experiments. Beim seitlichen Blick auf die Bruchfläche, zeigt sich ab der Kerbe der gleiche abgewinkelte Rissverlauf an der Probenoberfläche, wie zuvor digital aufgezeichnet (Abbildung 18h). Die Draufsicht der erzeugten Bruchfläche ist in Abbildung 18i dargestellt. Hier fallen vor allem erneut die Facetten senkrecht zur Rissfront beim Wechsel von reiner Torsions- auf reine Biegelast auf.

Ein Nachteil für die Anwendung der Bildkorrelationstechnik am entwickelten Prüfstand ist durch die runde Form der Proben gegeben, da hier einerseits stets Lichtreflektionen auftreten und andererseits die Tiefenunschärfe eine große Rolle spielt. Außerdem ist das auswertbare Beobachtungsfeld vergleichsweise klein, während der Riss insbesondere infolge von Torsion relativ schnell aus dieser Ebene herauswächst. Weiterhin ist es über die Bildkorrelation im Versuchsverlauf nicht möglich, eine Aussage über das Risswachstum im Inneren der Probe zu treffen. Im Vergleich zur Gleichstrompotentialmethode ist die Bildkorrelationsmethode zudem deutlich aufwändiger. Aus diesen Gründen wurde die Bildkorrelation als Alternative bei Versuchen mit separater oder überlagerter Torsion verworfen.

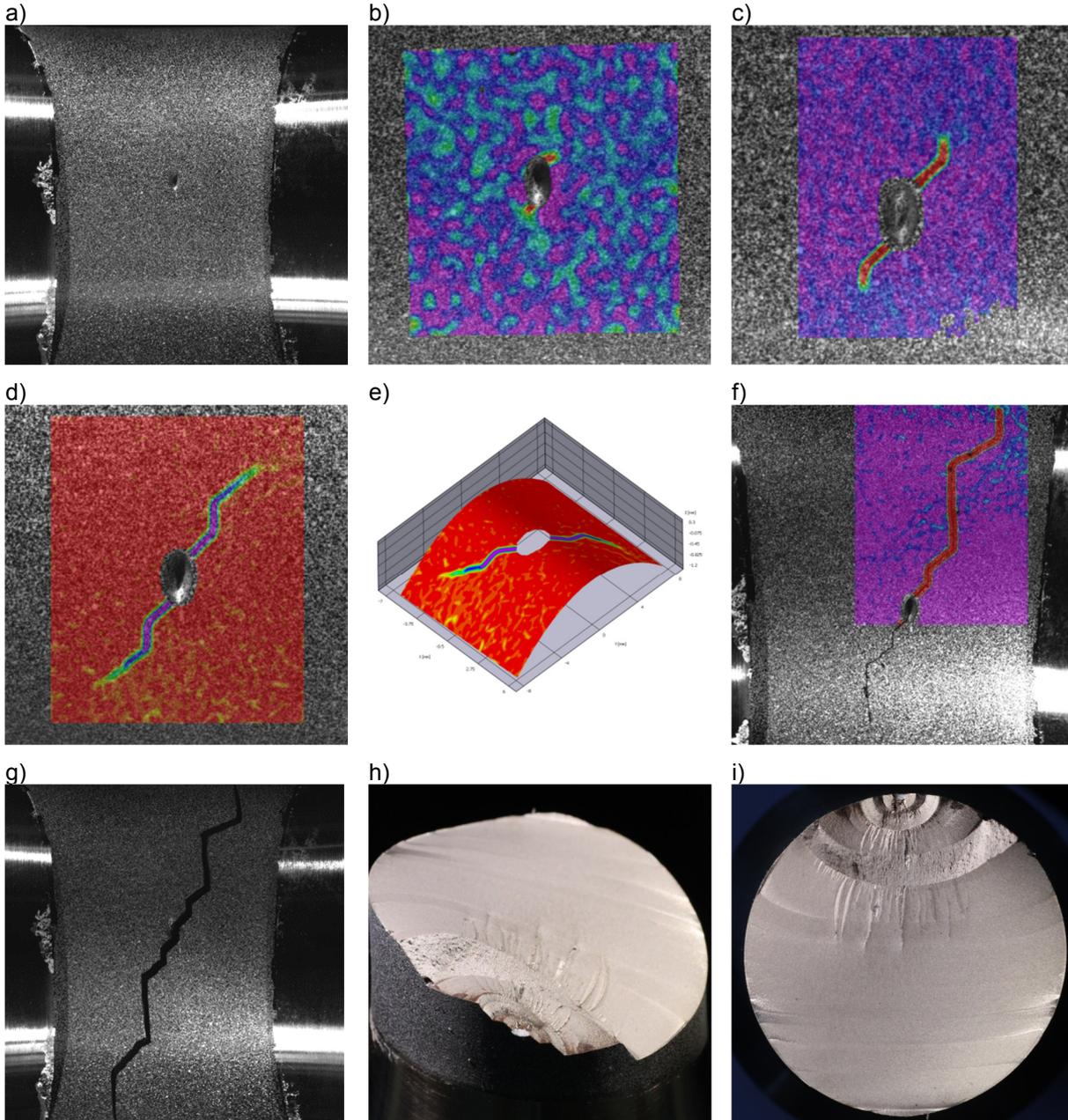


Abbildung 18: Bildkorrelationsanalyse der Rissausbreitung in einer Probe
 a) Mit Speckeln präparierte Probenoberfläche in der Kerbumgebung
 b) Durch Bildkorrelation erkannter Anriss an der Kerbe
 c) Risswachstum und Abknicken des Risses infolge einer Änderung der Belastungsart
 d) Weiteres Risswachstum mit erneutem Richtungswechsel bei Laständerung [HKS18]
 e) 3D-Modell der gerissenen Kerbumgebung an der Probenoberfläche [HKS18]
 f) Aus maximalem Beobachtungsfeld der Bildkorrelation gewachsener Riss
 g) Durch Belastung geöffneter Riss
 h) Seitenansicht der resultierenden Bruchfläche mit Kerbe im Vordergrund
 i) Draufsicht der resultierenden Probenbruchfläche

In Abbildung 19a ist die Bruchfläche einer Probe nach phasengleich überlagerter Biege-Torsions-Belastung dargestellt. Hierbei wurden beide Belastungsarten nach dem Biegeanriss in gleicher Höhe wie bei den separaten Lastversuchen aufgebracht. Ausgehend vom ungekerbten Querschnitt, beträgt das entsprechende Spannungsverhältnis dabei 1:1. Ab einer festen Risslänge an der Oberfläche erfolgte erneut eine reine Biegebelastung bei $R = 0,1$ bevor abschließend der

Restgewaltbruch statisch erzeugt wurde. Im Vergleich zu den Versuchen bei separater Last waren deutlich weniger Lastwechsel nötig, um den gleichen Rissfortschritt zu erhalten. Die Seitenansicht in Abbildung 19b zeigt, dass die entstandene Bruchfläche wesentlich ebener als die des reinen Torsionsversuchs in Abbildung 17b ist. Aus Abbildung 19c geht hervor, dass das Risswachstum unter der Bauteiloberfläche (12) erneut torsionsgesteuert ablief, während die Rissfläche im Probeninneren (13) eher den Biegeversuchen entspricht. Allerdings weist die Bruchfläche in diesem Bereich eine gröbere Struktur als die Bruchflächen der reinen Biegeversuche auf. Es werden feine Linien (14) mit Orientierung zur Probenmitte hin deutlich. Weiterhin fällt auf, dass die Rissfront (15) hier nicht mehr halb elliptisch zur Kerbe ausgerichtet ist. Im Vergleich zu den Experimenten bei reiner Torsion tritt bei dieser Probenfläche außerdem nicht die scharfe Rastmarke bei einer Riss-tiefe von 9 mm auf.

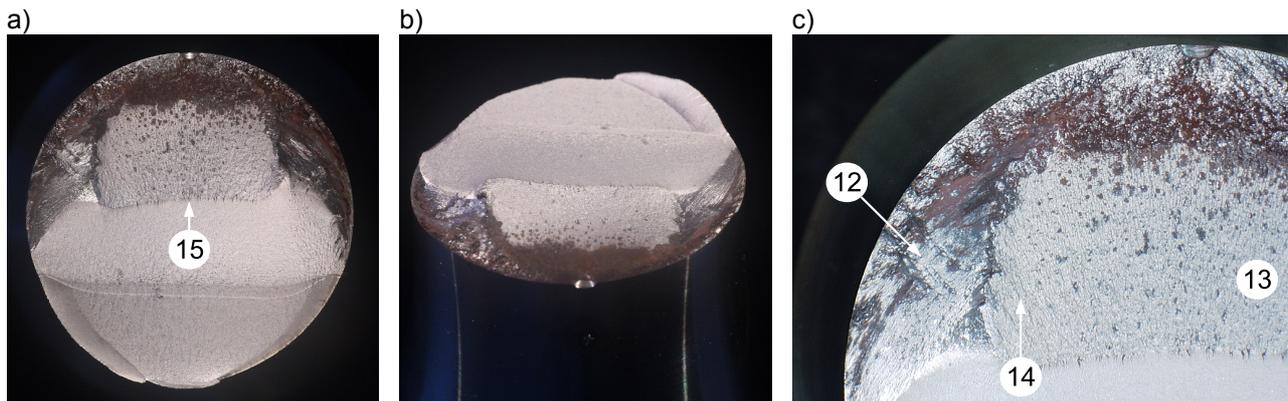


Abbildung 19: Bruchflächenanalyse nach phasengleich überlagerter Biege-Torsions-Belastung
a) Bruchfläche nach überlagerter Belastung bei $R = -1$ gefolgt von reiner Biegung bei $R = 0,1$
b) Seitenansicht mit Kerbe im Vordergrund
c) Detaildarstellung des Probenbereichs unter überlagerter Beanspruchung

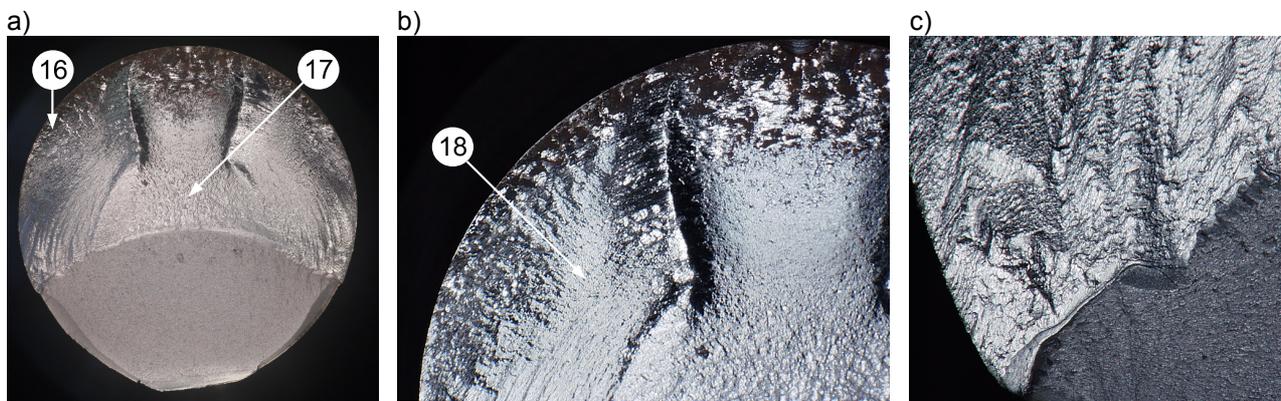


Abbildung 20: Bruchflächenanalyse nach 90° phasenverschobener überlagerter Biege-Torsions-Belastung
a) Bruchfläche nach überlagerter Belastung bei $R = -1$ gefolgt vom Restgewaltbruch
b) Detaildarstellung des Probenbereichs unter überlagerter Beanspruchung
c) Detaildarstellung des Rissfrontendes am Probenrand

Vergleichend zur Bruchfläche aus dem phasengleich überlagerten Versuch ist in Abbildung 20a das Ergebnis aus einem Experiment bei um 90° phasenverschobener, überlagerter Belastung dargestellt. Bei dieser Probe wurde zudem direkt bei Erreichen der festen Risslänge der Restgewaltbruch statisch eingeleitet. Da in diesem Versuch die Biegung und die Torsion auf dem gleichen Lastniveau waren, sank die Anzahl der benötigten Lastzyklen noch einmal drastisch. Auch auf dieser Bruchfläche zeigt sich deutlich der Einfluss der Torsion nahe der Oberfläche (16) und der Biegung im Bauteilinneren (17) (Abbildung 20b und c). Beide Bereiche sind im Vergleich zur phasengleich belasteten Probe allerdings kleiner. Stattdessen gibt es zwischen ihnen einen Bereich (18),

der teilweise die Merkmale beider Belastungseinflüsse aufweist. So ist insbesondere in Abbildung 20b nahe der Oberfläche ein vergleichsweise ebener heller Bereich zu erkennen, welcher sowohl die halb elliptischen Riefen infolge der Torsion als auch die Linien mit Orientierung zur Probenmitte infolge der Biegung besitzt.

2.3.7 Numerische Simulationen zur Mixed-Mode Belastung

Im Hinblick auf die numerischen Simulationen des Risswachstums wurde ein FE-Modell der Probe in ABAQUS erstellt. Für die Einleitung der Lasten nach dem Vorbild der im Prüfstand vorherrschenden Bedingungen wurden entsprechende Randbedingungen geschaffen. In diesem Zusammenhang wurden die Tonnenrollenlager und deren Gehäuse in Form von starren Hohlzylindern modelliert (Abbildung 21a). Die Vernetzung der Probe erfolgte zunächst mit einfachen hexagonalen Elementen, die gleichmäßig, konzentrisch zur Wellenachse zusammenlaufen. Im weiteren Verlauf wurde das Modell in das Rissfortschrittstool FRANC3D exportiert und dort in ein lokales Modell der verjüngten Rissumgebung sowie ein globales Modell der übrigen Probe unterteilt. Während der globale Part unverändert blieb, wurde in den lokalen Bereich der halb elliptische Oberflächenriss nach dem Vorbild der angerissenen Proben aus den Experimenten mit einer Risttiefe von $a = 3 \text{ mm}$ und mit $a/c = 0,8$ eingebracht. Weiterhin erfolgte in FRANC3D die Vernetzung des rissbehafteten lokalen Modells (Abbildung 21b und c) mit Tetraeder-Elementen. Unter diesen Voraussetzungen erfolgte die Simulation mit kontinuierlicher Verknüpfung zum globalen Modell. Abschließend konnten die Spannungsintensitätsfaktorlösungen in FRANC3D und die Spannungs- und Verformungsdaten in ABAQUS ausgewertet werden. In Abbildung 21d ist hierfür exemplarisch die überhöht dargestellte Verformung des gesamten Modells unter maximaler, phasengleich überlagerter Biege-Torsions-Belastung abgebildet.

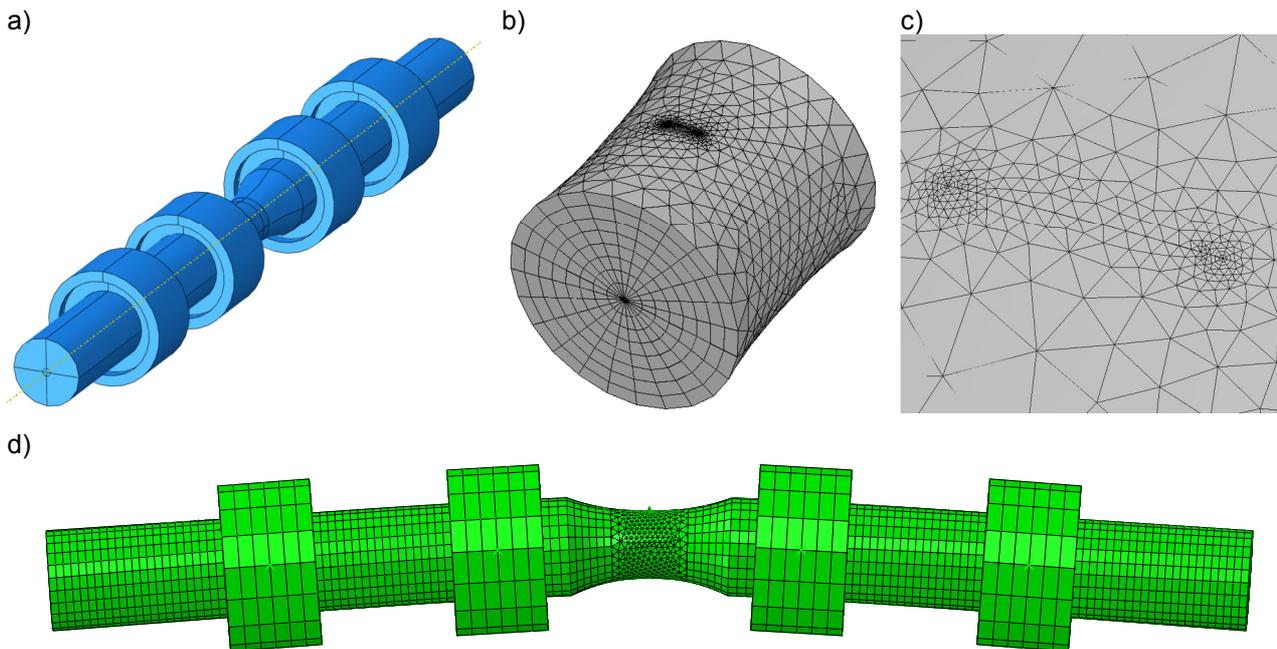


Abbildung 21: Numerische-Simulation der Probe

- a) FE-Modell der Probe mit den Biegelagern in ABAQUS
- b) Vernetzung des rissbehafteten lokalen FE-Modells in FRANC3D
- c) Detaildarstellung des FE-Netzes in der Rissumgebung an der Probenoberfläche
- d) 20-fach überhöht dargestellte Verformung des gesamten FE-Modells bei phasengleicher Überlagerung von maximaler Biegung und Torsion in ABAQUS

Für den statischen Ausgangszustand der gekerbten Probe bei $a = 1 \text{ mm}$ konnten die SIF-Lösungen für die untersuchten Belastungsarten zu verschiedenen Zeitpunkten sowie für unterschiedliche a/c -Verhältnisse und Phasenverschiebungswinkel numerisch ermittelt werden. In Abbildung 22 sind diesbezüglich exemplarisch die Verläufe der SIF für Mode I, II und III über der

normierten Position s auf der Rissfront nach phasengleicher und nach um 90° phasenverschobener Überlagerung der Belastungen sowie für $a/c = 0,5, 0,8$ und $1,0$ aufgetragen.

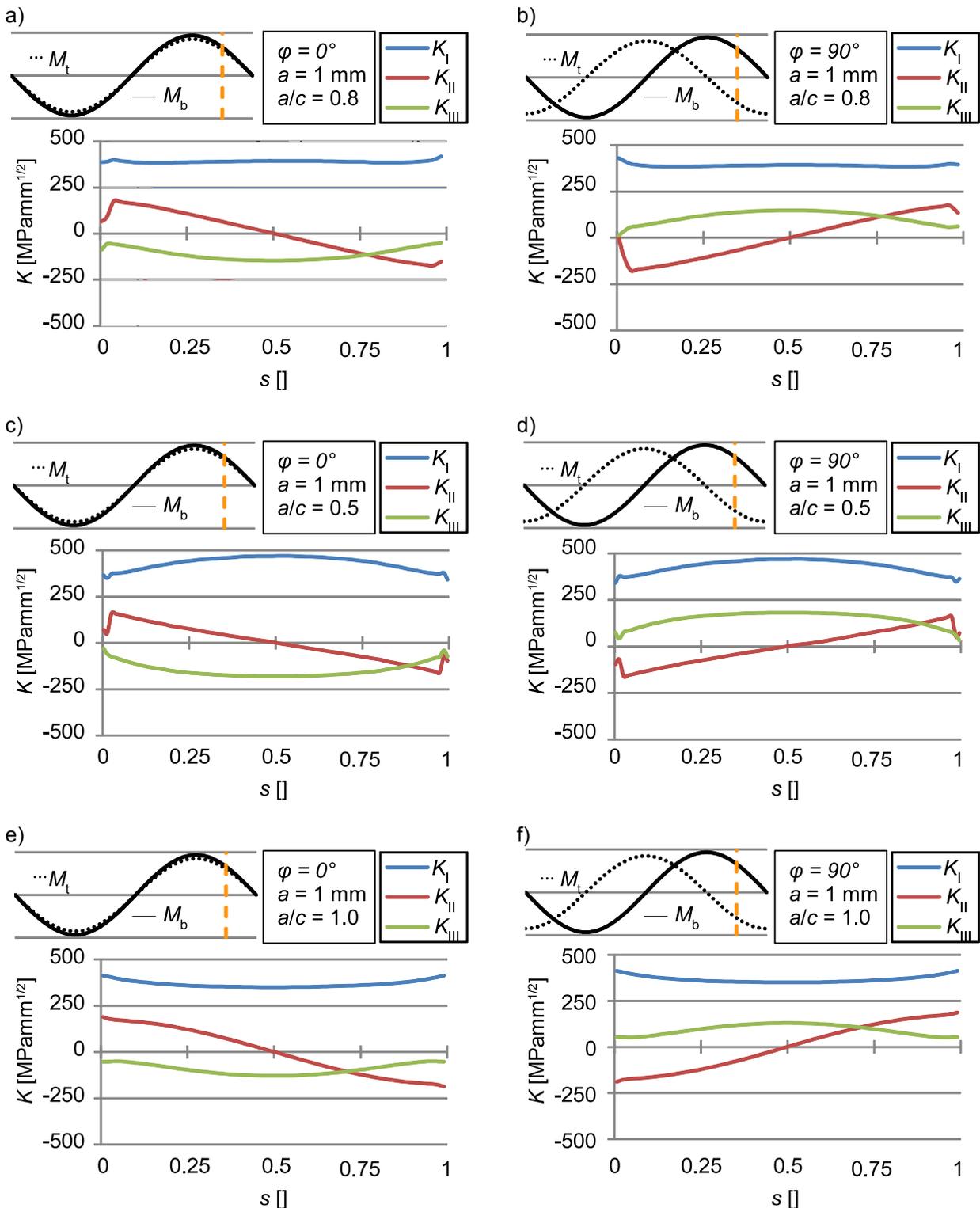


Abbildung 22: Verlauf der SIF für Mode I, II und III über die normierte Position s auf der Rissfront bei unterschiedlichen Phasenwinkeln und a/c -Verhältnissen:

a) $\varphi = 0^\circ, a/c = 0,8$ b) $\varphi = 90^\circ, a/c = 0,8$ [HKS17]

c) $\varphi = 0^\circ, a/c = 0,5$ d) $\varphi = 90^\circ, a/c = 0,5$

e) $\varphi = 0^\circ, a/c = 1,0$ f) $\varphi = 90^\circ, a/c = 1,0$

Bei den gewählten Beziehungen zwischen Biege- und Torsionsmoment stellt K_I in allen Diagrammen den signifikanten Anteil dar. Wie erwartet ist der Verlauf für K_{II} als Ergebnis der Torsion in der Mitte der Rissfront null und maximal mit entgegengesetzten Vorzeichen nahe der Durchstoßpunkte an der Bauteiloberfläche. Dies ist mit der reinen Verschiebung senkrecht zur Rissausbreitungsrichtung in der Mitte und der reinen Verschiebung in Rissausbreitungsrichtung an den Endpunkten der Rissfront zu erklären. Entsprechend dieses Verhaltens zeigt sich für K_{III} der umgekehrte Verlauf mit einem Maximum in der Mitte und einem Minimum an den Oberflächenpunkten.

In Abbildung 22a ist der Verlauf für K_I nahezu konstant, was auf die natürliche Geometrie des Risses bei $a/c = 0,8$ zurückzuführen ist. Der eher theoretische Grenzfall mit $a/c = 0,5$ zeigt ein leichtes Maximum für K_I in der Mitte (Abbildung 22c), welches darauf hindeutet, dass der Riss zunächst in das Bauteil hinein wachsen wird. Im Gegensatz dazu befindet sich für den anderen Grenzfall eines halbkreisförmigen Risses bei $a/c = 1,0$ (Abbildung 22e) das Maximum an den Oberflächenpunkten. Demzufolge wächst der Riss hier zunächst in die Breite und gleicht sich so der natürlichen, halbeliptischen Rissgeometrie an. Bezüglich der Verläufe für K_{II} und K_{III} weisen diese drei Diagramme kaum einen Unterschied auf.

Der Vergleich zwischen den Diagrammen mit einer Phasenverschiebung von 0° (Abbildung 22a, c und e) und den entsprechenden Gegenstücken mit einer Phasenverschiebung von 90° (Abbildung 22b, d und f) zeigt hingegen eine signifikante Veränderung der Verläufe für K_{II} und K_{III} . Infolge der Richtungsänderung der Torsion werden die zugehörigen Kurven an der Abszisse gespiegelt, sodass K_{III} nun im positiven Bereich liegt und K_{II} einen ansteigenden Verlauf aufweist. Die jeweiligen Graphen für K_I bleiben hingegen nahezu unverändert.

2.4 Stellungnahme zur wirtschaftlichen Verwertung der Ergebnisse

Eine direkte wirtschaftliche Verwertbarkeit der vorliegenden Untersuchungsergebnisse besteht nicht. Allerdings kann indirekt ein wirtschaftlicher Nutzen für die Restlebensdauerermittlung von Radsatzwellen erlangt werden, wenn die gewonnenen wissenschaftlichen Ergebnisse Verwendung finden und dadurch die Zuverlässigkeit der Berechnung erhöht wird.

2.5 Beitrag zu den Ergebnissen des Projekts

Bearbeiter dieses Projektes sind die Herren Paul Köster (geb. Söllig) und Robert Hannemann.

3 Zusammenfassung

Die Festlegung von Inspektionsintervallen für sicherheitsrelevante Bauteile wie Radsatzwellen kann mit Hilfe von Restlebensdauerberechnungen auf Basis bruchmechanischer Betrachtungen erfolgen. Am Beispiel von verschiedenen Strukturdetails einer Radsatzwelle bzw. an einfachen Rundproben wurde der Einfluss von überlagerter Biege-/Torsionsbeanspruchung und nicht-linearer Spannungsverteilung durch Kerben und Presssitze auf das Rissausbreitungsverhalten und die Restlebensdauer untersucht.

Hierfür wurde zunächst ein typischer Wellenwerkstoff (34CrNiMo6) bruchmechanisch charakterisiert. Dabei wurde die Basis von Rissfortschrittsdaten für positive und negative Spannungsverhältnisse erweitert und statistisch ausgewertet. Durch die ermittelten *FORMAN/METTU* Parameter lässt sich nun für ein breites Spektrum von Spannungsverhältnissen Rissfortschrittskurven unterschiedlicher Überlebenswahrscheinlichkeiten analytisch beschreiben.

Für die bruchmechanischen Untersuchungen von unterschiedlichen Strukturdetails einer Radsatzwelle sowie für verschiedene Belastungsarten sind zwei Prüfstände entstanden, mit denen vielfältige Untersuchungen durchgeführt werden können. Zum einen wurde ein Umlaufbiegeprüfstand entwickelt, mit dem es möglich ist unterschiedlichste Rundprobengeometrien unter Umlaufbiegung mit konstanter, aber auch variabler Amplitudenbelastung zu untersuchen. Der entwickelte Biege-Torsions-Prüfstand ist in der Lage, Rundproben unter einem konstanten Biegemoment mit überlagerter Torsionsbelastung bruchmechanisch zu untersuchen. Die Überlagerung der Torsionsbelastung kann dabei phasengleich und phasenverschoben zur Biegebelastung erfolgen.

Um den Einfluss von nichtlinearen Spannungsverteilungen infolge von Strukturdetails einer Radsatzwelle auf die Rissausbreitung zu analysieren, wurden Umlaufbiegeversuche durchgeführt. Un-

tersucht wurden das Strukturdetail der Mulde und des Presssitzes einer Radsatzwelle mit jeweils drei unterschiedlichen Kerbfaktoren. Die Ergebnisse haben ein Flacherwerden der Rissfront mit steigender Risstiefe infolge der Umlaufbiegung gezeigt. Weiterhin konnte ein Verdrehen der Rissfront festgestellt werden, welches durch einen hohen Kerbfaktor und einer Presssitzbelastung begünstigt wird. Eine überlagerte Presssitzbelastung führte somit schon bei geringeren Kerbfaktoren zu einem Verdrehen der Rissfront. Weiterhin wurde der Einfluss der Strukturdetails und damit verbundenen nichtlinearen Spannungsverteilungen auf die Restlebensdauer analytisch und experimentell untersucht. Hierbei konnten die experimentellen Ergebnisse die analytischen Berechnungen mit den aus FE-Simulationen abgeleiteten analytischen SIF-Lösungen bestätigen. Die Ergebnisse konnten zeigen, dass ein erhöhter Kerbfaktor zu einer Verkürzung der Restlebensdauer führt. Eine Überlagerung der Umlaufbiegung mit einer Presssitzbelastung führt analytisch wie experimentell ebenfalls zu einer deutlichen Verkürzung der Restlebensdauer. Die analytischen Untersuchungen haben zudem gezeigt, dass eine Restlebensdauerberechnung mit klassischen Lösungen für Standardrissfälle aus Softwareangeboten eine deutlich verkürzte Restlebensdauer von Radsatzwellen prognostiziert. Die Berücksichtigung von nichtlinearen Spannungsverteilungen sollte daher durch numerisch bestimmte SIF-Lösungen in der Restlebensdauerberechnung Anwendung finden.

Hinsichtlich der vergleichenden Untersuchungen zu separater Biege- und Torsionsbelastung konnte festgestellt werden, dass sich das Risswachstum deutlich unterscheidet. Bei der Biegebelastung zeigen sich die Rissfronten wie bei den Versuchen am Umlaufbiegeprüfstand in halb elliptischer Form in Anlehnung an die Starterkerbe. Zudem flachen sie auch am Biege-Torsions-Prüfstand mit zunehmender Risstiefe ab. Die Bruchflächen der reinen Torsionsversuche weisen zunächst bis zu einer Risstiefe von 9 mm eine Mode-I Steuerung auf, bevor es einen scharfen Wechsel zu einer Mode-II Steuerung gibt und die Rissflächen aus der Rissebene abknicken und es zusätzlich zu einer Verzweigung der Rissfront kommt. Weiterhin findet das Risswachstum anschließend insbesondere an der Bauteiloberfläche statt. Eine Überlagerung der Belastung führt zu einer drastischen Reduzierung der Restlebensdauer. Die entsprechenden Bruchflächen weisen die Merkmale beider Belastungseinflüsse sowie eine Vermischung dieser auf. Dies wird insbesondere bei einer Phasenverschiebung um 90° deutlich. Ein signifikanter Einfluss der Phasenverschiebung auf die Spannungsintensitätsfaktoren für Mode II und III konnte auch numerisch nachgewiesen werden. Diese Erkenntnisse dienen als Grundlage zur Bewertung existierender Konzepte.

4 Literaturverzeichnis

- [1] Richard, H. A.; Sander, M.: Ermüdungsrisse - Erkennen, sicher beurteilen, vermeiden. In: Praxis. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012
- [2] Lebahn, J.; Sander, M.: Determination of statistical secured residual lifetime based on sensitivity analysis and stochastic crack propagation simulation. In: 13th International Conference on Fracture Peking, 2013
- [3] Forman, R. G.; Mettu, S. R.: Behavior of surface and corner cracks subjected to tensile and bending loads in Ti-6Al-4V alloy. *Frac. Mech.: Twenty-Second Symposium*, Philadelphia, S. 519–546
- [4] NASGRO: Fracture mechanics and fatigue crack growth analysis software. Version 6.0 - Reference Manual. NASA Johnson Space Center und Southwest Research Institute, 2009
- [5] Döker, H.: Fatigue crack growth threshold: implications, determination and data evaluation. In: *International Journal of Fatigue* (19), 1997, no 93, pp. 145–149
- [6] DIN EN 13104: Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren. Beuth Verlag GmbH, Berlin, März 2013
- [7] DIN EN 13103: Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Laufradsatzwellen - Konstruktions- und Berechnungsrichtlinie. Beuth Verlag GmbH, Berlin, Oktober 2012
- [8] Carpinteri, A.; Brighenti, R.; Spagnoli, A.: Surface flaws in cylindrical shafts under rotary bending. In: *Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures* (21), 1998, no 9, pp. 1027–1035