

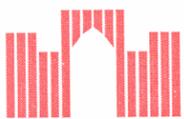
Brandenburg

Grigori Boudnitski, Karl-Otto Edel

Oberflächendefekte im Scheibenbereich

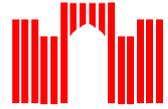
Abschlußbericht zum DFG-Projekt

Brandenburg an der Havel,
April 1998



FH

Angewandte Forschung



Grigori Boudnitski, Karl-Otto Edel

**Oberflächendefekte
im Scheibenbereich**

Abschlußbericht zum DFG-Projekt

Brandenburg an der Havel,
April 1998

Zusammenfassung

Wiederverwendbare Eisenbahnvollräder, die aus dem alten, für neue Eisenbahnräder jedoch nicht mehr zugelassenen Vollradstahl BV1 hergestellt wurden, zeigen in einigen Fällen das Vorhandensein von Oberflächenfehlern in Form von Überwalzungen im Bereich der Radscheibe. Um die Betriebssicherheit der mit BV1-Vollrädern ausgerüsteten Güterwagen unter den dynamischen Beanspruchungen des Eisenbahnbetriebes gewährleisten zu können, ist die Bruchmechanik ein geeignetes Mittel zur Analyse und Bewertung des Verhaltens derartiger Defekte mit rißartigem Charakter. Die bruchmechanische Problematik wurde im Rahmen des DFG-Schwerpunktprogramms

„Systemdynamik und Langzeitverhalten von Fahrwerk, Gleis und Untergrund“

als das Thema

„Analyse und Bewertung des Verhaltens rißartiger Oberflächendefekte im Scheibenbereich von Eisenbahnvollrädern mit den Methoden der probabilistischen Bruchmechanik“

behandelt. Analysiert und bewertet wurde das Dauerfestigkeitsverhalten sowie das Rißwachstumsverhalten von Ermüdungsrissen, die von Überwalzungen ausgehen. Um den Einfluß der Breite der Streuung der wesentlichen Parameter der Beanspruchung und der Beanspruchbarkeit auf die Dauerfestigkeit und die zyklische Rißausbreitung erfassen und die für die Betriebssicherheit erforderlichen zulässigen Riß- bzw. Defektgrößen festlegen zu können, sind die bruchmechanischen Analysen als Monte-Carlo-Simulation gestaltet worden. Ziel der Analysen war es, zulässige Defektgrößen für die zerstörungsfreie Bauteilprüfung bei Gewährleistung der Dauerfestigkeit der mit Überwalzungen behafteten Vollräder auf wissenschaftlich fundierter Basis abzuleiten, da praktische Erfahrungen mit derartigen Defekten nicht vorlagen.

Die im Rahmen dieser Thematik erarbeitete Methodik der bruchmechanischen Bewertung der Dauerfestigkeit durch rißartige Defekte geschädigter Bauteile kann auch auf andere Bauteile mit derartigen Oberflächendefekten übertragen werden. Unter Umständen müssen aber nicht nur die dann relevanten Einflußgrößen berücksichtigt werden, sondern es sind auch möglicherweise Erweiterungen erforderlich, um die Beanspruchungen entsprechend der Rißöffnungsart III in die Betrachtungen einbeziehen zu können.

Die Bearbeitung der Thematik wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft von 1995 bis 1997 gefördert. Ohne diese Förderung wäre die Erreichung der in diesem Bericht dargelegten Resultate nicht möglich gewesen. Der Deutschen Forschungsgemeinschaft sei an dieser Stelle für die Förderung, der Deutschen Bahn AG für die Unterstützung und Bereitstellung von Material und Daten gedankt.

Inhalt

	Seite:
1. Beschreibung and Analyse der Oberflächendefekte im Scheibenbereich	1
1.1. Resultate der Prüfung auf einem Umlaufbiegeprüfstand	1
1.2. Erfahrungen zum Auftreten von Walzfehlern bei Vollrädern	4
1.3. Oberflächendefekte an BV 1-Vollrädern.....	6
1.3.1. Angaben zur Nutzung der BV 1-Vollräder und zu ihren Schäden	6
1.3.2. Resultate zerstörungsfreier und zerstörender Prüfungen	8
1.3.3. Statistische Analyse des Neigungswinkels der Walzdefekte	12
1.3.4. Analyse der Abmessungsrelationen der Walzdefekte	12
1.3.5. Die Relation zwischen realer und zerstörungsfrei gemessener Defektgröße	13
2. Die Beanspruchung der BV 1-Vollräder	14
2.1. Die Größe der im Betrieb auftretenden Radkraftkomponenten	14
2.2. Die Achsfahrmassen-Verteilung bei Güterwagen	16
2.3. FEM-Berechnung der radkraftbedingten Spannungen im Scheibenbereich	16
2.4. Die Eigenspannungen im Scheibenbereich	24
2.5. Die Temperaturspannungen im Scheibenbereich klotzgebremster Vollräder.....	34
3. Spannungsintensitätsfaktoren für gerade, geneigte Durchrisse	37
3.1. Der Spannungsverlauf über die Scheibendicke der Vollräder	37
3.2. Spannungsintensitätsfaktoren nach Literaturangaben	37
3.3. Spannungsintensitätsfaktoren nach eigenen FEM-Berechnungen	41
3.4. Überprüfung der Zulässigkeit der Idealisierung.....	44
3.5. Überprüfung der Genauigkeit der FEM-Lösungen	46
4. Die Werkstoffeigenschaften des Vollradstahls BV1	49
4.1. Werkstoffangaben für Vollradstähle	49
4.1.1. Analysen- und Festigkeitswerte nach dem UIC-Kodex 812-3	49
4.1.2. Analysen- und Festigkeitswerte der untersuchten Vollräder.....	50
4.2. Der Schwellenwert der Ermüdungsrißausbreitung von Vollradstahl.....	51
4.2.1. Literaturangaben zum Vollradstahl von Vollradstahl.....	51
4.2.2. Zielstellung der Untersuchungen.....	53
4.2.3. Analyse der Beanspruchungsverhältnisse für die BV1-Vollräder.....	53
4.2.4. Vorgaben für die experimentellen Untersuchungen.....	55
4.2.5. Beschreibung der Versuchseinrichtung	55
4.2.6. Versuchsdurchführung.....	56
4.2.7. Wiedergabe und statistische Analyse der Schwellenwerte $\Delta K_{th}(R)$ für den Vollradstahl BV1.....	57
4.2.8. Zum Einfluß der Frequenz auf den Schwellenwert	60
4.3. Die Rißwachstumseigenschaften des Vollradstahls BV1.....	62
4.4. Die Bruchzähigkeitseigenschaften der Vollradstähle.....	67
4.4.1. Anmerkungen zur standardgemäßen Bruchzähigkeitsermittlung.....	67
4.4.2. Erfahrungen zur statischen Bruchzähigkeit von Vollradstahl	68
4.4.3. Erfahrungen zur dynamischen Bruchzähigkeit von Vollradstahl.....	69
4.4.4. Die Bruchzähigkeitseigenschaften der Eisenbahnvollräder der DB AG.....	71
4.4.5. Die Bruchzähigkeit in Abhängigkeit vom Kohlenstoffgehalt	72
4.4.6. Die statische Bruchzähigkeit des alten Vollradstahls BV1	72

5.	Bruchmechanische Analyse der Dauerfestigkeit	75
5.1.	Das Kriterium für die Dauerfestigkeit rißartiger Schäden	75
5.2.	Die Art der Berechnung der dauerhaftesten Rißgrößen	77
5.3.	Die Bewertung der Dauerfestigkeit der rißartigen Defekte.....	78
5.4.	Monte-Carlo-Simulation der Dauerfestigkeit der rißartigen Überwalzungen.....	80
5.5.	Diskussion der Simulationsresultate.....	81
5.6.	Empfehlungen für die zulässige Defektgröße für die zerstörungsfreie Prüfung	84
6.	Bruchmechanische Analyse des Rißwachstums	85
6.1.	FEM-Analyse der Geometrie des Pfades der Ermüdungsrißentwicklung.....	85
6.2.	Monte-Carlo-Simulation des Rißwachstums.....	90
6.2.1.	Annahmen für die Simulation des Rißwachstums.....	90
6.2.2.	Ergebnisse der Simulation des Rißwachstums	92
7.	Schlußfolgerungen aus den Untersuchungen	95
7.1.	Die Ergebnisse der bruchmechanischen Analysen.....	95
7.2.	Kritische Einschätzung des erreichten Standes	98
7.3.	Weitere Anwendungsmöglichkeiten bruchmechanischer Dauerfestigkeitsanalysen und -bewertungen.....	102
7.4.	Wirtschaftliche Verwertung der wissenschaftlichen Resultate.....	104
8.	Literaturangaben	105

1. Beschreibung und Analyse der Oberflächendefekte im Scheibenbereich

1.1. Resultate der Prüfung auf einem Umlaufbiegeprüfstand [1.1]

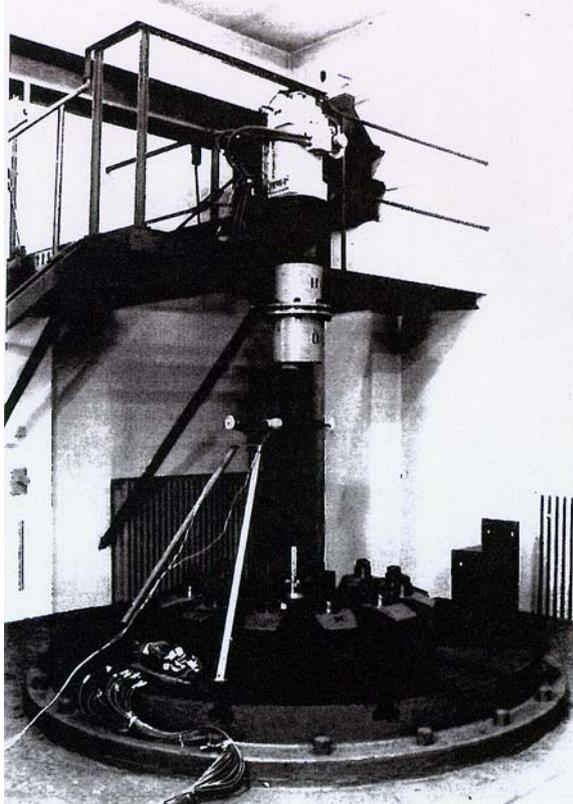


Bild 1.1: Ansicht des Umlaufbiegeprüfstandes.

Um entscheiden zu können, ob die Radsätze mit Vollrädern aus dem Stahl BV 1, die bei der Rückgewinnung anfallen, teilweise bereits vor 1960 hergestellt wurden und unterschiedlich großen Verschleiß aufweisen (mit Laufkreisdurchmessern auch unter 920 mm), für heutige Güterwagen weitergenutzt werden können, sind in der Versuchsanstalt Minden der ehemaligen Deutschen Bundesbahn experimentelle Betriebsfestigkeitsuntersuchungen auf einem Umlaufbiegeprüfstand (UBP) durchgeführt worden [1.1].

Für die Untersuchungen standen fünf Halbradsätze mit Rädern unbekannter Hersteller zur Verfügung. Im Bereich der Radscheibe zeigten die Vollräder starke Drehriefen und Rostnarben. Entsprechend den Festigkeitseigenschaften mit einer Streckgrenze von 420 MPa und einer Zugfestigkeit von 660 MPa ist der Werkstoff als Vollradstahl R1 nach den derzeit gültigen Lieferbedingungen UIC 812-3 [1.2] einzuordnen. Die den Verschleißzustand charakterisierenden Abmessungen des Laufkreisdurchmessers und der Radkranzstärke sind in der folgenden Tabelle 1.1 wiedergegeben.

Die den Verschleißzustand charakterisierenden Abmessungen des Laufkreisdurchmessers und der Radkranzstärke sind in der folgenden Tabelle 1.1 wiedergegeben.

Tabelle 1.1: Angaben zum Verschleißzustand und zum Prüfergebnis auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

Rad-Nr.	Durchmesser	Radkranzstärke	Ort der Rißbildung im Versuch	
1	861,2 mm	23,6 mm	---	---
2	892,2 mm	39,1 mm	$r \approx 171$ mm	Innenseite
3	946,0 mm	66,0 mm	$r \approx 171$ mm	Innenseite
4	893,5 mm	39,8 mm	$r \approx 171$ mm	Innenseite
5	947,2 mm	66,6 mm	$r \approx 171$ mm	Innenseite

Auf dem Umlaufbiegeprüfstand wurden die Räder einer Wechselbiegebeanspruchung ausgesetzt, die nach Erreichen der Grenzlastschwingspielzahl von $10 \cdot 10^6$ Schwingspielen jeweils erhöht wurde. Die Prüfspannungen an der am höchsten beanspruchten Meßstelle 1B (Innenseite, $r = 170,5$ mm) waren ± 73 MPa bei Rad 2, ± 76 MPa bei den Rädern 3 und 5 sowie ± 77 MPa bei Rad 4 jeweils in der ersten Belastungsstufe. In der zweiten bzw. dritten Belastungsstufe waren die Prüfspannungen ± 90 MPa und ± 115 MPa. Im Ergebnis der zyklisch einwirkenden Umlaufbiegebeanspruchung zeigten sich Risse im Rad 2 nach $8 \cdot 10^6$ Schwingspielen in der ersten Belastungsstufe, im Rad 2 nach $4 \cdot 10^6$ Schwingspielen in der zweiten Belastungsstufe sowie in den Rädern 4 und 5 nach $0,5 \cdot 10^6$ bzw. $1,0 \cdot 10^6$ Schwingspielen in der dritten Belastungsstufe. Die Rißbildung auf der Innenfläche der Radscheiben sind in den fol-

genden Bildern wiedergegeben. Angaben zu den geometrischen Riparametern sind nicht bekannt.

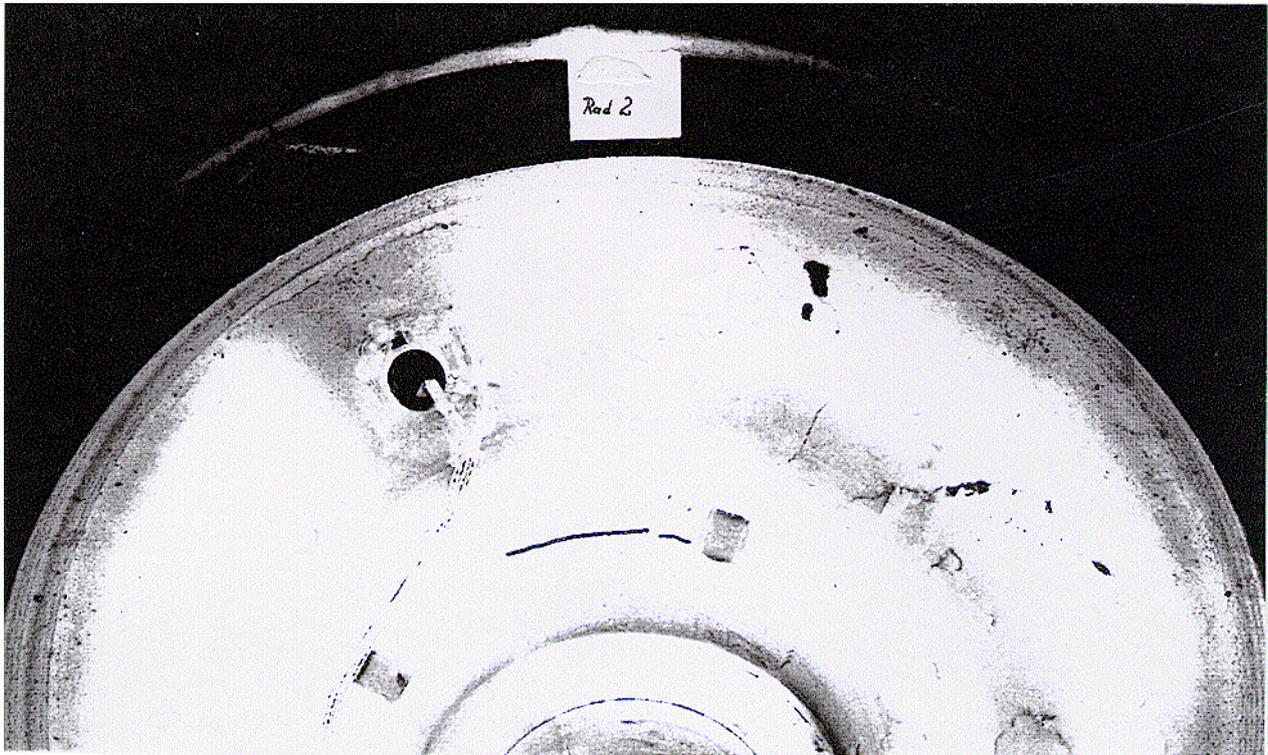


Bild 1.2: Rißbildung auf der Innenseite des Rades 2 nach der Beanspruchung auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

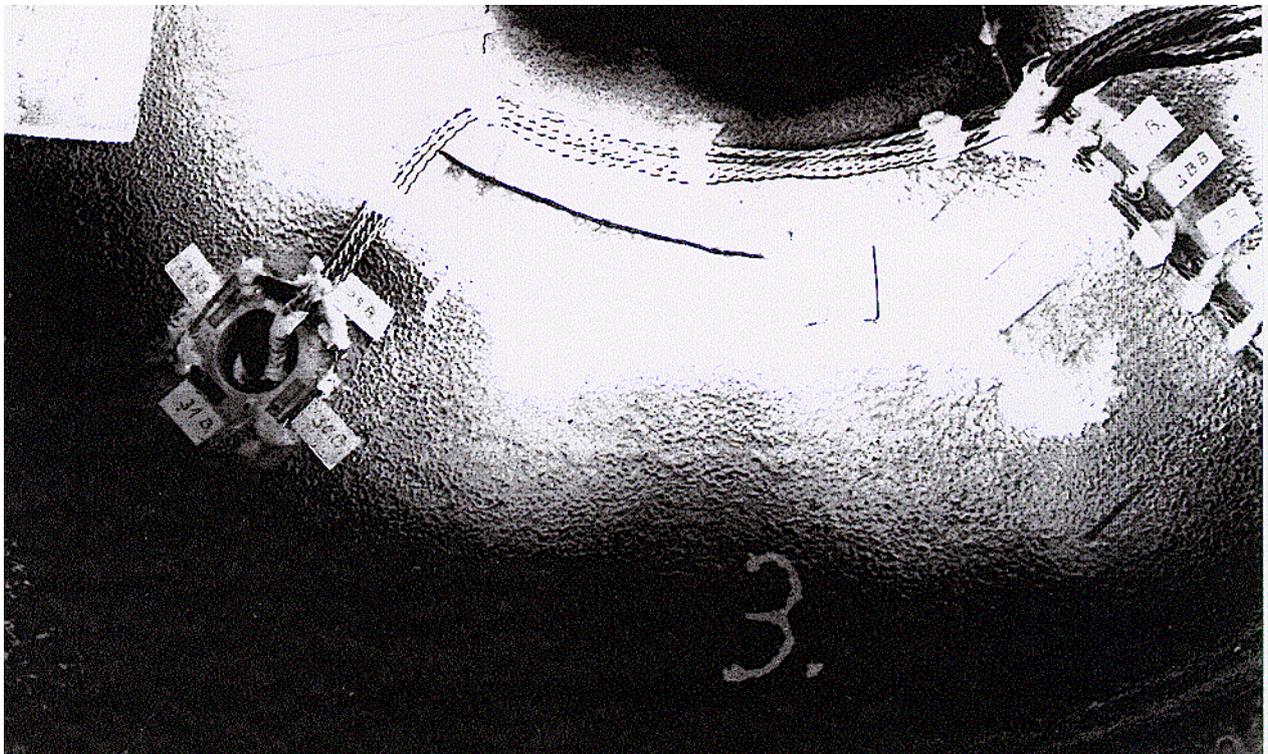


Bild 1.3: Rißbildung auf der Innenseite des Rades 3 nach der Beanspruchung auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

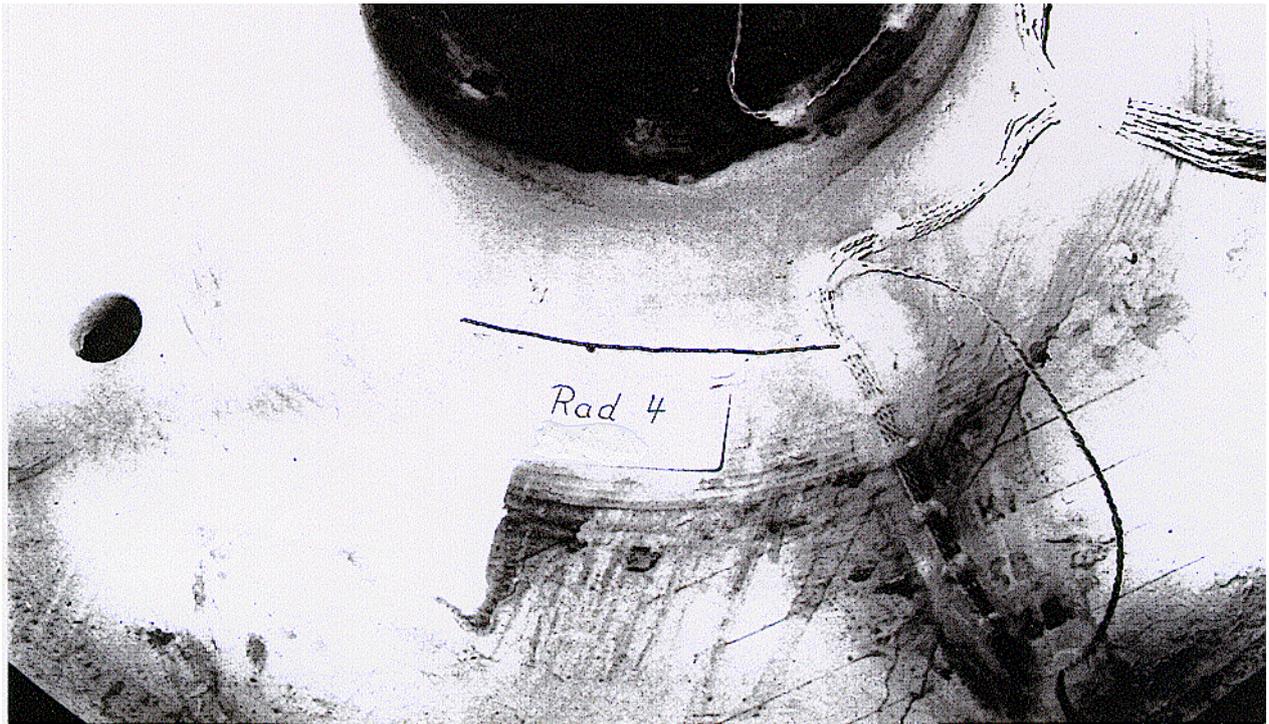


Bild 1.4: Rißbildung auf der Innenseite des Rades 4 nach der Beanspruchung auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

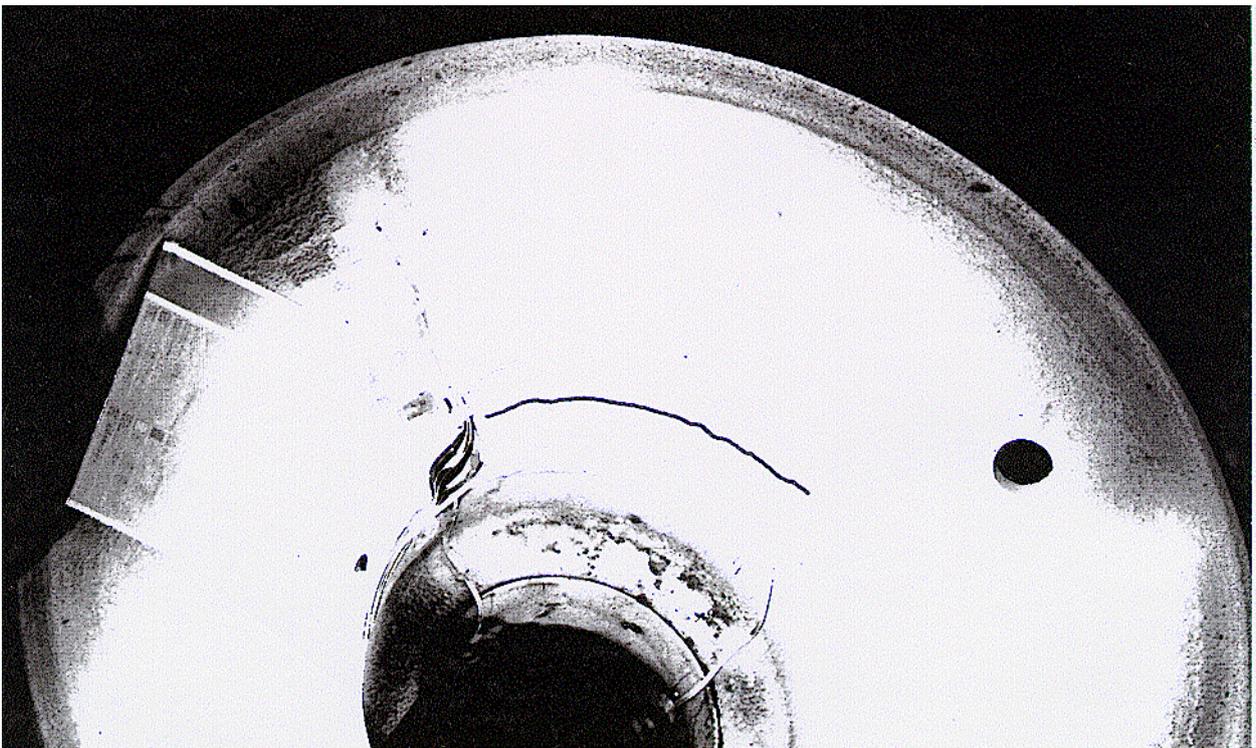


Bild 1.5: Rißbildung auf der Innenseite des Rades 5 nach der Beanspruchung auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

1.2. Erfahrungen zum Auftreten von Walzfehlern bei Vollrädern

Die an den Radreifen und Rädern von Eisenbahnwagen auftretenden Schäden sind in dem "Katalog der Schäden an Radreifen und Rädern der Wagen" des Forschungs- und Versuchsamtes (ORE) des Internationalen Eisenbahnverbandes (UIC) [1.3] charakterisiert. Unterschieden werden dementsprechend die folgenden Schäden:

Gruppe 1: Lauffläche und Oberfläche des Spurkranzes

- 10 Riefe - Rille
- 11 Flachstelle
- 12 Lauffläche mit Materialauftragungen (Aufschweißungen)
- 13 Lauffläche mit Materialverschiebungen
- 14 Grübchenbildung - Ausbröckelung - Löcher
- 15 Abblätterung
- 16 Brandflecken
- 17 Bildung von Krötenhaut und Oberflächenrissen - Ausbröckelung
- 18 Wärmerisse

Gruppe 2: Radkranz oder Radreifen und Felge

- 20 Zerquetschter Radkranz oder Radreifen
- 21 Überhitzter Radkranz oder Radreifen
- 22 Loser Radreifen
- 23 Gesprungener Radkranz oder Radreifen
- 24 Bruch eines Radreifens oder eines Radkranzes infolge Kerbwirkung

Gruppe 3: Radscheibe

- 30 Gerissene Radscheibe

Gruppe 4: Radnabe

- 40 Gerissene Radnabe

Der Herstellung werden nur relativ wenige der an Eisenbahnradern auftretenden Fehler angelastet. Bezüglich des Fehlers 30 „gerissene Radscheibe“ wird im ORE-Katalog festgestellt:

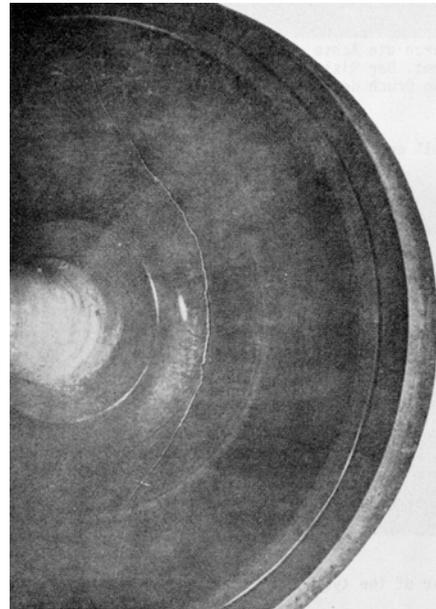


Bild 1.6: Defekt 30 der ORE-Klassifikation [1.3].

Merkmale und Aussehen:

Ermüdungsriß in der Radscheibe.

Feststellung der Fehler:

Mit bloßem Auge, gegebenenfalls durch Ultraschall- oder Magnetpulverprüfung oder mit dem Eindringverfahren.

Empfehlung:

Außerbetriebsetzung des Rades.

Wahrscheinliche Ursache:

Die Radscheibe war einem zu hohen Spannungsfeld unterworfen, das Ermüdungsrisse erzeugt, die oftmals durch oberflächliche oder innere Fehler eingeleitet werden.

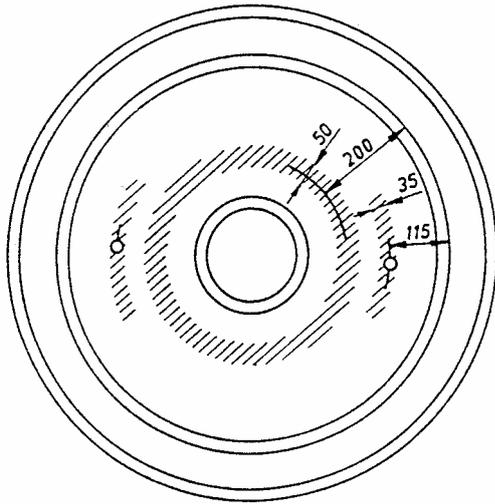


Bild 1.7: Die nach Erfahrungen der NS rißgefährdeten Bereiche in den Radscheiben von Vollrädern [1.4].

Etwas konkretere Angaben zum Auftreten von Rissen im Scheibenbereich sind von den NS, den Niederländischen Eisenbahnen, bekannt. Nach 20jähriger Nutzung zeigten 17% aller Räder eines bestimmten Typs mit 950 mm Laufkreisdurchmesser Ermüdungsrisse von weniger als einem Zentimeter bis zu mehr als 50 cm Länge im mittleren Scheibenbereich (Bild 1.7) [1.4].

Die Gefahr, die von Vollrädern mit Walzfehlern ausgehen kann, wird durch Beispiele aus dem "Katalog der Vollradbrüche" der BR [1.5] drastisch veranschaulicht. Durch Kaltschweißstellen im Material der Vollräder können ganze Bereiche des Rades abbrechen (Bild 1.8). Durch die Ultraschallprüfung nach der Herstellung lassen sich derartige Schäden aber mit Sicherheit vor Inbetriebnahme der Vollräder auffinden. Durch Überwalzungen können infolge der zyklisch einwirkenden Betriebsbeanspruchung Ermüdungsrisse entstehen (Bilder 1.9 und 1.10), die letztlich auch den Bruch des Vollrades verursachen können. Derartige Folgen sind von den hier zu betrachtenden Oberflächenfehlern jedoch nicht bekannt. Es kann aber nicht generell ausgeschlossen werden, daß die oberflächlichen Walzdefekte zu Ermüdungsrissen und schließlich auch zum Bruch führen können.

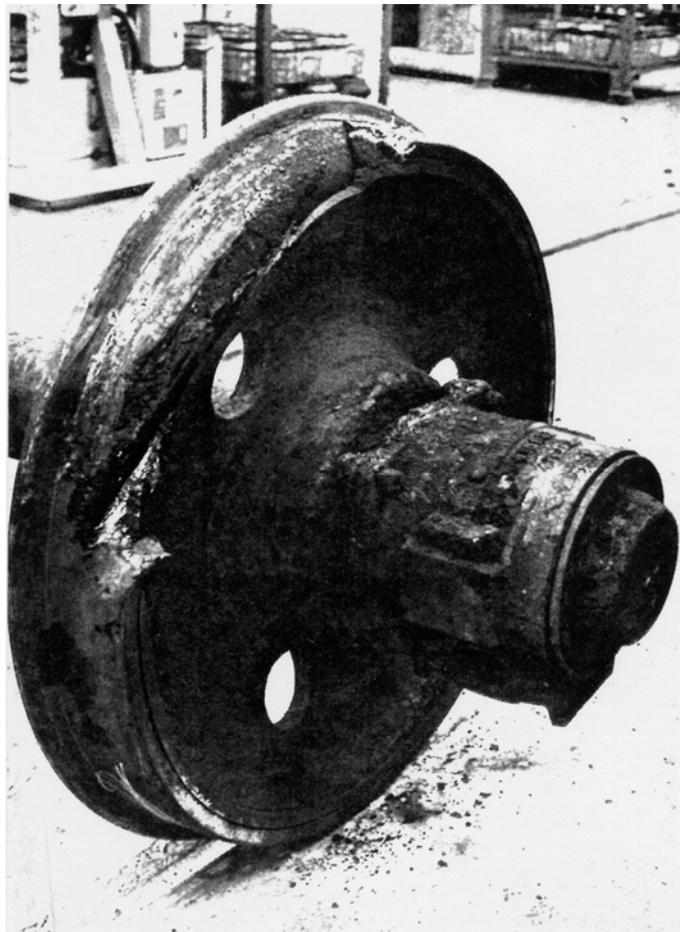


Bild 1.8: Ausbruch eines größeren Radkranzbereiches infolge einer "Kaltschweißstelle" [1.5].

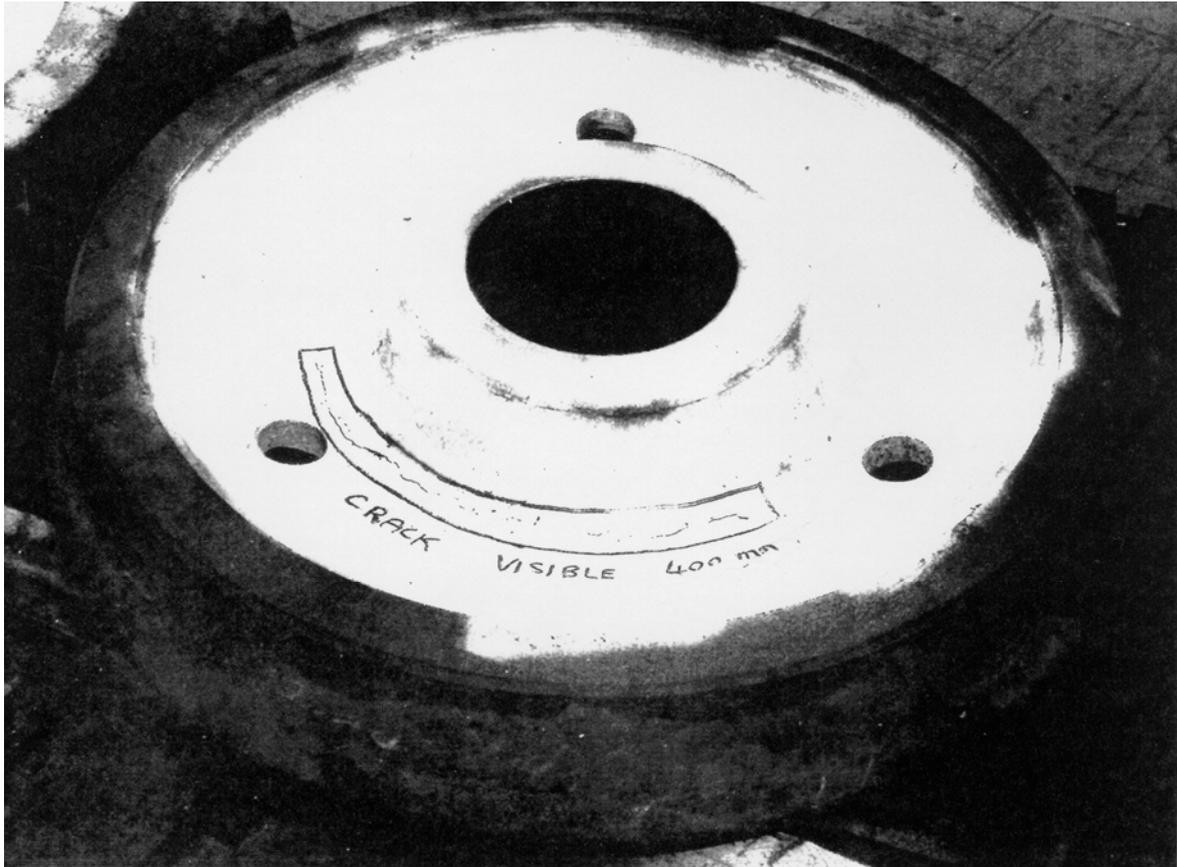


Bild 1.9: Von Überwalzungen ausgehender Ermüdungsriß im Scheibenbereich eines Vollrades [1.5].

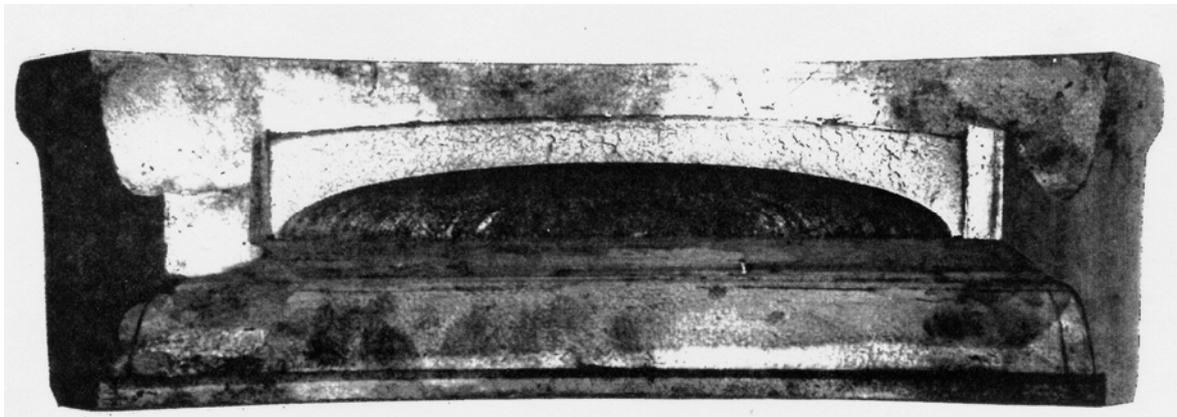


Bild 1.10: Aufgebrochener Ermüdungsriß im Scheibenbereich eines Vollrades [1.5].

1.3. Oberflächendefekte an BV 1-Vollrädern

1.3.1. Angaben zur Nutzung der BV 1- Vollräder und zu ihren Schäden [1.6]

Um den Umfang und die Bedeutung der Klärung der Auswirkungen der an den alten Vollrädern aus dem Werkstoff BV 1 aufgefundenen Oberflächendefekte zu dokumentieren, wurden bei der DB Erhebungen durchgeführt. Von den seit 1950 an die DB gelieferten Radsätzen sind zum Zeitpunkt der statistischen Erhebung, d.h. im April 1993, noch 60,1% an Güterwagen und an Bahndienstwagen im Einsatz; ermittelt wurden insgesamt 230 Radsätze als schadhaf.

Um eine gewisse Systematik in die Vielzahl der Oberflächendefekte zu bringen, sind sie entsprechend der Position, an der sie ermittelt wurden, und der Art ihrer Erstreckung nach Bild 1.11 geordnet worden. Die Daten für die Defektlängen sind in der Tabelle 1.2 zusammengestellt.

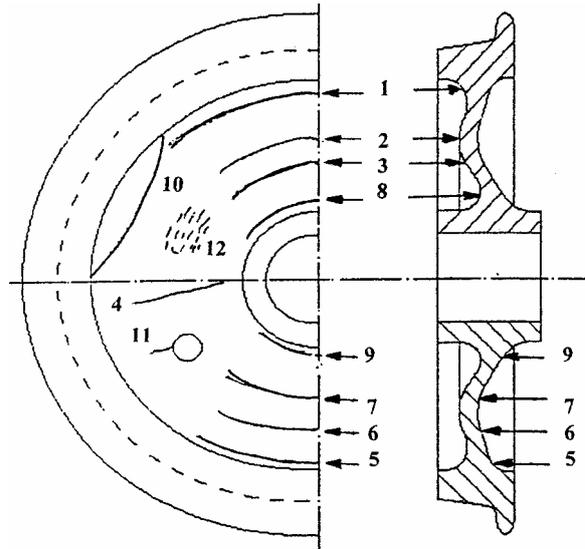


Bild 1.11: Die Systematik der Oberflächendefekte an BV 1-Vollrädern [1.6].

Tabelle 1.2: Angaben zu den Defekten im Scheibenbereich von BV 1-Vollrädern.

Länge	Art des Oberflächendefektes												Summe
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
10	6	4	3	16	4	2	1	4	2		5		47
20	6	14	9	26	6	10	7	2	1	3			81
30	5	7	4	13	5	22	14	4	4		4		82
40	2	4	7	15	2	12	6	2	2		5		57
50	4	3	3	2	9	8	4	1	2		3		39
60	3	5	1	11	5		3		1		2		31
70	1	4	4	10	4	2	4	1		3			33
80		2		6		7			1				16
90	1		1		2			2			1		7
100		3	1	2	7	1	2		1				17
110	1		2					1					4
120		1			2		1						4
130			1			1				2			4
140			2		2								4
150		1				1		1					3
160			4	1									5
170		1									1		2
180		1			1								2
190				1				1					2
200						2			1				3
210		1									1		2
220			1			1							2
230					1								1
240			2					1			1		4
250	1	1				1							3
260				1					2				3
270								1					1
280		3											3
290				2									2
300			2				1						3

Tabelle 1.2 (Fortsetzung): Angaben zu den Defekten im Scheibenbereich von BV 1-Vollrädern.

Länge	Art des Oberflächendefektes												Summe
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
350	1												1
360					1					1			2
370			1			2							3
380								1			1		2
390		1											1
400		1	2			2	2		1	1			9
500	1						1						2
600	1		2					1					4
Rf												11	
Summe	33	54	52	106	51	74	46	23	18	10	24	11	491

1.3.2. Resultate zerstörungsfreier und zerstörender Prüfungen [1.7, 1.8]

Die wesentlichen Resultate der zerstörungsfreien und der zerstörenden Werkstoffprüfung an BV 1-Vollrädern sind nach den Angaben in den drei Untersuchungsberichten des Forschungs- und Versuchszentrums Kirchmöser der DB AG [1.7, 1.8 und 1.9] in der Tabelle 1.3 zusammengestellt.

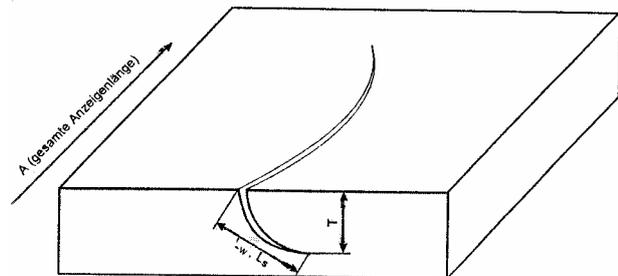


Bild 1.12: Schematische Darstellung der Oberflächendefekte [1.9].

Tabelle 1.3: Oberflächendefekte an Vollrädern aus dem Vollradstahl BV 1.

Vollrad	Radseite	Defekt	Defektparameter		
			Länge auf der Oberfläche	Größe im Querschnitt	Neigung zur Oberfläche
1.1	außen	T1	15 mm	1,3 mm	
2.1	innen	T4, tangential	70 mm	6,00 mm	
4.1	außen	T1, Reißnest	-	0,60 mm	(62°, 34°)
5.1	außen	Q1, schräg	130 mm	3,20 mm	
5.1	innen	Q1, radial	140 mm	3,50 mm	21°
5.2	innen	tang., Bohrg.	20 mm	1,00 mm	
6.2	innen	L1, tangential	380 mm	11,00 mm	
8.2	außen	L1, tangential	270°	1,50 mm	
10.1	innen	Q1, schräg	60 mm	1,10 mm	
11.1	innen	S1, radial	15 mm	9,80 mm	19°
		S2, tangential	65 mm	(4,50 mm)	30°
		S3, tangential	20 mm	3,20 mm	44°
11.2	innen	S1, ?	> 32 mm	3,47 mm	10°

Tabelle 1.3 (Fortsetzung): Oberflächendefekte an Vollrädern aus dem Vollradstahl BV 1.

Vollrad	Radseite	Defekt	Defektparameter		
			Länge auf der Oberfläche	Größe im Querschnitt	Neigung zur Oberfläche
13.1	innen	S1, tangential	110 mm	ca. 12 mm	(90°)
		S2, radial	50 mm	5,12 mm	29°
		S3, Bohrung	120° d. Bohrg.	ca. 2,7 mm	(61°)
14.2	außen	S1, tangential	60 mm	1,33 mm	21°
		S2, tangential	120 mm	2,38 mm	19°
15.1	außen	S1, radial	10 mm	4,09 mm	13°
		S2, schräg	25 mm	2,5 mm	37°
		S2, schräg	20 mm	1,0 mm	30°
16.2	außen	radial	20 mm	0,7 mm	6°
17.1	außen	radial	20 mm	0,5 mm	41°
				0,36 mm	76°
18.1	innen	radial	50 mm	0,6 mm	25°
19.2	außen	radial	10 mm	2,4 mm	6°
				2,0 mm	4°
				0,72 mm	6°
20.1	außen	tangential	17 mm	1,4 mm	12°
24.1	außen	radial	120 mm	1,9 mm	18°
24.1	innen	U-förmig	10 mm	0,9 mm	6°
26.2	innen	radial	30 mm	0,6 mm	25°
27.1	innen	Bohrung	13 mm	7,0 mm	90°
27.2	innen	Bohrung	10 mm	5,7 mm	90°
27.2	innen	Bohrung	15 mm	8,05 mm	90°
28.1	außen	tangential	35 mm	2,0 mm	17°
				20 mm	3,0 mm
30.2	außen	tangential	50 mm	7,0 mm	6°
31.2	außen	tangential	55 mm	0,7 mm	34°
32.1	außen	radial	80 mm	3,9 mm	16°
34.1	innen	radial	50 mm	2,4 mm	16°
36.1	innen	tangential	20 mm	1,15 mm	15°
36.2	innen	radial	20 mm	3,1 mm	6°
36.2	innen	radial	30 mm	2,1 mm	5°
				0,8 mm	14°
36.2	innen	radial	40 mm	2,3 mm	4°
37.2	außen	radial	25 mm	2,2 mm	27°
				45 mm	5,2 mm
38.1	innen	radial	30 mm	0,8 mm	43°
39.1	innen	tangential	18 mm	1,15 mm	31°
39.2	innen	radial	30 mm	4,0 mm	8°
40.2	innen	radial	50 mm	1,8 mm	26°
				30 mm	1,0 mm
41.1	innen	radial	35 mm	1,2 mm	36°
41.1	innen	radial	25 mm	0,45 mm	37°
				0,57 mm	75°

Tabelle 1.3 (Fortsetzung): Oberflächendefekte an Vollrädern aus dem Vollradstahl BV 1.

Vollrad	Radseite	Defekt	Defektparameter		
			Länge auf der Oberfläche	Größe im Querschnitt	Neigung zur Oberfläche
43.1	außen	Rißnest		≤0,4 mm	
44.2	außen	radial	40 mm	2,2 mm	30°
45.2	innen	U-förmig	30 mm	1,4 mm	46°
			30 mm	0,63 mm	90°
46.2	außen	radial	50 (160) mm	6,2 mm	16°
48.2	außen	radial	40 mm	7,4 mm	11°
49.1	innen	radial	50 mm	7,8 mm	8°
51.1	innen	radial	40 mm	7,2 mm	16°
51.2	außen	radial	50 mm	8,5 mm	18°
52.1	außen	Rißnest	10 (150) mm		
52.2	innen	radial	30 mm	11,1 mm	5°
53.1	innen	radial	32 mm	3,9 mm	27°
54.1	innen	tangential	15 mm	3,25 mm	22°
59.2	innen	radial	30 mm	2,0 mm	20°
60.2	außen	radial	30 mm	1,0 mm	27°
61.1	außen	radial	55 mm	3,0 mm	20°
61.2	außen	radial	50 mm	1,15 mm	37°
65.1	außen	tangential	40	0,7 mm	46°

Aus den Tabellenangaben geht hervor, daß die Walzdefekte, um die es sich hier handelt, teilweise eine beträchtliche Größe (im Querschnitt der Schlißfläche) haben. Die Walzdefekte werden im folgenden als rißartige Defekte betrachtet, die sich mit Hilfe der Methoden der Bruchmechanik analysieren lassen. Um zu dokumentieren, daß es gerechtfertigt ist, die Überwalzungen als rißartige Defekte anzusehen, sind in den Schlißbildern 1.13 bis 1.15 einige typische Defekte wiedergegeben. Für die Belange der Bruchmechanik werden die Defekte bzw. Risse in der im Bild 1.16 dargestellten Form idealisiert.

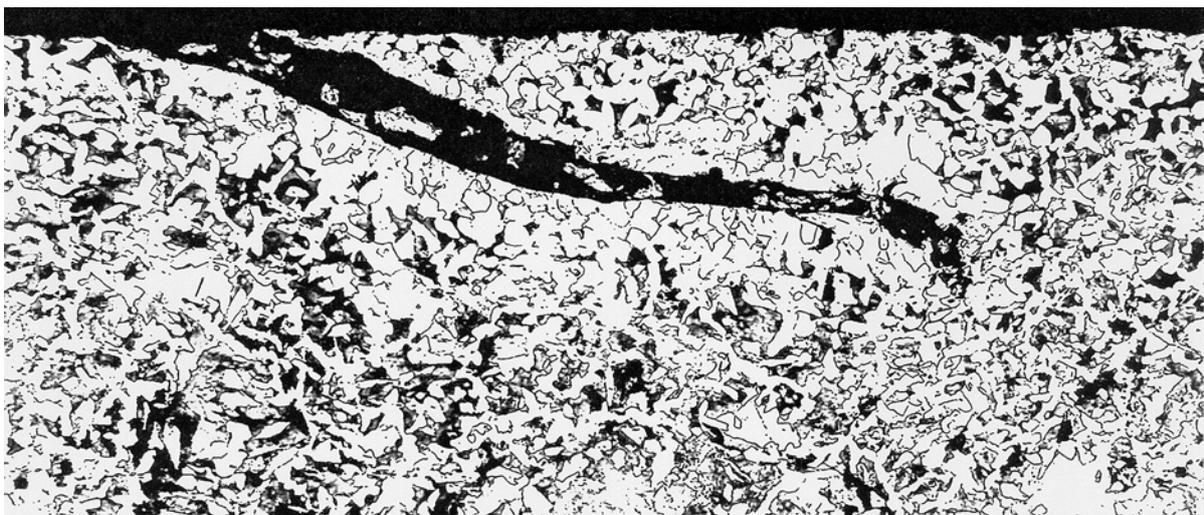


Bild 1.13: Mikroschliff durch Oberflächendefekte [1.7]. Maßstab 100:1

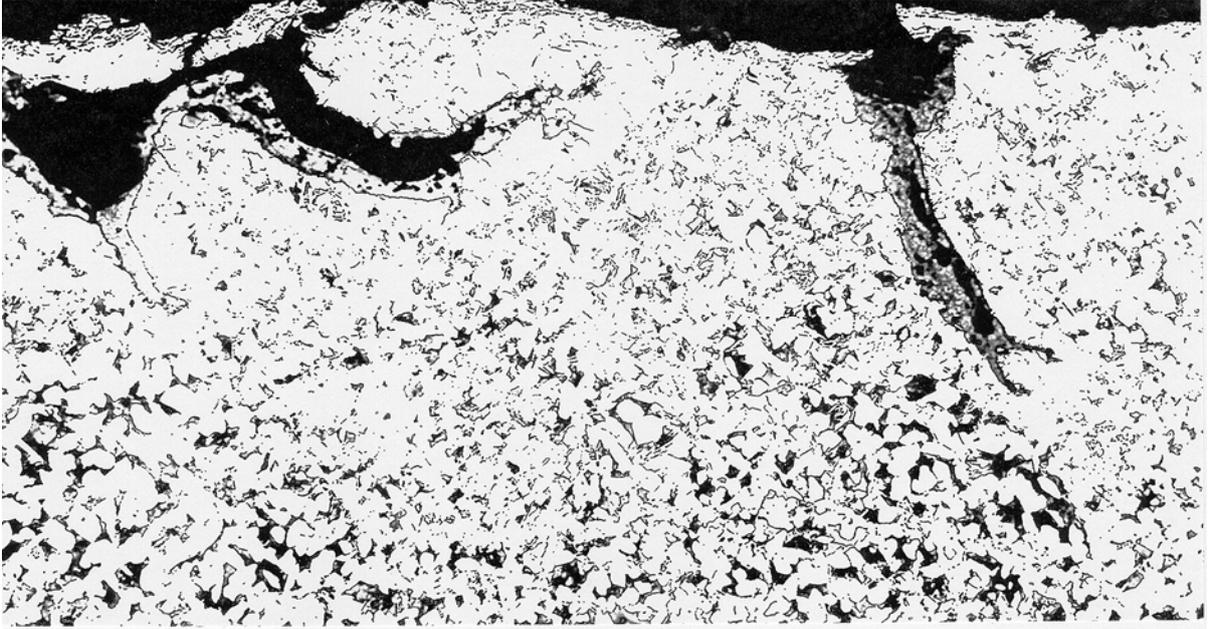


Bild 1.14: Mikroschliff durch Oberflächendefekte [1.7]. Maßstab 100:1

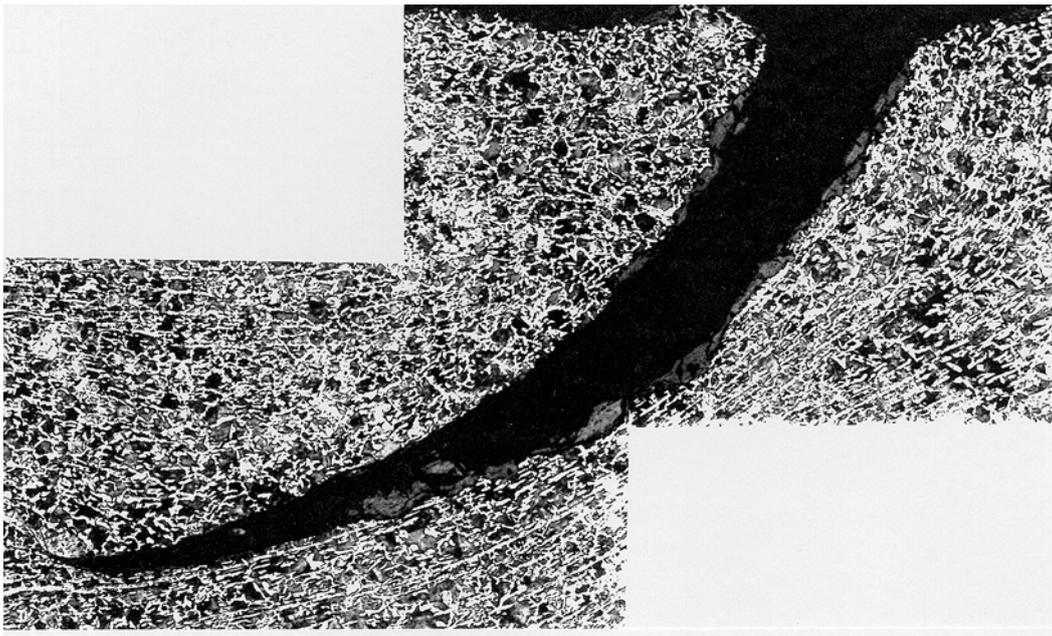


Bild 1.15: Mikroschliff durch Oberflächendefekte [1.8]. Maßstab 100:1

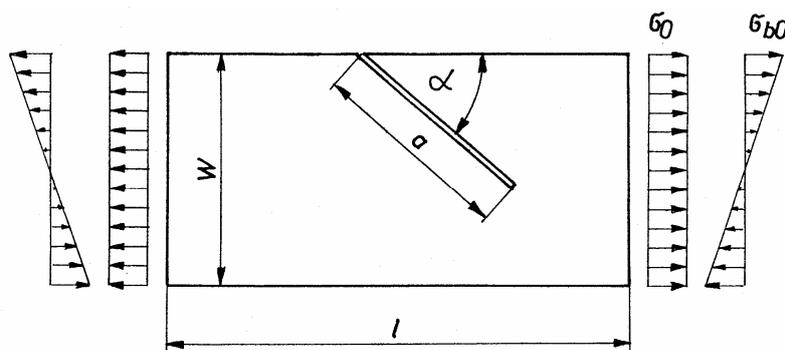


Bild 1.16: Bruchmechanische Idealisierung der Oberflächendefekte als ebener, geneigter Kantendurchriß.

1.3.3. Statistische Analyse des Neigungswinkels der Walzdefekte

Aus den an Mikroschliffen ermittelten Neigungswinkeln der Oberflächendefekte zeigen sich gewisse Unterschiede, die einerseits bestimmten Ausnahmefällen wie Defekten an Bohrungen, "Rißnestern" und den an der Unterseite des Radkranzes auftretenden Überwalzungen zugeordnet werden können, andererseits eine moderatere Neigung der „normalen“ Überwalzungen. Für letztere lassen sich die folgenden Stichprobenparameter angeben:

Mittelwert	$\bar{\alpha} = 25,78^\circ$,
Standardabweichung	$s_\alpha = 15,61^\circ$,
Schiefe	$\gamma_\alpha = 1,707$.

Die Summenhäufigkeitsverteilung der Neigungswinkel ist linkssteil, d.h. unterhalb des Mittelwertes treten mehr Werte auf als oberhalb des Mittelwertes; letztere sind über einen breiteren Bereich gestreut. Um die Stichprobenparameter bei den Simulationsrechnungen nutzen zu können, ist es sinnvoll, die Summenhäufigkeitsverteilung der Wahrscheinlichkeitsverteilung gleichzusetzen und durch eine dreiparametrische Weibullverteilung anzunähern. Unter Bezug auf die Relationen zwischen den Stichprobenparametern [1.10] lassen sich die folgenden Weibull-Parameter als Näherungen [1.11] ableiten:

Weibull-Exponent	$\delta = 1,11$,
Normierungswert	$\alpha^* = 18,01^\circ$,
Minimalwert	$\alpha_{\min} = 8,46^\circ$.

Die auftretenden Werte der Neigung der Oberflächendefekte lassen sich nunmehr in Abhängigkeit von der Wahrscheinlichkeit P ihres Auftretens gemäß der Beziehung angeben:

$$\alpha(P) = \alpha_{\min} + \alpha^* \cdot [-\ln(1 - P)]^{1/\delta}. \quad (1.1)$$

Risse mit Neigungswinkeln von mehr als 90° , die sich entsprechend der obigen Näherungsbeziehung ergeben können, sind bei den bruchmechanischen Simulationsrechnungen durch Eingrenzung der Neigungswinkel auf $\alpha_{\min} \leq \alpha \leq 90^\circ$ auszuschließen.

1.3.4. Analyse der Abmessungsrelationen der Walzdefekte

Um eine Bewertung der Walzdefekte vornehmen zu können, müssen die Abmessungen der Defekte bekannt sein. Neben der Defektneigung sind die Defektlänge L auf der Oberfläche des Scheibenbereiches und die Defektgröße a im Querschnitt bzw. Querschiff von Interesse. Naheliegend ist die Annahme, daß beide Abmessungen miteinander korrelieren, d.h. je größer L ist, umso größer wird auch a sein. Der statistisch einfachste Zusammenhang ist durch eine Regressionsgerade gegeben. Um aber einen Eindruck zu gewinnen, wie sinnvoll eine lineare Regressionsrechnung den Zusammenhang der Rißgröße a von der Defektlänge L wiedergibt, sind die zugehörigen Datenpaare

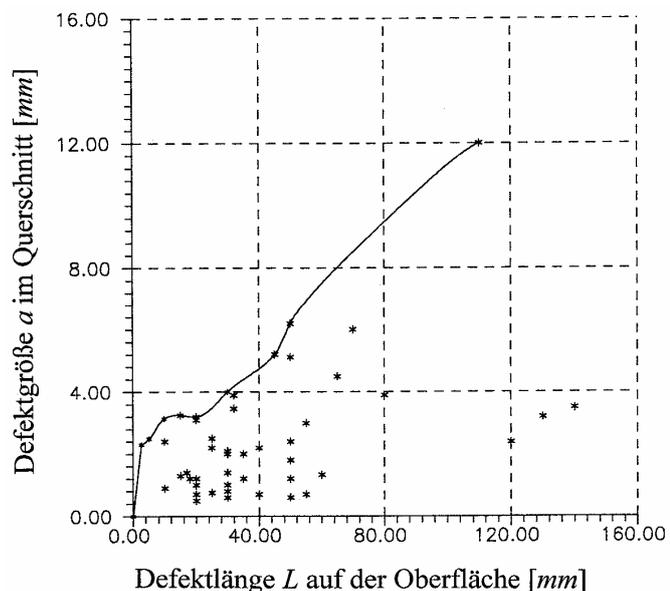


Bild 1.17: Der Zusammenhang zwischen Defektgröße a und Defektlänge L für Walzdefekte mit rißartigem Charakter.

im Bild 1.17 graphisch dargestellt worden.

Aus der Darstellung der Abmessungsrelationen im Bild 1.17 folgt, daß die streuenden Meßdaten zweckmäßigerweise nicht durch eine Regressionsgerade und ihr zugehöriges Streufeld, sondern besser durch eine empirisch eingetragene obere Grenzkurve wiedergegeben werden.

1.3.5. Die Relation zwischen realer und zerstörungsfrei gemessener Defektgröße

Die für die bruchmechanische Defektbewertung maßgebende geometrische Größe ist die Defektgröße a , weniger die Defektlänge L auf der Oberfläche des Scheibenbereiches. Überschreitet die Defektgröße a den Wert a_{Dzul} , der die Dauerfestigkeit des Vollrades unter Betriebsbedingungen gewährleistet, so muß das Rad aus dem Betrieb genommen werden. Die Methoden der zerstörungsfreien Prüfung ermöglichen in gewissen Grenzen die Bestimmung der Rißgröße a . Um die Genauigkeit der Bestimmung der Rißgröße a mit Hilfe zerstörungsfreier Prüfmethode und die Zuverlässigkeit der sich daraus ergebenden Ausmusterung von Rädern mit unzulässig großen Walzdefekten bestimmen zu können, sind die aus den Berichten [1.7] und [1.8] verfügbaren Daten für die realen Defektgrößen a (in Querschliffen und an aufgebrochenen Teilen) den vorher mit Hilfe der Wirbelstromprüfung bestimmten Rißgrößen a_{zfp} gegenübergestellt worden. Die 27 Datenpaare wurden einer Regressionsanalyse unterworfen. Bei einem Korrelationskoeffizienten $r = 0,7735$ ergibt sich als linearer Zusammenhang

$$a_{real} = 0,4566 \cdot a_{zfp} + 0,8511 \text{ mm} . \quad (1.2)$$

Da mit Hilfe der Methoden der zerstörungsfreien Prüfung die Walzdefekte nur etwa zur Hälfte ihrer wirklichen Größe bestimmt werden können, erscheint es günstiger und auch vor allem wesentlich einfacher, eine Bewertung der Defekte bei der zerstörungsfreien Prüfung anhand ihrer Länge auf der Radscheibenoberfläche vorzunehmen.

2. Die Beanspruchung der BV1-Vollräder

2.1. Die Größe der im Betrieb auftretenden Radkraftkomponenten

Die für die zyklisch einwirkenden Beanspruchungen wesentlichen Radkräfte sind abhängig von der Größe der Achsfahrmasse, die auf den betrachteten Radsatz einwirkt. Bei der Auslegung der Komponenten von Schienenfahrzeugen wird üblicherweise davon ausgegangen, daß die Bauteile Kräften ausgesetzt sind, die einer Größe von 130% des Eigengewichtes und der Nutzlast entsprechen [2.1]. Differenziertere Annahmen ergeben sich aus den Standards des Schienenfahrzeugbaus [2.2, 2.3], wobei jedoch bestimmte Lastfälle zu unterscheiden sind. Da auf Grund der sehr unterschiedlichen Einsatzbedingungen der Radsätze mit BV 1-Vollrädern kein bestimmter Einsatzfall vorgegeben werden kann, ist es zweckmäßig, auf Meßwerte für die Radkraftkomponenten zurückzugreifen, die unter Betriebsbedingungen gemessen und statistisch aufbereitet wurden [2.4].

Die aus der Summenhäufigkeit des Auftretens der vertikalen und der lateralen Radkraftkomponenten resultierenden Wahrscheinlichkeitsverteilungen der Radkraftkomponenten sind in den Tabellen 2.1 und 2.2 wiedergegeben.

Tabelle 2.1: Das Kollektiv der vertikalen Radkräfte

Q in kN	h_i	Σh_i	P
0 - 10	1	1	2,57E-6
10 - 20	3	4	1,03E-5
20 - 30	4	8	2,06E-5
30 - 40	8	16	4,12E-5
40 - 50	36	52	1,34E-4
50 - 60	95	147	3,78E-4
60 - 70	653	800	2,06E-3
70 - 80	4018	4818	0,0124
80 - 90	18793	23611	0,0607
90 - 100	81001	104612	0,2691
100 - 110	118521	223133	0,5740
110 - 120	103225	326358	0,8395
120 - 130	48761	375119	0,9649
130 - 140	11104	386223	0,9935
140 - 150	2135	388358	0,9990
150 - 160	364	388722	0,9999
160 - 170	34	388756	1,0000
170 - 180	6	388762	1,0000
180 - 190	4	388766	1,0000

Tabelle 2.2: Das Kollektiv der Lateralkräfte.

Y in kN	h_i	Σh_i	P
-26 ... -22	20	29	7,87E-5
-22 ... -18	283	312	8,46E-4
-18 ... -14	1789	2101	0,0057
-14 ... -10	12749	14850	0,0403
-10 ... -6	41796	56646	0,1536
-6 ... -2	64079	120725	0,3275
-2 ... 2	83150	203875	0,5530
2 ... 6	74584	278459	0,7553
6 ... 10	49059	327518	0,8884
10 ... 14	20975	348493	0,9453
14 ... 18	7371	355864	0,9652
18 ... 22	4414	360278	0,9772
22 ... 26	2872	363150	0,9850
26 ... 30	2168	365318	0,9909
30 ... 34	1496	366814	0,9949
34 ... 38	826	367640	0,9972
38 ... 42	495	368135	0,9985
42 ... 46	251	368386	0,9992
46 ... 50	147	368533	0,9996
50 ... 54	75	368608	0,9998
54 ... 58	46	368654	0,9999
58 ... 62	7	368661	1,0000

Die Matrix der Wahrscheinlichkeitsverteilung der Radkraftkomponenten, aus der die vorstehenden Tabellen abgeleitet wurden, ist im folgenden angegeben.

Tabelle 2.3: Wahrscheinlichkeitsverteilung der gleichzeitig auftretenden Vertikal- und Führungskräfte an den Rädern eines Güterwagens mit 22,5 t Achsfahrmasse.

Führungskraft Y in kN	vertikale Radkraftkomponente Q in kN																	
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
-24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	8	3	2	0	0	1	1	0
-20	0	0	0	0	0	0	2	13	62	91	65	35	13	6	3	0	0	1
-16	0	0	0	0	0	0	10	49	208	491	590	310	87	23	6	2	1	1
-12	0	0	0	0	0	2	6	81	659	2650	4995	3250	927	144	23	8	0	0
-8	0	0	0	0	1	3	18	216	1229	6725	16230	12758	4075	488	48	8	0	0
-4	0	1	0	1	1	4	71	447	2176	8999	21660	21017	8569	1114	117	13	0	0
0	1	2	1	2	1	10	107	857	4235	13044	26468	24514	11774	1926	190	18	2	0
4	0	0	0	0	1	7	109	903	4629	13675	23470	19585	8503	2067	220	13	2	0
8	0	0	0	0	8	18	126	800	8476	9676	15492	11930	5799	1486	227	26	2	0
12	0	0	1	2	18	28	124	407	1406	8731	5967	5124	2871	988	244	38	1	0
16	0	0	1	2	10	19	52	145	411	1022	1775	1763	1342	585	187	43	4	0
20	0	0	1	1	4	8	10	47	439	815	1062	1118	545	171	41	7	0	0
24	0	0	0	1	0	9	25	65	231	420	781	785	453	159	43	0	0	0
28	0	0	0	0	1	5	14	45	105	287	468	608	455	153	24	2	1	0
32	0	0	0	0	0	4	8	22	81	186	317	418	330	114	28	1	0	0
36	0	0	0	0	0	0	4	11	90	86	159	258	249	110	20	3	1	0
40	0	0	0	0	0	0	1	4	16	43	68	138	118	58	17	2	0	0
44	0	0	0	0	0	0	0	1	5	25	51	157	63	37	10	2	0	0
48	0	0	0	0	0	0	0	1	4	16	20	32	37	28	7	2	0	0
56	0	0	0	0	0	0	0	0	4	5	16	18	17	10	5	1	0	0
60	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	1	2	2	0	0	0
62	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	3	1	1	0	0	0
64	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	6	9	6	13	3	1	0	0
68	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	1	1	1	0	0	0
72	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0

Anzumerken ist, daß einerseits im Radkraftkollektiv nach Tabelle 2.3. gegenüber den Originalwerten einige selten aufgetretene extreme Kräfte aus Gründen der Einfachheit fortgelassen wurden, daß andererseits die Originalwerte für 22,5t-Radsätze mit Vollrädern des Typs RA-FIL bestimmt wurden. Für die älteren BV 1-Vollräder, die für 20 t Achsfahrmasse ausgelegt sind, sind die Kräfte entsprechend dem Verhältnis der zulässigen Achsfahrmasse bzw. entsprechend dem Verhältnis der zu berücksichtigenden Achsfahrmasse zu der bei den Messungen im Gleis verwendeten Achsfahrmasse von 22,5 t zu reduzieren. Weiterhin ist anzumerken, daß die Radkraftkollektive der Tabellen 2.1 und 2.2, da sie aus der Matrix der Radkraftkomponenten abgeleitet wurden, eigentlich den gleichen Umfang aufweisen müßten. Infolge der schweren Lesbarkeit der Zahlen der Radkraftmatrix in dem übermittelten Telefax haben sich gewisse Unstimmigkeiten ergeben, die jedoch angesichts der vielfältigen Annahmen für die Beanspruchung und die Beanspruchbarkeit der alten Vollräder nicht als gravierend anzusehen sind.

Für die endgültige Analyse und Bewertung der Walzdefekte im Scheibenbereich der alten BV 1-Vollräder sind Ermittlungen der auf die Räder einwirkenden Radkraftkollektive vorgeesehen gewesen, jedoch nicht realisiert worden, so daß eine bessere Basis für die bruchmechanischen Berechnungen nicht verfügbar ist.

2.2. Die Achsfahrmassen-Verteilung bei Güterwagen

In der betrieblichen Praxis des Eisenbahnwesens ist nur ein Teil der Fahrzeuge bis zur zulässigen Achsfahrmasse ausgelastet. Ein beträchtlicher Anteil der Fahrzeuge ist nicht beladen oder nur teilweise ausgelastet. Eine bei der Eisenbahn ermittelte Wahrscheinlichkeitsverteilung liegt in Form eines Histogramms im Bild 2.1 vor. Bei den bruchmechanischen Berechnungen können die im Scheibenbereich der Vollräder auftretenden und für eine bestimmte Kraft berechneten Spannungen im Verhältnis der jeweiligen Kräfte umgerechnet werden, da bei allen Berechnungen linear-elastisches Werkstoffverhalten vorausgesetzt wird.

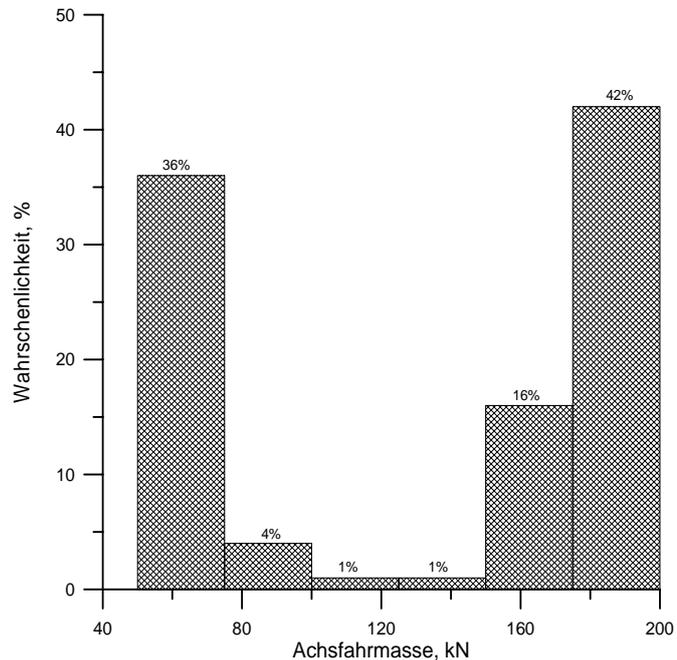


Bild 2.1: Histogramm der Verteilung der Achsfahrmassen von Güterwagen [2.5]

2.3. FEM-Berechnung der radkraftabhängigen Spannungen im Scheibenbereich

Da die Zusammenhänge zwischen den Radkräften und den Spannungen in der Radscheibe elementar nicht berechenbar sind, wurde bei den ersten Spannungsermittlungen im Rahmen der zu untersuchenden Thematik [2.6] auf Meßergebnisse zurückgegriffen. Diese waren jedoch nachweislich mit systematischen Fehlern behaftet, indem bei der Ermittlungen der durch die Radkräfte hervorgerufenen Dehnungen auf der Oberfläche nur Dehnungsmeßstreifen in radialer Richtung verwendet wurden. Mit dieser fehlerhaften Meßtechnik ist eine korrekte Ermittlung der realen Spannungen nicht möglich.

Bei den experimentell durchgeführten Spannungsmessungen ist ein weiterer Umstand zu verzeichnen, der es geraten erscheinen läßt, nicht auf die Ergebnisse der statischen Messungen zurückzugreifen, auch wenn sie korrekt gewesen wären. Die Wiedergeben der Querschnitte der experimentell untersuchten Vollräder zeigt hinsichtlich der Abmessungen der Räder beträchtliche Unterschiede einmal infolge des unterschiedlichen Verschleißes, andererseits infolge der unterschiedlich dicken Radscheibenbereiche, die teilweise wesentlich über der Größe des Zeichnungsmaßes liegen. Die Übertragung der an den Rädern vorliegenden Verhältnisse mit Radscheibendicken wesentlich über dem Zeichnungsmaß auf die Betriebsbeanspruchung führt zu einer Spannung, die verglichen mit der Realität bei Rädern die zeichnungsge- recht hergestellt worden sind, merklich geringer sein wird. Als drittes Argument gegen die Verwendung der statischen Spannungsmessungen ist anzuführen, daß im Eisenbahnwesen bei Spannungsmessungen an Rädern unter statischen Bedingungen nur die Spannungen gemessen werden, die auf dem Radialstrahl zwischen Radsatzachse und Aufstandspunkt liegen. Die im oberen Bereich der Radscheibe wirkenden Spannungen werden außer acht gelassen. Bei den ersten bruchmechanischen Berechnungen wurden die Beanspruchungen im oberen Scheiben-

bereich aus den Meßergebnissen approximiert, indem die Spannungen aus einer umgekehrt wirkenden Führungskraft angenommen wurden. Diese Annahme kann jedoch eventuell zu große Beanspruchungen liefern.

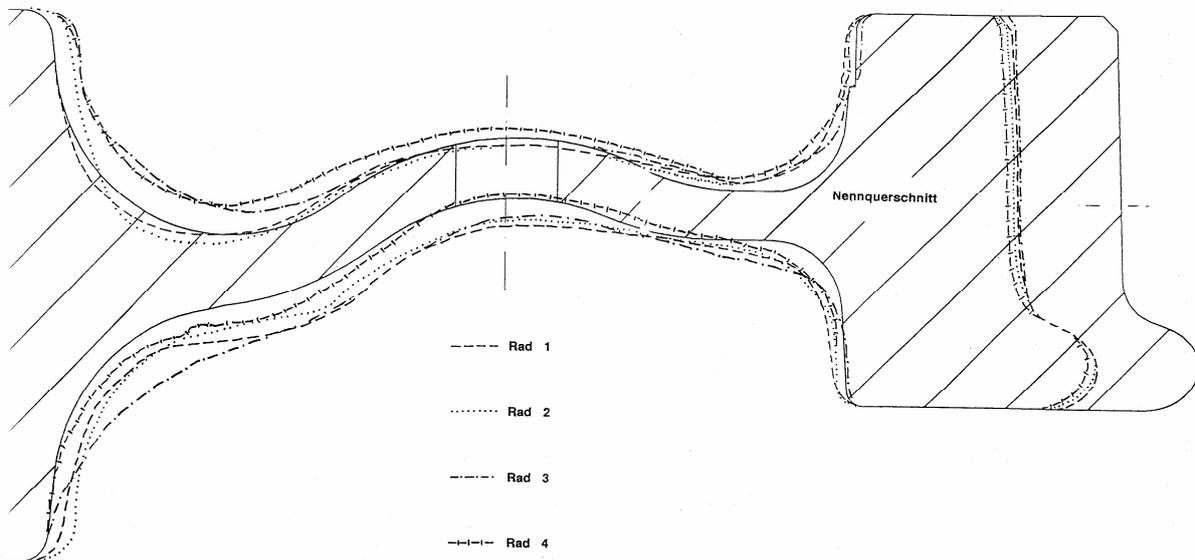


Bild 2.2: Vergleichende Gegenüberstellung der Scheibenquerschnitte der vier auf dem Umlaufbiegeprüfstand der DB geprüften Vollräder mit dem nominellen zeichnungsgemäßen Querschnitt.

Um die Unsicherheiten bei der Spannungsermittlung zu überwinden, wurden Finite-Element-Berechnungen durchgeführt. Durchgeführt wurden die FEM-Berechnungen als räumliches Problem mit zeichnungsgemäßer Radscheibengeometrie für zwei unterschiedliche Verschleißzustände:

- ein unverschlissenes Rad mit dem Durchmesser von 1000 mm
- ein völlig verschlissenes Rad mit dem Durchmesser von 846 mm

Für jeden Geometriefall wurden 3 Varianten der Belastung berechnet:

- Belastung mit einer Aufstandskraft von 100 kN,
- Belastung mit einer positiver Führungskraft von 10 kN,
- Belastung mit einer negativer Führungskraft von -10 kN.

Aus Gründen der Symmetrie wurde bei den FEM-Berechnungen nur jeweils eine Radhälfte betrachtet. Die Vernetzung mit 680 Volumenelementen mit jeweils 8 Knoten pro Element für alle Geometrie- und Belastungsvarianten ist auf den Bildern 2.3 bis 2.8 dargestellt.

Es wurden folgende Randbedingungen berücksichtigt:

- Die Radsatzachse wurde als starrer Kern betrachtet. Dadurch wurden den Verschiebungen an allen Knoten des Rades, die in Verbindung mit der Achse stehen, in allen Richtungen der Wert 0 zugeteilt.
- Aus Symmetriegründen wurde für die Knoten mit Koordinaten $z = 0$ die Verschiebung in der z -Richtung als 0 festgelegt.

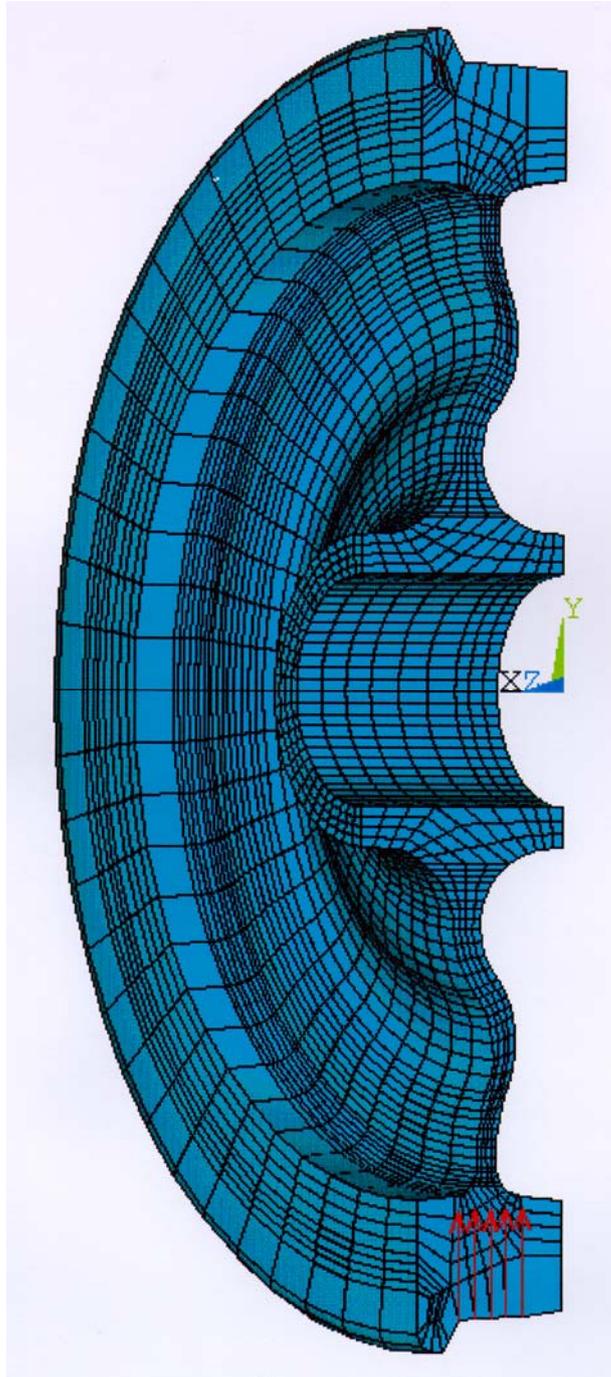


Bild 2.3: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm. Belastung - Aufstandskraft.

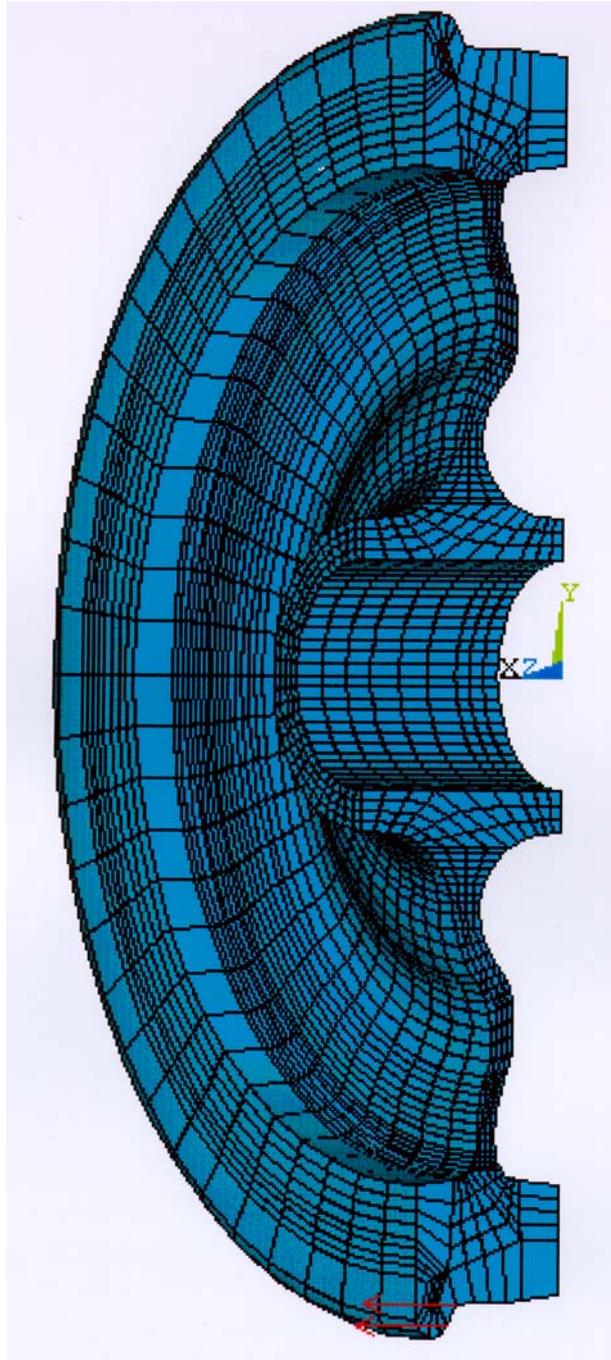


Bild 2.4: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm. Belastung - positive Führungskraft.

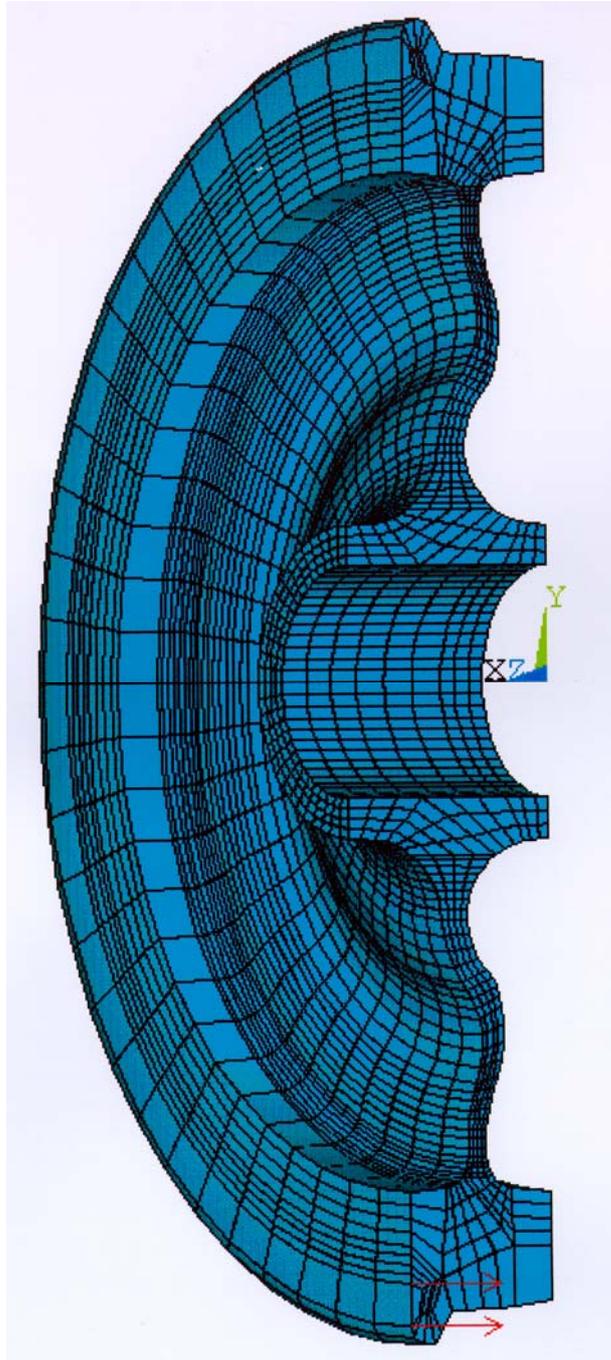


Bild 2.5: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm. Belastung - negative Führungskraft.

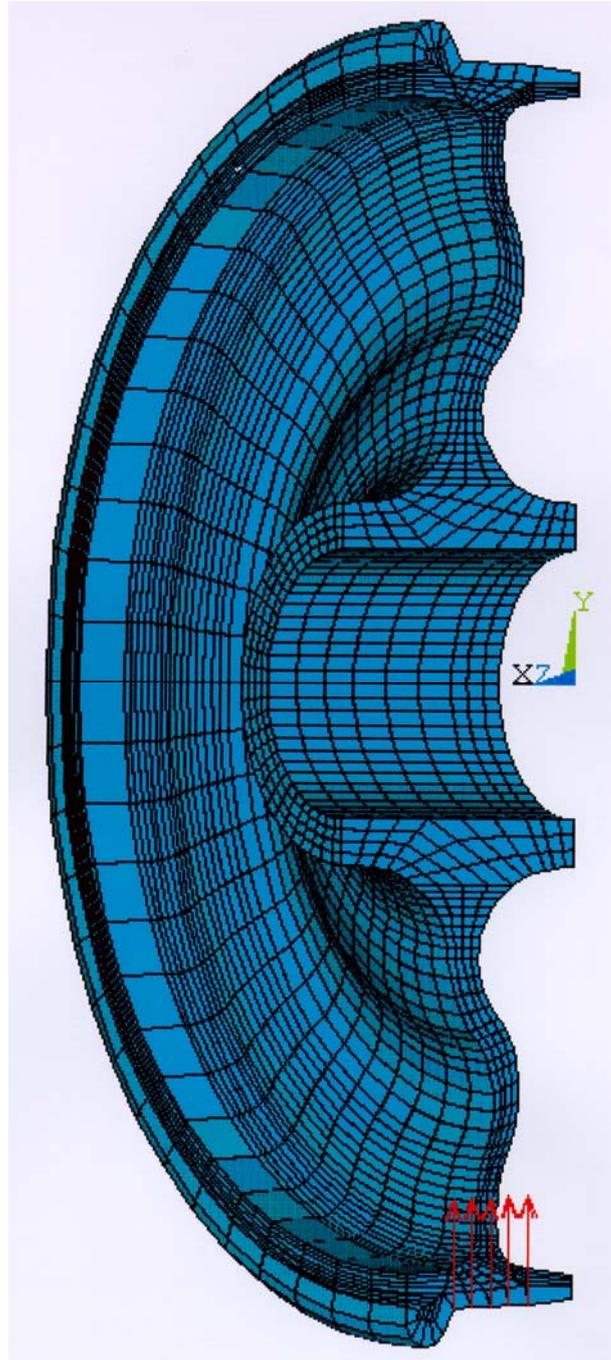


Bild 2.6: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 846 mm. Belastung - Aufstandskraft.

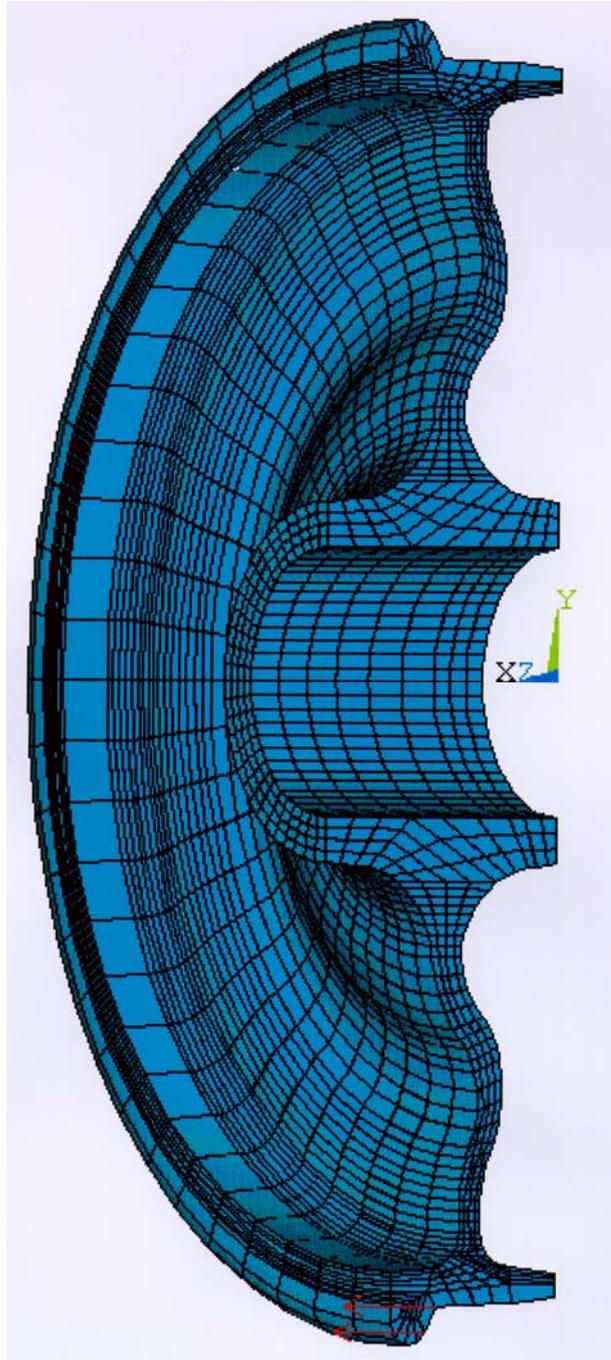


Bild 2.7: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 846 mm. Belastung - positive Führungskraft.

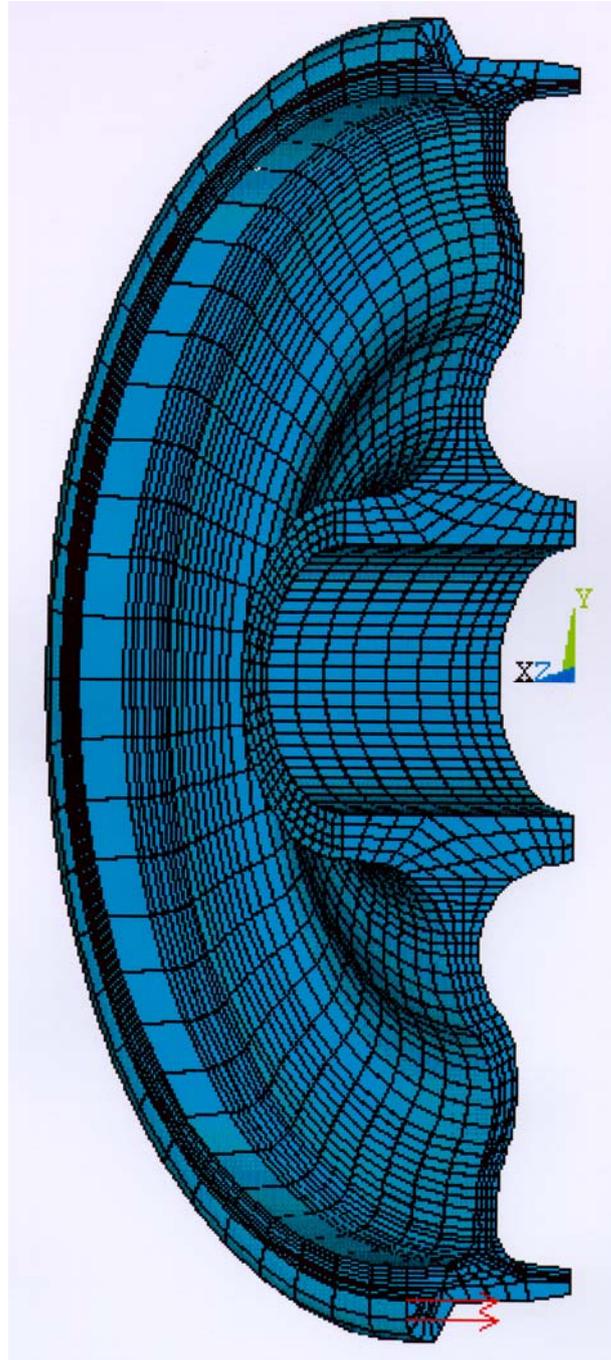


Bild 2.8: Elementverteilung und Kraftangriffspunkte für das Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 846 mm. Belastung - negative Führungskraft.

Die real vorhandenen Abweichungen der Radform wurden, da die Räder im Scheibenbereich dicker ausgeführt wurden, als es in den Zeichnungen vorgesehen war, für die Spannungsanalyse vorerst unberücksichtigt gelassen.

Die durch die Belastung entstehenden Spannungen im Rad zeigen die Bilder 2.9 bis 2.15 auf den folgenden Seiten. Wie es entsprechend den experimentellen Spannungsmessungen zu erwarten war, ist die untere Radhälfte am stärksten belastet. In der oberen Radhälfte entstehen Spannungen, die im Vergleich zu dem entsprechenden Punkt in der unteren Radhälfte ein umgekehrtes Vorzeichen haben; die absolute Größe der Spannungen in der oberen Radhälfte ist mehr als um 50% niedriger als in der unteren Radhälfte. Die radkraftbedingte Beanspruchungsänderung entsteht durch die Wechselwirkung des Radkranzes und der Radscheibe bei der Drehung des Rades. Bei verschlissenen Radkranz werden die Spannungen im unteren Scheibenbereich höher, weil der Radkranz sie nicht mehr mildert. Andererseits ist der dünne Radkranz nicht im Stande, die Belastung in den oberen Teil der Radscheibe zu leiten. Dadurch entstehen im oberen Scheibenbereich niedrigere Spannungen. Die Radscheibe wird im Betrieb mit zyklisch wechselnden Spannungen belastet. Der Beanspruchungsverhältnis ist dabei $-0,5 < R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} < 0$. Mit dem Verschleiß des Radkranzes nimmt das Beanspruchungsverhältnis zu.

Die Spannungen in Umfangsrichtung sind etwas geringer als die radiale Spannungen, was durch die Gegenüberstellung der Berechnungsergebnisse in den Bildern 2.9 und 2.10 veranschaulicht wird. Dementsprechend ist es unter den betrieblichen Einsatzbedingungen nicht zu erwarten, daß sich Ermüdungsrisse im Radscheibenbereich bilden, die in radialer Richtung verlaufen.

Von der Auswirkung auf den Spannungszustand der Radscheibe aus entspricht die Belastung mit einer Führungskraft der ungefähr verzehnfachten Belastung mit der Aufstandskraft.

Der Spannungszustand der Radscheibe entspricht im wesentlichen einem Biegespannungszustand. Es ist in der vergrößerten Darstellung der Berechnungsergebnisse deutlich zu sehen, daß praktisch alle auf beiden Seiten der Radscheibe gegenüberliegende Punkte Spannungen unterschiedliche Vorzeichen haben (Bild 2.16). Es bietet sich darum an, die Spannungsverteilung in der Wandung der Radscheibe als Summe der beiden ersten Glieder einer Taylorreihe in die bruchmechanischen Simulationsrechnungen zu übernehmen, nämlich einerseits als Membranspannung und andererseits als Biegespannung.

2.4. Die Eigenspannungen im Scheibenbereich

Meßwerte der Eigenspannungen an BV 1-Vollrädern der alten Bauart waren vor Aufnahme der Untersuchungen nicht bekannt. Um jedoch die für die Dauerfestigkeit von Vollrädern unter Umständen maßgebenden Eigenspannungen in die bruchmechanischen Analysen einbeziehen zu können, sind anfangs die Eigenspannungen verwendet worden, die an Vollrädern anderer Bauarten ermittelt worden waren [2.6].

Der Einfluß des Verschleißzustandes bzw. der Radkranzdicke auf die Eigenspannungen, der bei den früheren Messungen an spurkranzauftragsgeschweißten Vollrädern offensichtlich war [2.7], ließ sich mangels zutreffender Messungen für die BV 1-Räder nicht berücksichtigen; eine generelle Übertragung der Daten der 920mm-Vollräder auf die 1000mm-Vollräder ist wegen der doch recht unterschiedlichen Radscheibenformen und Behandlungszustände nicht sinnvoll.

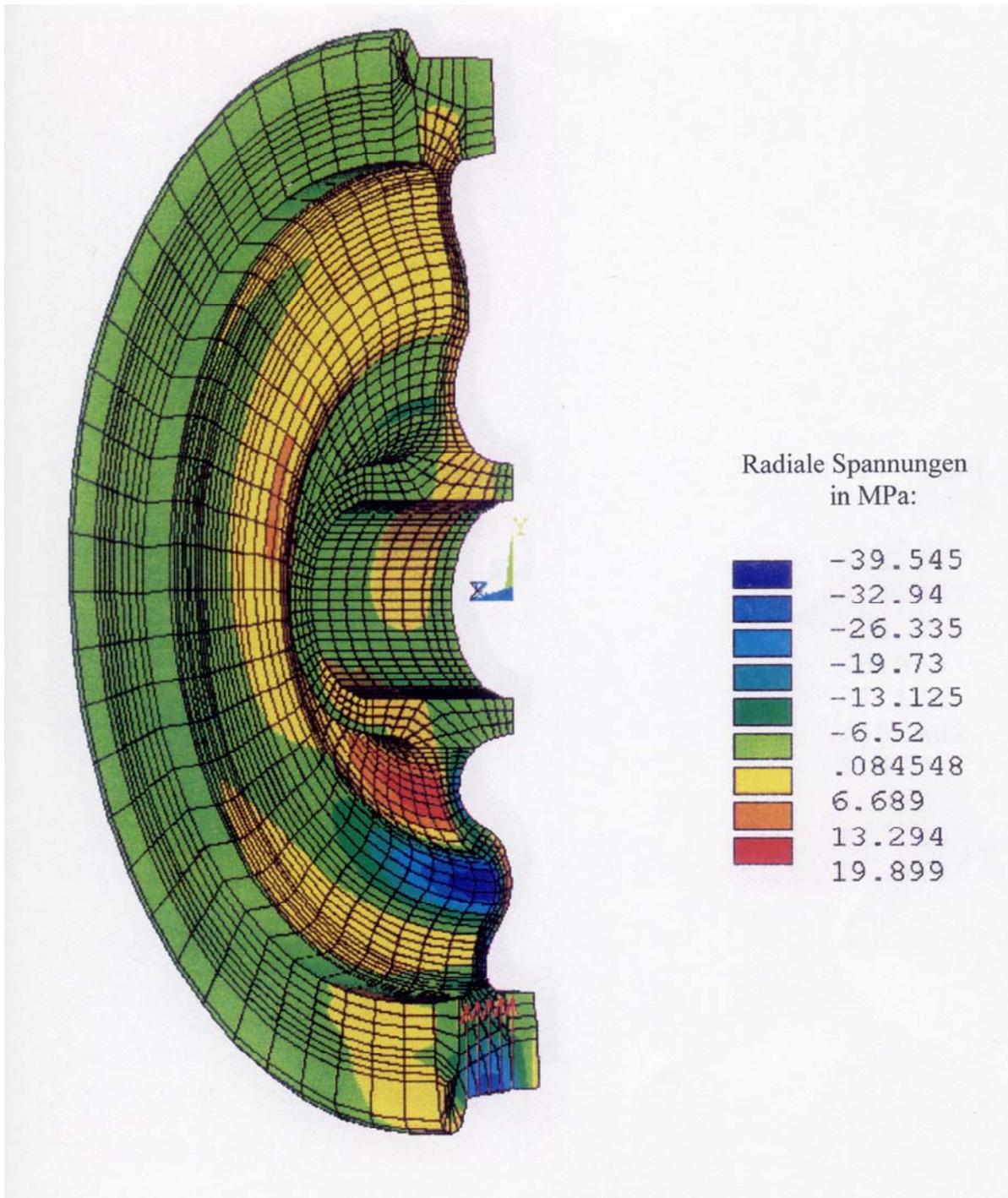


Bild 2.9: Radialspannungen in einem mit der Aufstandskraft von 100 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm.

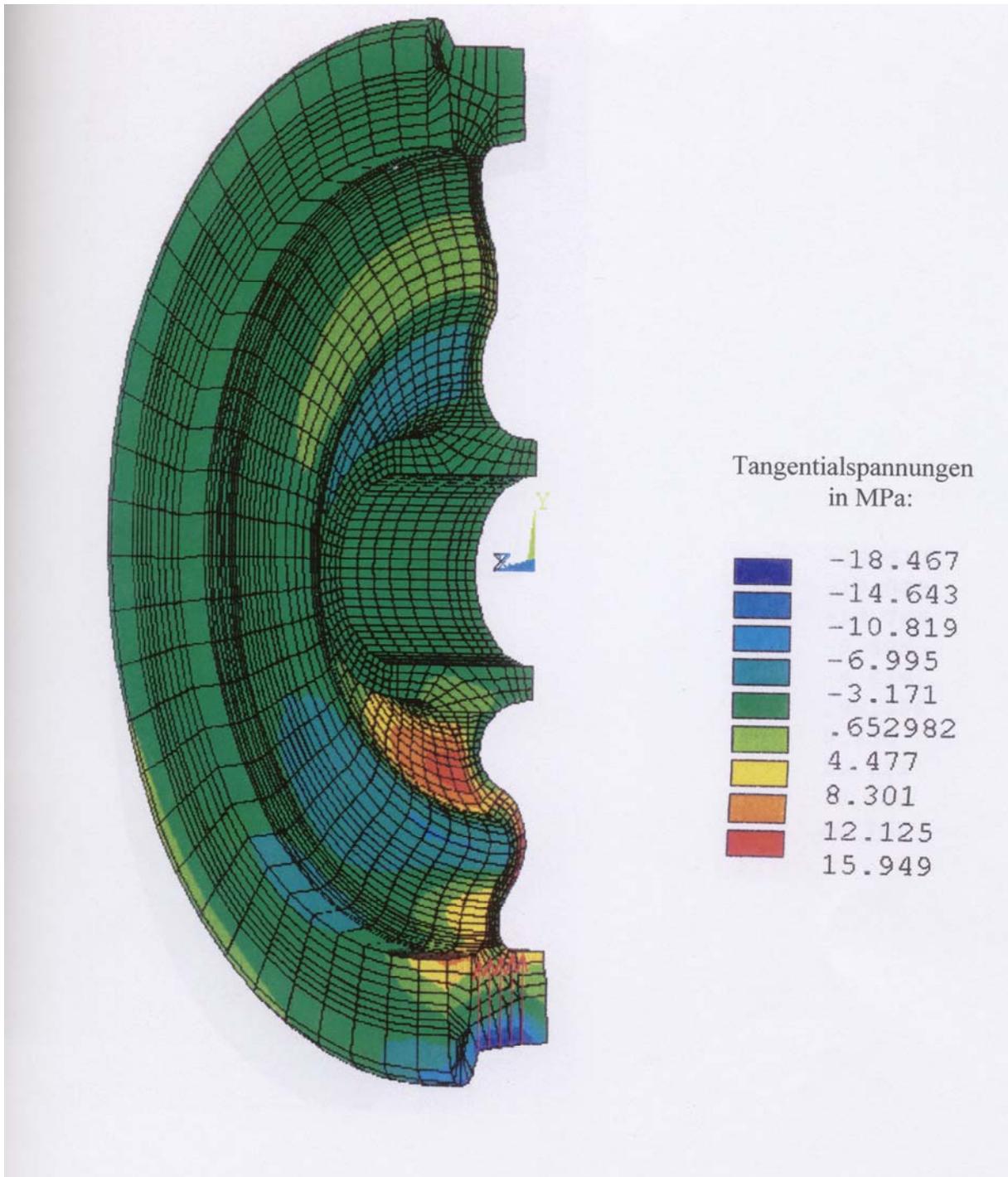


Bild 2.10: Tangentialspannungen in einem mit der Aufstandskraft von 100 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm.

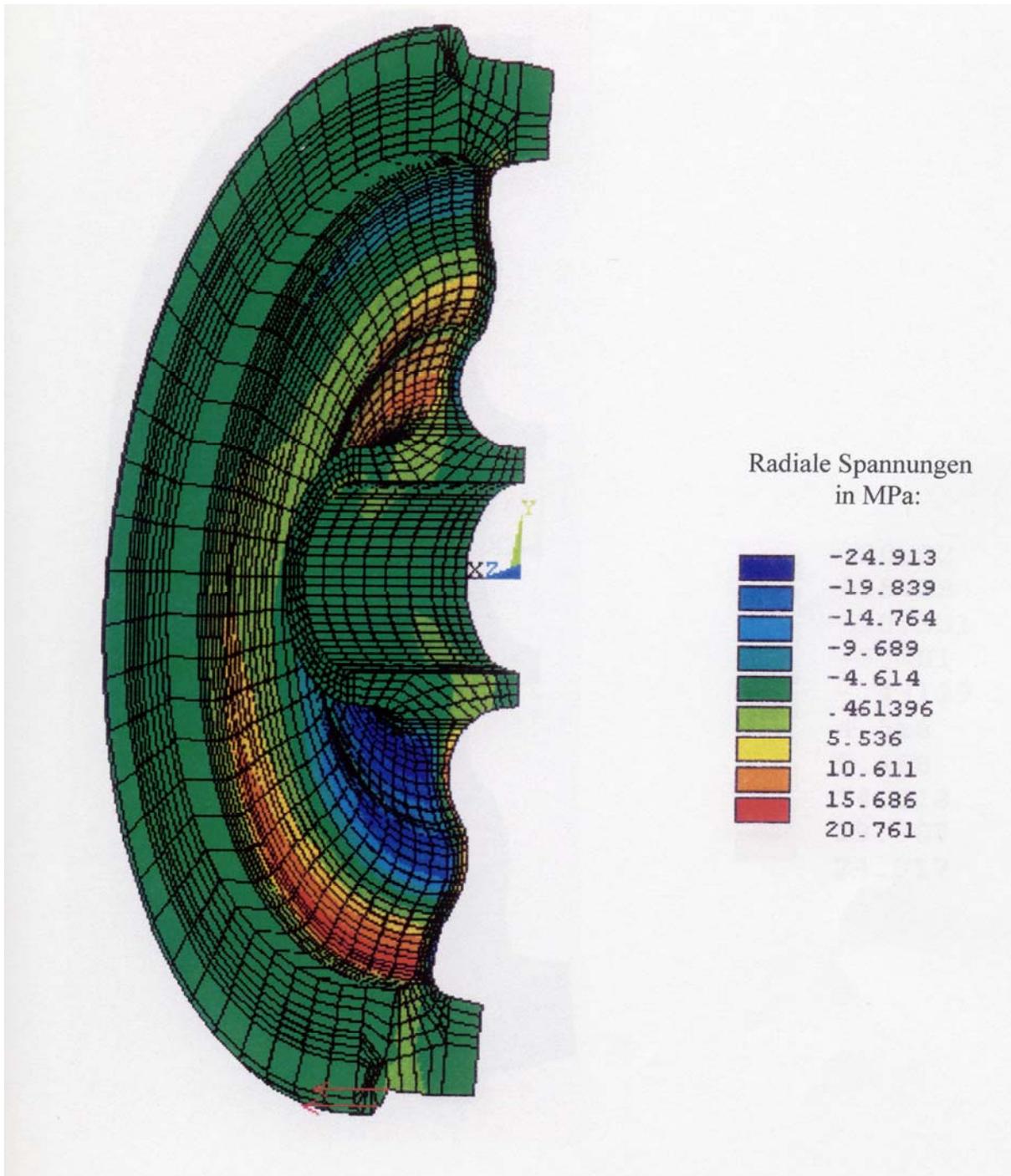


Bild 2.11: Radialspannungen in einem mit positiver Führungskraft von 10 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit einem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm.

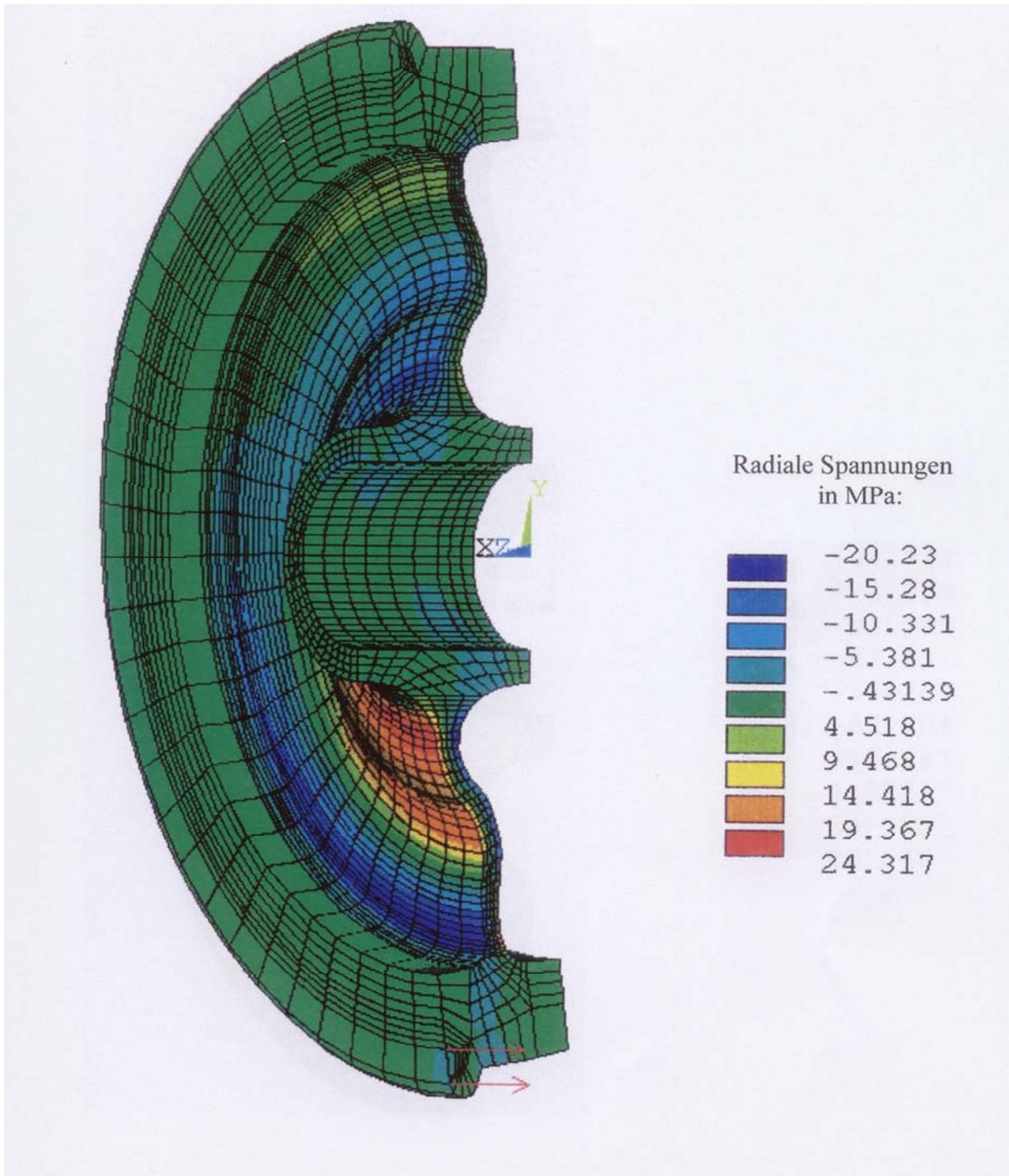


Bild 2.12: Radialspannungen in einem mit negativer Führungskraft von -10 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit einem Laufkreisdurchmesser von 1000 mm.

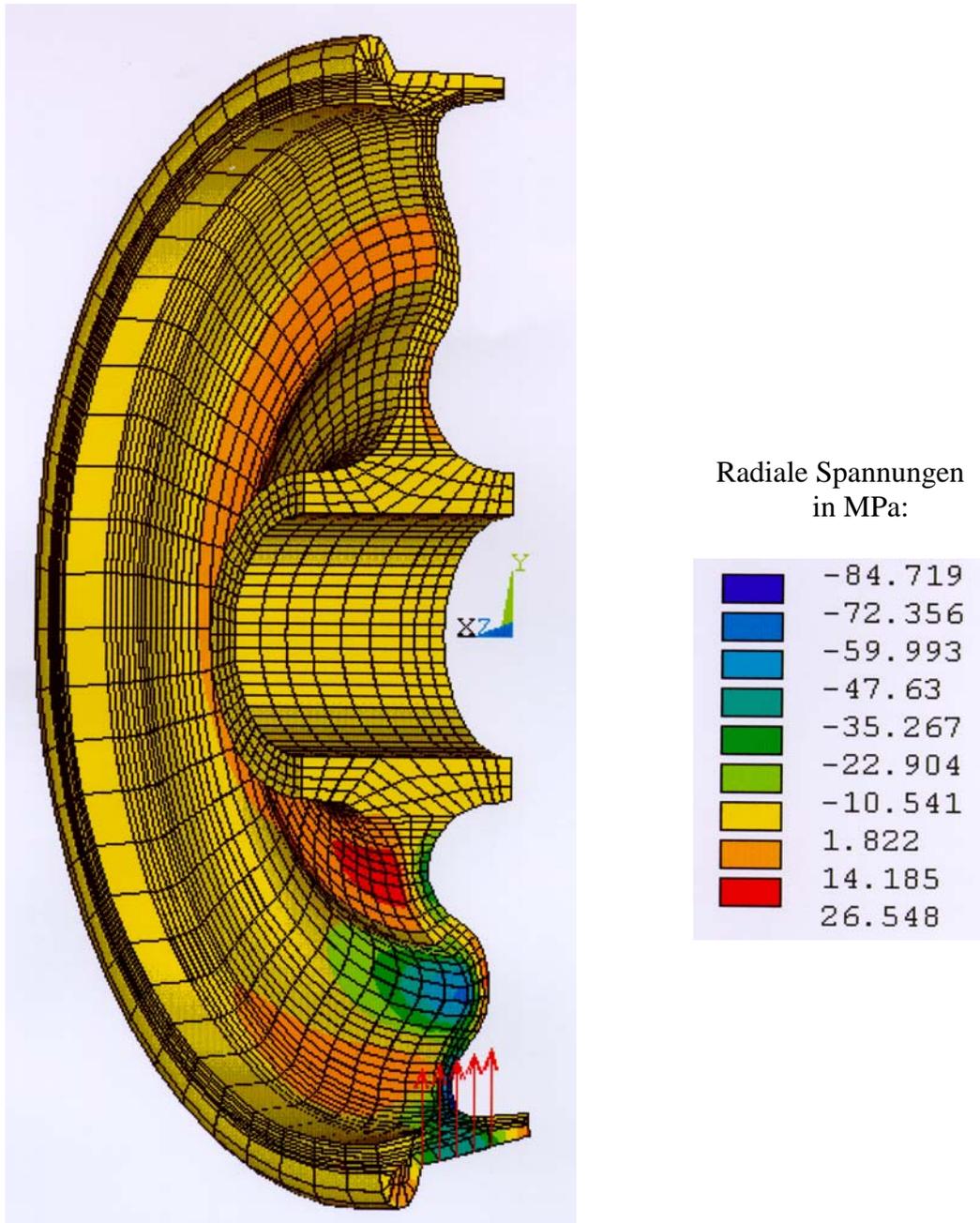


Bild 2.13: Radialspannungen in einem mit der Aufstandskraft von 100 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit dem Laufkreisdurchmesser von 846 mm.

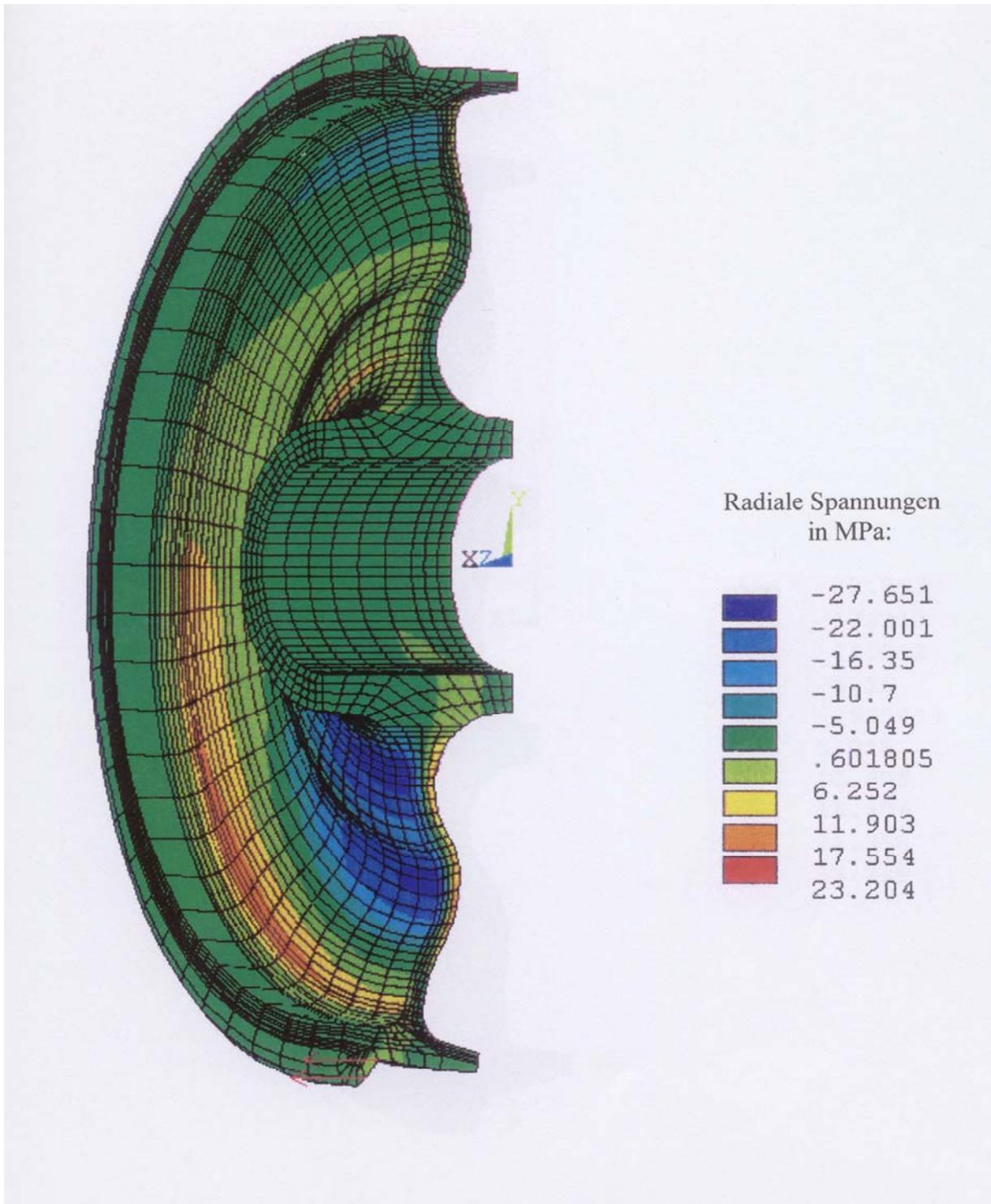


Bild 2.14: Radialspannungen in einem mit positiver Führungskraft von 10 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit einem Laufkreisdurchmesser von 846 mm.

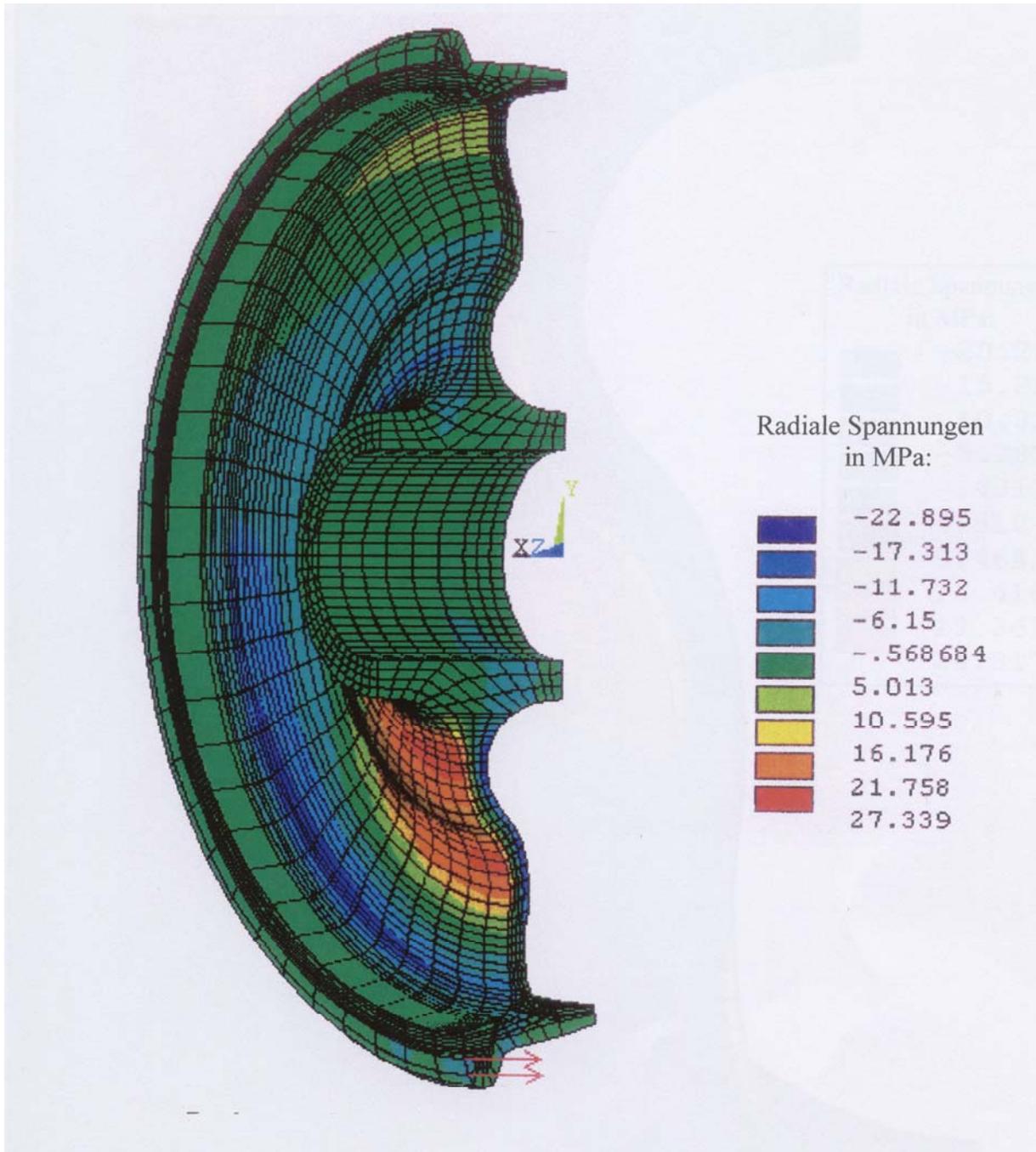


Bild 2.15: Radialspannungen in einem mit negativer Führungskraft von -10 kN beanspruchten Eisenbahnrad mit einem Laufkreisdurchmesser von 846 mm .

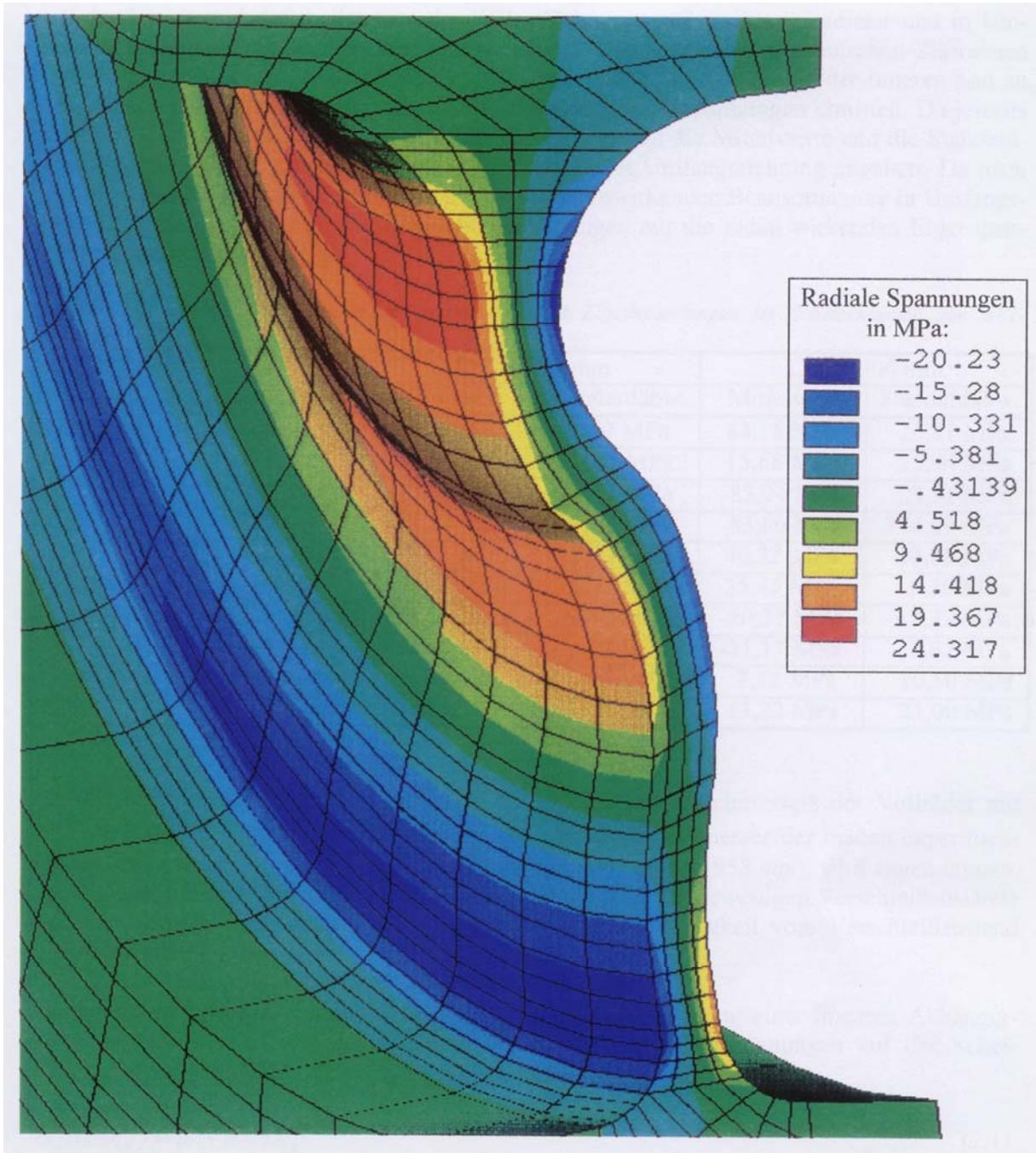


Bild 2.16: Vergrößerte Darstellung des Spannungsverlaufs in der Wandung der Radscheibe bei der Belastung mit der Aufstandskraft von 100 kN.

Um die Mängel der verfügbaren Eigenspannungswerte zu beseitigen, wurden in Abstimmung zwischen der Fachhochschule Brandenburg und dem Forschungs- und Versuchszentrum Kirchmöser der DB AG durch die DB AG Eigenspannungsmessungen an zwei unterschiedlich verschlissenen Vollrädern vorgenommen [2.8]. Auf drei Radialschnitten wurden jeweils auf der Innen- und der Außenseite der Räder Dehnungsmeßstreifen in radialer und in Umfangsrichtung aufgeklebt. Aus den infolge der Rückdehnung beim mechanischen Zertrennen freiwerdenden Eigenspannungen wurden für den gleichen Radius die an der inneren und an der äußeren Oberfläche der Radscheiben vorhandenen Eigenspannungen ermittelt. Da jeweils drei Meßschnitte vorlagen, lassen sich für jeden Meßpunkt die Mittelwerte und die Standardabweichungen der Eigenspannungen in radialer und in Umfangsrichtung angeben. Da nach vorliegenden Erfahrungen Risse unter der zyklisch einwirkenden Beanspruchung in Umfangsrichtung verlaufen, sind für die Simulationsrechnungen nur die radial wirkenden Eigenspannungen von Interesse.

Tabelle 2.4: Stichprobenparameter der radial wirkende Eigenspannungen im Scheibenbereich von BVI-Vollrädern

Laufkreisdurchmesser		D _{LK} = 958 mm		D _{LK} = 904 mm	
Scheibenseite	Radialkoord.	Mittelwert	Standardabw.	Mittelwert	Standardabw.
Innenseite	160 mm	76,06 MPa	5,59 MPa	84,18 MPa	26,21 MPa
	227 mm	-31,17 MPa	10,85 MPa	15,68 MPa	25,94 MPa
	287 mm	-92,33 MPa	45,42 MPa	-83,94 MPa	23,31 MPa
	337 mm	-87,93 MPa	99,67 MPa	-83,60 MPa	174,69 MPa
	402 mm	43,71 MPa	5,27 MPa	40,22 MPa	14,08 MPa
Außenseite	160 mm	60,47 MPa	21,91 MPa	35,45 MPa	9,30 MPa
	227 mm	-25,15 MPa	9,45 MPa	-50,37 MPa	17,22 MPa
	287 mm	-41,99 MPa	8,80 MPa	-31,17 MPa	8,62 MPa
	337 mm	-5,21 MPa	8,16 MPa	7,12 MPa	10,50 MPa
	402 mm	31,13 MPa	1,00 MPa	13,22 MPa	21,00 MPa

Da die Grenzen der möglichen Schwankung des Laufkreisdurchmessers der Vollräder mit $846 \text{ mm} \leq D_{LK} \leq 1000 \text{ mm}$ größer sind als die Laufkreisdurchmesser der beiden experimentell untersuchten Vollräder (mit Durchmessern von 904 mm und 958 mm), wird angenommen, daß die ermittelten Eigenspannungen repräsentativ sind für die jeweiligen Verschleißzustände und zur linearen Interpolation bzw. Extrapolation in Abhängigkeit vom Verschleißzustand genutzt werden können.

Die Interpolation bzw. Extrapolation wird unter Berücksichtigung einer linearen Abhängigkeit des Mittelwertes und der Standardabweichung der Eigenspannungen auf der Scheibenoberfläche gemäß den Beziehungen vorgenommen

$$\bar{\sigma}_E(r, D_{LK}) = a^* + b^* \cdot D_{LK} \quad (2.1)$$

$$s_{\sigma E}(r, D_{LK}) = a^{**} + b^{**} \cdot D_{LK} \quad (2.2)$$

Die Regressionskoeffizienten zur Bestimmung der von der Radialkoordinate und dem Laufkreisdurchmesser abhängigen Verteilungsparameter „Mittelwert“ und „Standardabweichung“ der Eigenspannungen sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle 2.5: Regressionskoeffizienten zur Bestimmung der radial wirkende Eigenspannungen im Scheibenbereich von BV1-Vollrädern

Parameter		Mittelwert		Standardabweichung	
Scheibenseite	Radialkoord.	a^*	b^*	a^{**}	b^{**}
Innenseite	160 mm	220,17 MPa	-0,15 MPa/mm	371,43 MPa	-0,38 MPa/mm
	227 mm	800,00 MPa	-0,87 MPa/mm	280,25 MPa	-0,28 MPa/mm
	287 mm	56,58 MPa	-0,16 MPa/mm	-346,84 MPa	0,41 MPa/mm
	337 mm	-11,07 MPa	-0,08 MPa/mm	1430,48 MPa	-1,39 MPa/mm
	402 mm	-18,16 MPa	0,06 MPa/mm	161,57 MPa	-0,16 MPa/mm
Außenseite	160 mm	-383,51 MPa	0,46 MPa/mm	-201,68 MPa	0,23 MPa/mm
	227 mm	-472,62 MPa	0,47 MPa/mm	147,29 MPa	-0,14 MPa/mm
	287 mm	149,96 MPa	-0,20 MPa/mm	5,74 MPa	0,00 MPa/mm
	337 mm	213,49 MPa	-0,23 MPa/mm	49,70 MPa	-0,04 MPa/mm
	402 mm	-286,63 MPa	0,33 MPa/mm	355,84 MPa	-0,37 MPa/mm

Die stochastisch streuenden Werte der Radialeigenspannungen auf der Scheibenoberfläche lassen sich mit Hilfe der angegebenen Regressionskoeffizienten und der Inter- bzw. Extrapolation über den Laufkreisdurchmesser bestimmen. Die Interpolation über die Radialkoordinate wird als Spline-Interpolation durchgeführt, da jeweils 5 Stützstellen vorhanden sind. Die normalverteilten Werte der Eigenspannungen ergeben sich nunmehr gemäß

$$\sigma_r(r, D_{LK}) = \bar{\sigma}_E + s_{\sigma E}(r, D_{LK}) \cdot z_n, \quad (2.3)$$

wobei die Größe z_n eine auf den Mittelwert 0 und die Standardabweichung 1 normierte, normalverteilte Zufallszahl ist.

Sind die radialgerichteten Eigenspannungen auf der Innen- und auf der Außenseite der Radscheibenoberfläche bestimmt worden, so lassen sich die Eigenspannungen schließlich als Überlagerung einer homogenen und einer linear veränderlichen Eigenspannung angeben.

2.5. Temperaturspannungen im Scheibenbereich klotzgebremster Vollräder

In Vollrädern wird durch die Einwirkung der Klotzbremsten auf die Lauffläche eine in radialer Richtung stark veränderliche, im Scheibenbereich näherungsweise rotationssymmetrische Temperaturverteilung hervorgerufen. Bedingt durch die Temperaturunterschiede im Rad wird dessen freie Temperaturdehnung behindert, wodurch in der Radscheibe radial wirkende Zugkräfte hervorgerufen werden. In Umfangsrichtung des Rades wirken in den äußeren, stark erwärmten Teilen Druckspannungen, in den weniger stark erwärmten Bereichen der Radnabe und -scheibe Zugspannungen. Durch die radial wirkenden Zugkräfte im Scheibenbereich der klotzgebremsten Vollräder werden neben den Zugspannungen auch von der Scheibenform abhängige Biegespannungen hervorgerufen.

Die Größe der Temperaturspannungen wird sowohl durch die Zeitdauer der Bremsklotzeinwirkung – unterschieden im Halt- (oder Stopp-)Bremsungen einerseits und in Dauer- oder Gefällebremsungen andererseits – , aber auch durch die Geometrie des Rades, vor allem wohl durch die Stärke des Radkranzes, und durch die abzubremsende Masse, d.h. die Achsfahrmasse, beeinflusst.

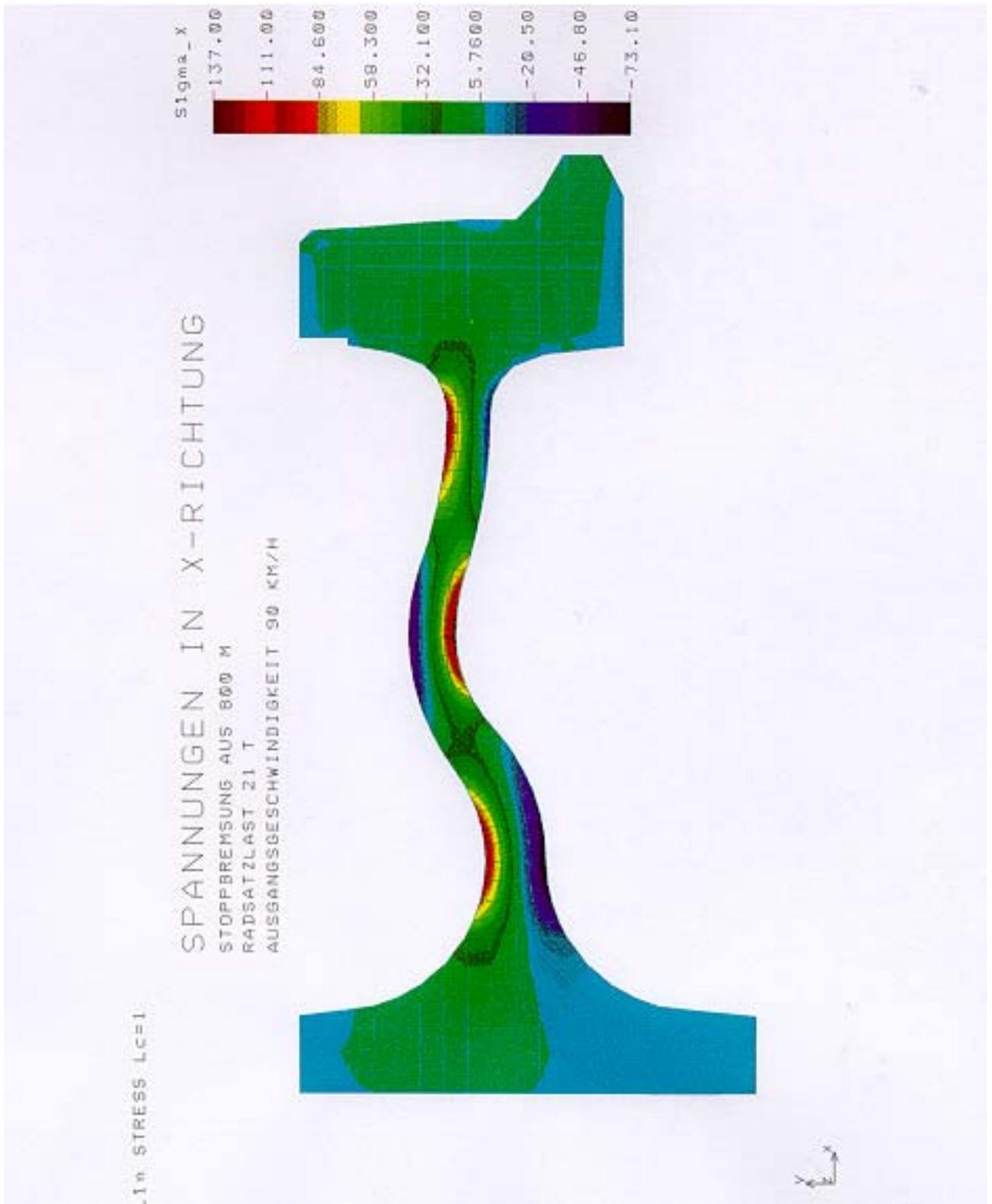


Bild 2.17: Verteilung der radialen bremsbedingten Temperaturspannungen im Radquerschnitt [3.3].

Von WÄCHTER und NÄBRICH [2.9] wurden FEM-Berechnungen der Temperaturbeanspruchung bei Dauerbremsungen, Haltbremsungen im Gefällebereich und bei normalen Haltbremsungen analysiert, die den Einfluß des Verschleißes des Randkranzes berücksichtigen. Mangels besserer Daten wurden diese FEM-Berechnungen bei den ersten Analysen der Dauerfestigkeit der BV1-Vollräder mit Walzdefekten genutzt.

Verbesserte Ausgangsdaten für die Berücksichtigung der Temperaturbeanspruchung stellen FEM-Berechnungen dar, die die Stopp-Bremung eines im Durchmesser 920 mm messenden Fahrzeugrades aus 90 km/h auf 0 km/h beinhalten [2.10]. Das durch die Bremsung hervorgerufene Temperaturfeld ist ebenso instationär wie das zugehörige Spannungsfeld. Dargestellt ist im Bild 2.17 der Spannungszustand im Augenblick des Anhaltens nach 64 Sekunden der Bremskraftwirkung. Während die Extremwerte der Spannungen an der Lauffläche während des Bremsvorganges selbst auftraten, werden die Maximalspannungen in der Scheibe erst nach dem Ende des Bremsvorganges erreicht. Für die bruchmechanischen Berechnungen wurden die größten bei der Bremsung auftretenden Spannungen berücksichtigt.

Da die FEM-Berechnungen für eine Achsfahrmasse von 21 t durchgeführt wurden, die Fahrzeuge in der Praxis aber in unterschiedlichem Maße ausgelastet sind, wurden für die bruchmechanischen Berechnungen die radialwirkenden Temperaturspannungen näherungsweise aus den vorliegenden FEM-Berechnungen abgeleitet, indem die radialen Temperaturspannungen im Verhältnis der jeweiligen Achsfahrmasse reduziert wurden.

3. Spannungsintensitätsfaktoren für gerade, geneigte Durchrisse

3.1. Der Spannungsverlauf über die Scheibendicke der Vollräder

Im Scheibenbereich von Eisenbahnvollrädern sind tangential und radial gerichtete Spannungen infolge unterschiedlicher Ursachen wirksam. Für bruchmechanische Analyse müssen

- die Spannungen infolge der Radkräfte,
- herstellungsbedingte Eigenspannungen und
- durch die Laufflächenbremsungen hervorgerufenen Temperaturspannungen berücksichtigt werden [3.1].

Bei Spannungsanalysen werden üblicherweise nur die Spannungswerte betrachtet, die sich auf der Oberfläche der Räder ergeben. Der Verlauf der Spannungen unterhalb der Oberfläche findet dagegen oftmals nur ein geringes Interesse. Für die bruchmechanischen Analysen der Dauerfestigkeit sowie der Ausbreitung rißartiger Überwalzungen ist der Spannungsverlauf über die Scheibendicke jedoch von wesentlichem Interesse, da gleich große nominelle Oberflächenspannungen bei Biegung geringere Spannungsintensitätsfaktoren bewirken als bei homogenem Zug. Im folgenden müssen dementsprechend für die vorgesehenen bruchmechanischen Rißausbreitungsanalysen sowohl homogen, als auch linear veränderlich verteilte Spannungen über die Bauteildicke berücksichtigt werden.

3.2. Spannungsintensitätsfaktoren nach Literaturangaben

Spannungsintensitätsfaktoren (SIF) für rißartige, zur Oberflächen geneigt verlaufende Defekte finden sich in der zugänglichen Literatur nur in sehr begrenztem Umfang. Der von BOWIE [3.2] am ausführlichsten behandelte Fall betrifft eine endlich große, zugbeanspruchte Scheibe mit geradem, aber zur Kante (bzw. Oberfläche) geneigtem Durchriß. Infolge der Abweichung des Risses von der Querschnittsebene wirken in der Umgebung der Rißspitze nicht nur Spannungsintensitätsfaktoren der Rißöffnungsart I, sondern auch der Rißöffnungsart II. Die Berechnungsergebnisse von BOWIE für die Beanspruchung durch homogen verteilte Nominalspannungen ist in den Bildern 3.1 und 3.2 wiedergegeben. Die Spannungsintensitätsfaktoren haben als Einflußparameter den Neigungswinkel und die relative Rißgröße.

Die in dem Katalog von MURAKAMI [3.3] publizierten Berechnungsergebnisse von WILSON [3.4] und FREESE [3.5] (siehe Bilder 3.3 bis 3.5) behandeln die gleiche Rißkonfiguration und -beanspruchung. Die Berechnungsergebnisse sind aber längst nicht so umfassend wie die von BOWIE, da sie nur wenige ausgewählte Neigungswinkel berücksichtigen. Für die praktische Anwendung tritt bei der Nutzung dieser Berechnungsergebnisse die Frage auf, in welcher Art der real vorliegende Neigungswinkel durch Interpolation zwischen den Berechnungsdaten berücksichtigt werden kann.

Da die rißbehaftete Radscheibe nicht nur durch homogene Zugspannungen, sondern auch durch über die Scheibendicke linear veränderliche Nominalspannungen beansprucht sein kann, interessieren in der vorliegenden Anwendung auch die Spannungsintensitätsfaktoren infolge Biegung. Zutreffende Berechnungsergebnisse von WILSON [3.4] sind in den Bildern 3.6 bis 3.8 wiedergegeben.

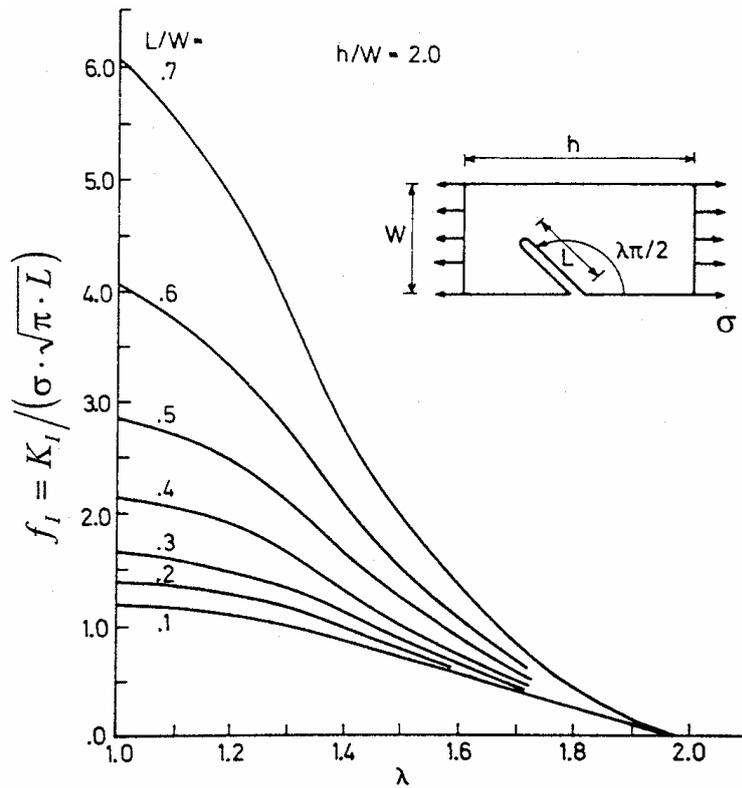


Bild 3.1: Spannungsintensitätsfaktoren K_I für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen zugbeanspruchten Rechteckscheibe [3.2].

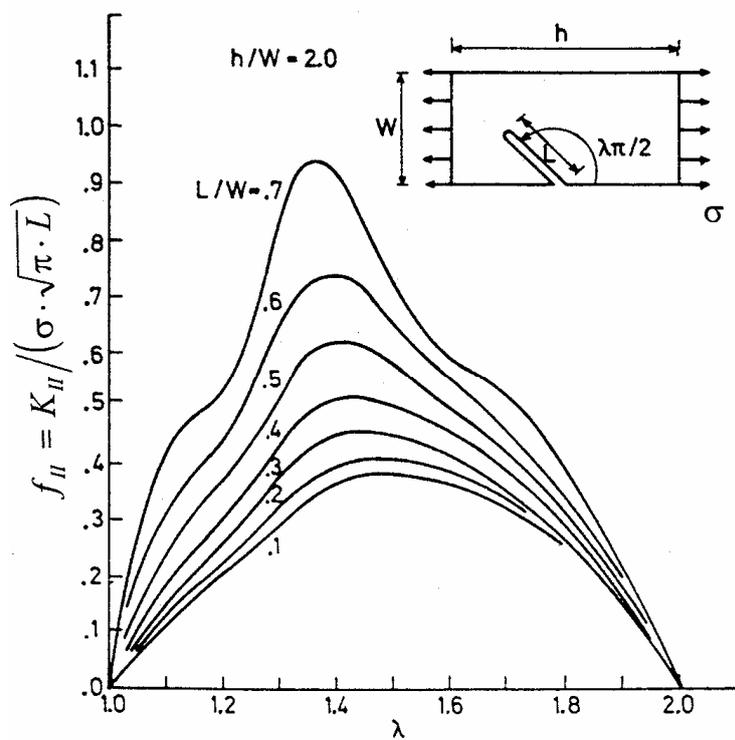
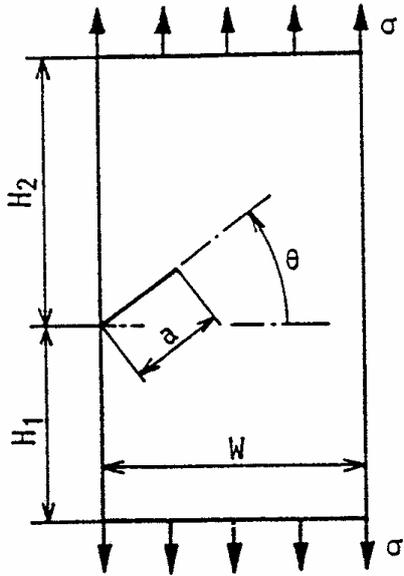


Bild 3.2: Spannungsintensitätsfaktoren K_{II} für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen zugbeanspruchten Rechteckscheibe [3.2].



$$K_I = F_I \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

$$K_{II} = F_{II} \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

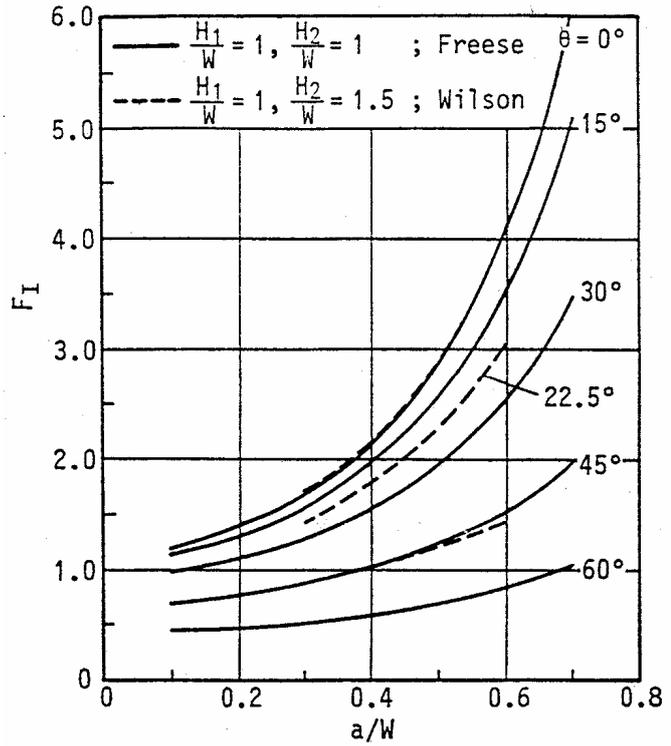


Bild 3.3: Bauteil- und Rißkonfiguration von WILSON und FREESE (nach [3.3]) (zugbeanspruchte Scheibe).

Bild 3.4: Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen zugbeanspruchten Rechteckscheibe nach WILSON und FREESE (nach [3.3]).

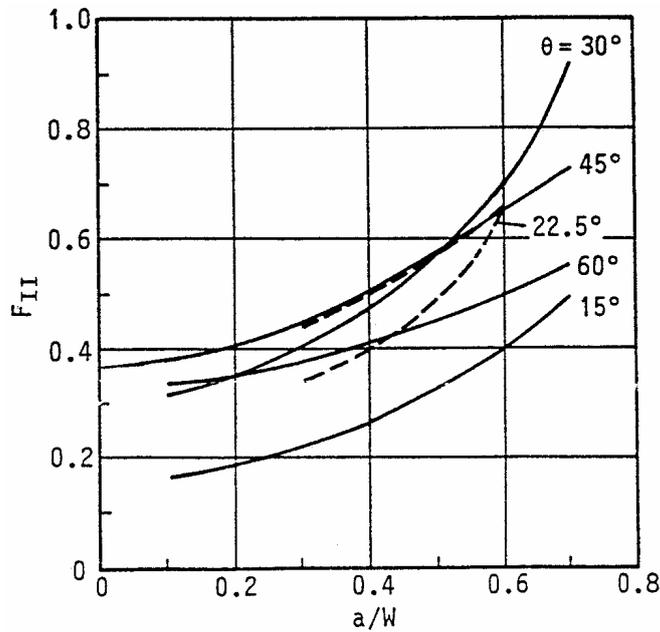
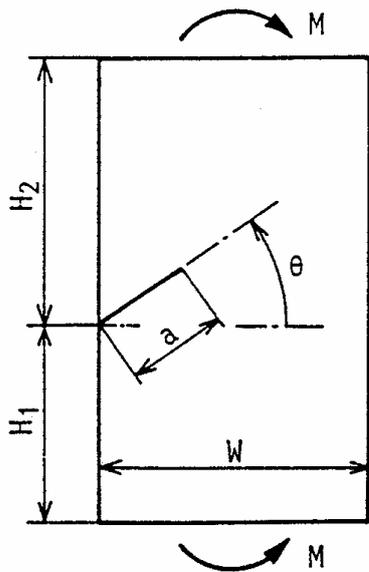


Bild 3.5 Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen zugbeanspruchten Rechteckscheibe nach WILSON und FREESE (nach [3.3]).



$$K_I = F_I \cdot \frac{6M}{tW^2} \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

$$K_{II} = F_{II} \cdot \frac{6M}{tW^2} \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

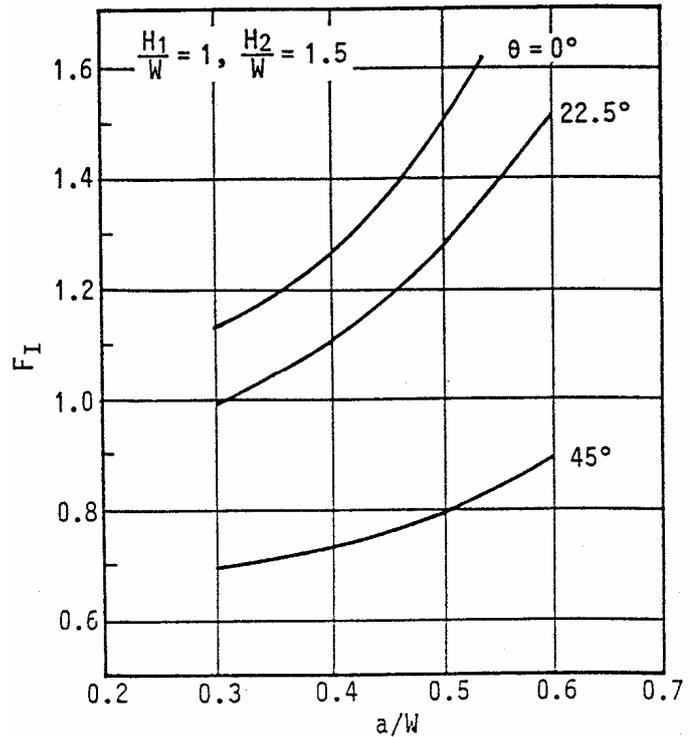


Bild 3.6 Bauteil- und Rißkonfiguration von WILSON und FREESE (nach [3.3]) (biegebeanspruchte Scheibe).

Bild 3.7 Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen biegebeanspruchten Rechteckscheibe nach WILSON und FREESE (nach [3.3]).

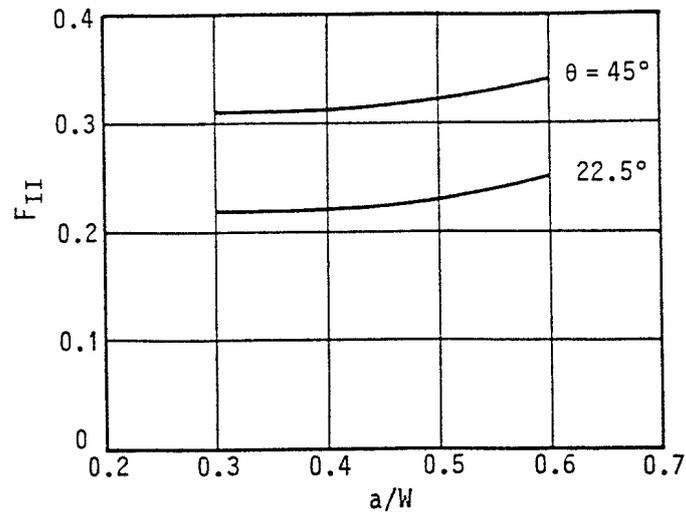


Bild 3.8 Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte, gerade Kantenrisse in einer endlich großen biegebeanspruchten Rechteckscheibe nach WILSON und FREESE (nach [3.3]).

Als Grenzfälle für die Überwälzungen lassen sich der gerade, senkrecht zur Oberfläche verlaufende Querriß im zug- bzw. biegebeanspruchten Scheibenstreifen und der zur Oberfläche parallele Riß in Art einer Dopplung betrachten. Bezüglich der für diese Grenzfälle zutreffenden Spannungsintensitätsfaktoren sei auf die einschlägigen SIF-Kataloge [3.9, 3.6, 3.7] verwiesen.

Da nicht von vorn herein das Ergebnis der bruchmechanischen Dauerfestigkeitsanalyse bekannt ist, können im Verlauf der Berechnungen insbesondere auch bei der iterativen Lösung der Dauerfestigkeitsbedingung auch Spannungsintensitätsfaktoren für relativ extreme Rißgrößen von Interesse sein. Um keine unzumutbare Eingrenzung der Berechnungen in Kauf nehmen zu müssen, sind zusätzlich zu den Diagrammwerten der Bilder 3.1 und 3.2 auch die Grenzfälle extrem kleiner und extrem großer Risse in die mathematischen Formulierungen einzubeziehen. Für geringe Rißgrößen werden in Anlehnung an die Formeln für den geneigten Innenriß in der zugbeanspruchten Scheibe [3.6] die Beziehungen verwendet

$$K_I(a \rightarrow 0) \approx 1,1215 \cdot \sigma_{nom} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \sin^2 \alpha \quad (3.1)$$

und unter Bezug auf die Kurve für den unter 45° geneigten Riß im Bild 3.2

$$K_{II}(a \rightarrow 0) \approx 0,37 \cdot \sigma_{nom} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \sin 2\alpha. \quad (3.2)$$

Für extrem große Risse, deren Größe a die obere Grenze des angegebenen Parameterbereiches von $a/W = 0,7$ überschreitet, lassen sich die Spannungsintensitätsfaktoren näherungsweise durch lineare Extrapolation der verfügbaren Daten bestimmen. Daß die auf diese Weise ermittelten Spannungsintensitätsfaktoren dann üblicherweise zu gering sind, ist für das Berechnungsergebnis von untergeordneter Bedeutung, da für die Bewertung der Dauerfestigkeit im wesentlichen doch nur die kleinsten dauerfesten Defekte genutzt werden.

3.3. Spannungsintensitätsfaktoren nach eigenen FEM-Berechnungen

Wenn auch die von BOWIE ermittelten Spannungsintensitätsfaktoren für eine erste Analyse als ausreichend anzusehen waren, sind die aus der Literatur zu entnehmenden Spannungsintensitätsfaktoren für die praktisch dominierende Biegebeanspruchung nicht gut brauchbar. Um diesem Mißstand abzuwehren und genauere Analysen zu ermöglichen, sind eigene FEM-Berechnungen der Spannungsintensitätsfaktoren vorgenommen worden. Als Berechnungs-

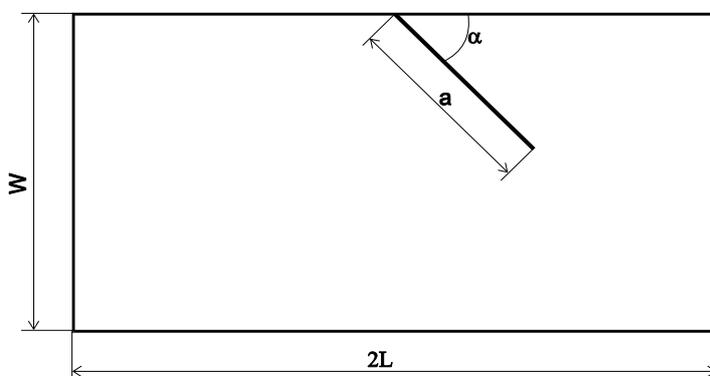


Bild 3.9: Das für die FEM-Berechnung der Spannungsintensitätsfaktoren verwendete Rißscheibenmodell mit $L/W=3$.

grundlage wurde das im Bild 3.9 wiedergegebene Rißmodell gewählt. Die gegenüber den sowohl von BOWIE als auch von WILSON und FREESE verwendeten Modellabmessungen wesentlich größere Scheibenlänge wurde gewählt, um nicht generell auszu-schließende Wechselwirkungen zwischen der Rißspitze und der belasteten Querschnittsfläche mit Sicherheit zu vermeiden.

Wiedergegeben sind die ermittel-

ten Spannungsintensitätsfaktoren in den Tabellen 3.1 und 3.2 sowie in den Bildern 3.10 und 3.11.

Tabelle 3.1: Korrekturfaktoren für die Bestimmung der Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte Oberflächenrisse bei homogener Zugbeanspruchung (Membranspannungen).

Rißgrö- ße a/W	Rißneigungswinkel α gegenüber der Oberfläche								
	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Korrekturfaktor f_I :									
0,01	0,163	0,307	0,464	0,625	0,783	0,924	1,033	1,104	1,130
0,10	0,162	0,308	0,469	0,641	0,809	0,961	1,081	1,159	1,184
0,20	0,164	0,315	0,492	0,686	0,886	1,071	1,227	1,332	1,368
0,30	0,166	0,328	0,527	0,758	1,010	1,257	1,467	1,610	1,660
0,40	0,170	0,345	0,573	0,858	1,185	1,524	1,825	2,036	2,112
0,50	0,174	0,365	0,634	0,992	1,432	1,916	2,372	2,704	2,825
0,60	0,179	0,390	0,710	1,171	1,783	2,513	3,250	3,819	4,035
0,70	0,184	0,420	0,806	1,412	2,299	3,473	4,793	5,10	6,357
0,80	0,191	0,455	0,926	1,744	3,097	5,178	7,960	10,726	11,960
0,90	0,197	0,495	1,079	2,217	4,437	8,748	16,667	28,009	34,628
Korrekturfaktor f_{II} :									
0,01	0,172	0,269	0,335	0,363	0,353	0,305	0,222	0,117	0
0,10	0,172	0,272	0,341	0,373	0,365	0,319	0,236	0,126	0
0,20	0,175	0,278	0,358	0,399	0,398	0,354	0,265	0,142	0
0,30	0,177	0,290	0,380	0,436	0,448	0,406	0,310	0,168	0
0,40	0,180	0,304	0,409	0,486	0,514	0,478	0,372	0,204	0
0,50	0,184	0,320	0,447	0,549	0,602	0,579	0,462	0,258	0
0,60	0,189	0,339	0,492	0,631	0,722	0,723	0,599	0,342	0
0,70	0,195	0,361	0,548	0,738	0,892	0,947	0,828	0,494	0
0,80	0,201	0,387	0,617	0,881	1,146	1,329	1,283	0,833	0
0,90	0,207	0,417	0,702	1,079	1,559	2,108	2,504	2,022	0

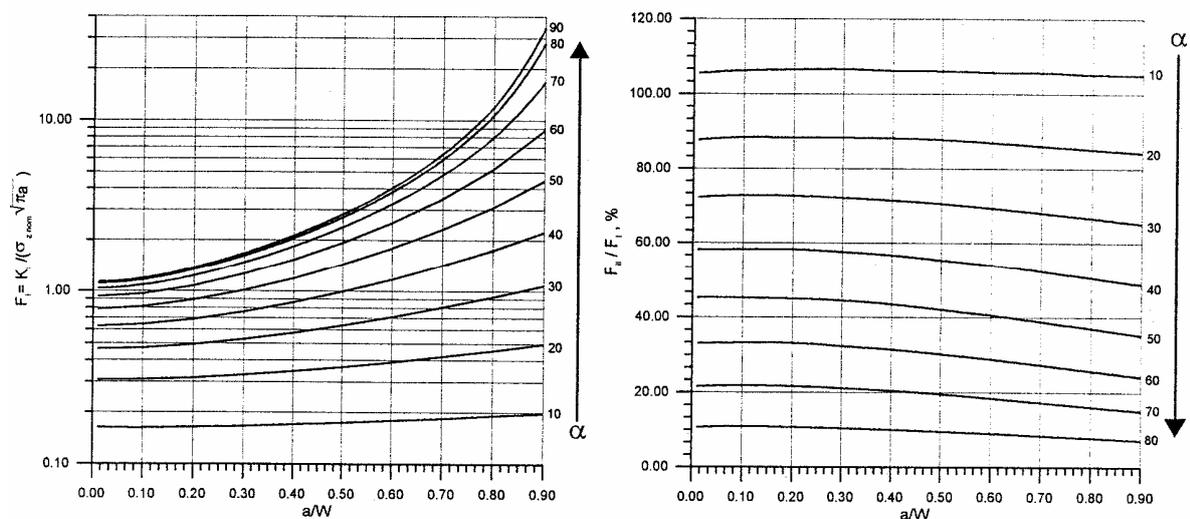


Bild 3.10: Die Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte Oberflächenrisse bei homogener Zugbeanspruchung (Membranspannungen) im Querschnitt.

Tabelle 3.2: Korrekturfaktoren für die Bestimmung der Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte Oberflächenrisse bei Biebeanspruchung.

Rißgrö- ße a/W	Rißneigungswinkel α gegenüber der Oberfläche								
	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Korrekturfaktor f_I:									
0,01	0,163	0,307	0,464	0,625	0,783	0,924	1,033	1,104	1,130
0,10	0,161	0,297	0,447	0,597	0,740	0,865	0,962	1,023	1,043
0,20	0,159	0,296	0,443	0,593	0,737	0,865	0,966	1,033	1,056
0,30	0,160	0,299	0,450	0,609	0,765	0,908	1,023	1,098	1,124
0,40	0,161	0,304	0,464	0,638	0,818	0,988	1,131	1,227	1,261
0,50	0,163	0,312	0,486	0,685	0,901	1,120	1,313	1,449	1,498
0,60	0,165	0,322	0,515	0,750	1,026	1,329	1,618	1,834	1,915
0,70	0,168	0,335	0,553	0,840	1,213	1,669	2,160	2,566	2,726
0,80	0,171	0,350	0,601	0,965	1,502	2,275	3,272	4,247	4,678
0,90	0,176	0,368	0,661	1,141	1,984	3,532	6,295	10,197	12,460
Korrekturfaktor f_{II}:									
0,01	0,172	0,269	0,335	0,363	0,353	0,305	0,222	0,117	0
0,10	0,168	0,259	0,314	0,336	0,322	0,277	0,203	0,107	0
0,20	0,166	0,250	0,302	0,322	0,309	0,264	0,194	0,102	0
0,30	0,164	0,247	0,297	0,317	0,305	0,263	0,193	0,102	0
0,40	0,163	0,244	0,295	0,317	0,308	0,268	0,199	0,106	0
0,50	0,162	0,243	0,297	0,323	0,321	0,285	0,215	0,116	0
0,60	0,162	0,244	0,302	0,337	0,345	0,317	0,247	0,137	0
0,70	0,162	0,246	0,312	0,360	0,386	0,376	0,312	0,181	0
0,80	0,162	0,250	0,327	0,396	0,457	0,491	0,454	0,289	0
0,90	0,162	0,256	0,347	0,452	0,583	0,741	0,855	0,684	0

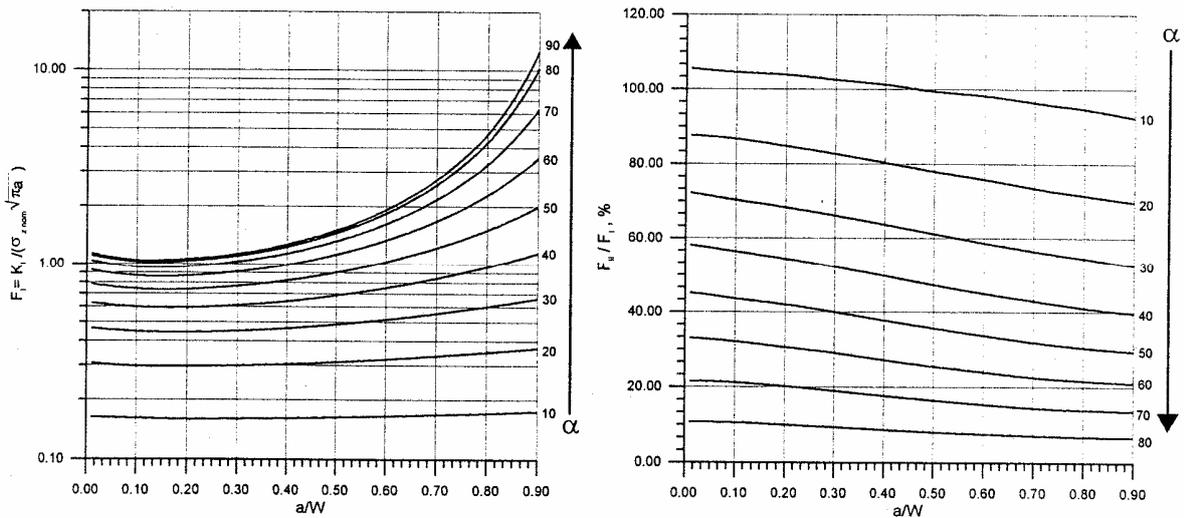


Bild 3.11: Die Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte Oberflächenrisse bei linear veränderlicher Beanspruchung (Biegespannungen) im Querschnitt.

3.4. Überprüfung der Zulässigkeit der Idealisierung

Die im Scheibenbereich der Vollräder aufgefundenen Überwalzungen sind im Abschnitt 1.3.2 als gerade, gegenüber der Kante (bzw. der Bauteiloberfläche) geneigte ebene Durchrisse idealisiert worden, obwohl die Defekte im Querschliff auch konvex oder konkav gekrümmt sein können. Da mit Hilfe der berechneten Spannungsintensitätsfaktoren die im Scheibenbereich von Vollrädern vorhandenen Defekte bewertet werden sollen, um das Rißwachstum und

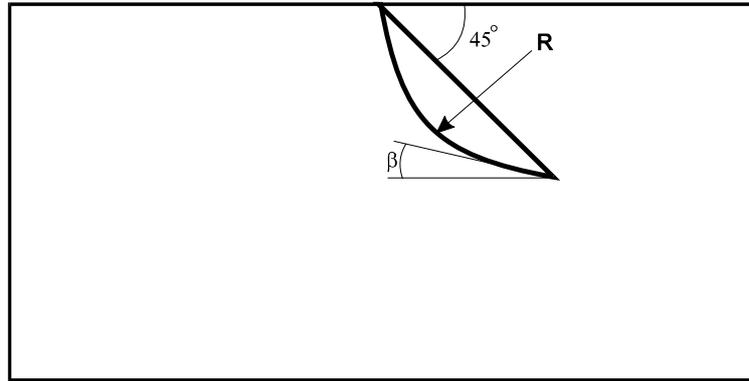


Bild 3.12: Rißkonfiguration mit unterschiedlich geformten Rissen zur Kontrolle der Zulässigkeit der Idealisierung nach Bild 1.16 bzw. 3.9.

den Bruch unter Betriebsbedingungen auszuschließen, muß geklärt werden, ob die Idealisierung zu konservativen Berechnungsergebnissen führt und wenn nicht, wie groß die aus der Idealisierung resultierenden Unsicherheiten sind.

Zur Überprüfung der Güte der Idealisierung wurden FEM-Berechnungen unter Zugbeanspruchung unterschiedlicher Rißkonfigurationen nach Bild 3.12 durchgeführt. Als Ausgangsbasis wurde ein unter 45° geneigter Kantenriß mit der relativen Größe von $a/W = 0,5$ gewählt. Anfangs- und Endpunkte dieses Risses wurden ebenfalls durch kreisbogenförmige Rißverläufe verbunden mit konkaver und konvexer Krümmung und dem Krümmungsradius r . Als wesentlicher Parameter zur Beschreibung der Rißgeometrie wurde der Neigungswinkel β des Risses an der Rißspitze gegenüber der Schwerpunktsachse des Scheibenstreifens gewählt.

Tabelle 3.3: Spannungsintensitätsfaktoren für kreisbogenförmige Kantenrisse unter Zugbeanspruchung (bei Bezug auf die Entfernung a vom Anfangspunkt zum Endpunkt des Risses mit $a/W = 0,5$).

β	r/a	$K_I / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a})$	$K_{II} / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a})$	$K_{IV} / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a})$
0°	0,710	0,465	0,647	1,058
10°	0,870	0,625	0,679	1,201
20°	1,180	0,794	0,687	1,327
30°	1,930	0,964	0,666	1,429
40°	5,700	1,104	0,628	1,499
45°	∞	1,203	0,584	1,536
50°	5,700	1,277	0,537	1,555
60°	1,930	1,403	0,432	1,580
70°	1,180	1,500	0,304	1,587
80°	0,870	1,561	0,160	1,585
90°	0,710	1,582	0,000	1,582

Die Berechnungsergebnisse der Tabelle 3.3 zeigen für die Spannungsintensitätsfaktoren der Rißöffnungsarten I und II gegenläufige Tendenzen, so daß eine Entscheidung darüber, ob die Idealisierung der geometrisch unterschiedlich gestalteten Überwalzungen als gerader geneig-

ter Riß zu konservativen Berechnungs- und Bewertungsergebnissen führt, anhand der beiden Spannungsintensitätsfaktoren nicht getroffen werden kann.

Da für die bruchmechanische Dauerfestigkeitsanalyse die beiden Spannungsintensitätsfaktoren zu einem Vergleichswert K_{Iv} zusammengefaßt werden, um diesen dann mit dem Schwellenwert zu vergleichen, ist in der letzten Spalte der Tabelle 3.3 noch dieser Vergleichswert gemäß der von RICHARD [3.8] angegebenen Beziehung

$$K_{Iv} = (K_I^2 + \sqrt{K_I^2 + 6K_{II}^2}) / 2 \quad (3.3)$$

bestimmt worden.

Der Vergleichswert K_{Iv} zeigt eine stetige Zunahme der Größe mit zunehmender Neigung gegenüber der Schwerkachse des Scheibenstreifens. Defekte, die im Bereich der Rißspitze annähernd parallel zur Oberfläche des Bauteils verlaufen, werden hinsichtlich der realen Beanspruchung bis zu etwa 45% überbewertet. Verläuft der Defekt im Spitzenbereich als Querriß, so bewirkt er die größte Beanspruchung und Gefährdung des geschädigten Bauteils. Insofern ist natürlich die angenommene Idealisierung nicht konservativ. Wird jedoch die Größe des Vergleichswertes der Spannungsintensitätsfaktoren für den gekrümmten Riß mit $\beta = 90^\circ$ mit der des geraden Risses verglichen, so liegt die Beanspruchung des zum Querriß tendierenden Defektes um 2,99% über dem Wert, der sich für die Idealisierung als gerader geneigter Riß ergibt. Angesichts dieses relativ geringen Unterschiedes und der bei bruchmechanischen Analysen vorhandenen Unsicherheiten bezüglich der einwirkenden Spannungen ist die vorgenommene Idealisierung als gut brauchbar einzustufen.

Während sich mit den Berechnungsergebnissen der Vergleich der Spannungsintensitätsfaktoren direkt durchführen läßt, da die Bezugsbasis in allen Fällen die Entfernung zwischen den Anfangs- und den Endpunkten des Defektes ist, sind in der folgenden Tabelle noch die adäquaten Spannungsintensitätsfaktoren angegeben bei Bezug auf die reale Länge des kreisbogenförmigen Risses. Diese Daten eignen sich nicht zum direkten Vergleich der Beanspruchungen, haben aber die in der Bruchmechanik übliche Bezugsbasis.

Tabelle 3.4: Spannungsintensitätsfaktoren für kreisbogenförmige Kantenrisse unter Zugbeanspruchung (bei Bezug auf die wirkliche Größe des kreisbogenförmigen Risses).

β	r / a_{real}	$K_I / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a_{real}})$	$K_{II} / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a_{real}})$	$K_{Iv} / (\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a_{real}})$
0°	0,640	0,441	0,614	1,005
10°	0,817	0,606	0,658	1,163
20°	1,143	0,781	0,676	1,306
30°	1,908	0,958	0,662	1,421
40°	5,693	1,103	0,628	1,498
45°	∞	1,203	0,584	1,536
50°	5,693	1,276	0,537	1,554
60°	1,908	1,395	0,430	1,571
70°	1,143	1,476	0,299	1,562
80°	0,817	1,512	0,155	1,536
90°	0,640	1,502	0,000	1,502

3.5. Überprüfung der Genauigkeit der FEM-Lösungen

Die Brauchbarkeit von Spannungsintensitätsfaktoren, die mit Hilfe von FEM-Berechnungen ermittelt wurden, ist u.a. davon abhängig, wie genau die Berechnungsergebnisse die Beanspruchung des Materials im Riß wiedergeben und ob angesichts der Streuung bzw. der Ungenauigkeiten der anderen Einflußgrößen die Spannungsintensitätsfaktoren keine weiteren gravierenden Unsicherheiten in die Berechnungen bringen.

In der Tabelle 3.5 sind für einen Querriß am Rand die nach der Finite-Element-Methode berechneten Spannungsintensitätsfaktoren exakten Berechnungsergebnissen nach PANASJUK [3.9] und nach STALLYBRASS [3.10] gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung zeigt maximale Abweichungen von 0,4 Prozent. Die in der Tabelle 3.5 ausgewiesenen Abweichungen von 0,8% für extrem kleine Kantenrisse ist teilweise darauf zurückzuführen, daß die theoretische Lösung nach STALLYBRASS für die relative Rißgröße $a/W = 0$, nicht jedoch für $a/W = 0,01$ zutreffend ist.

Tabelle 3.5: Gegenüberstellung von Spannungsintensitätsfaktoren für Kantenquerrisse nach FEM-Berechnungen und numerischen Resultaten der Integralgleichung von PANASJUK.

a/W	Zugbeanspruchung			Biegebeanspruchung		
	$\frac{K_{I,FEM}}{\sigma_z \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	$\frac{K_{I,theor.}}{\sigma_z \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	Abweichung	$\frac{K_{I,FEM}}{\sigma_b \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	$\frac{K_{I,theor.}}{\sigma_b \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	Abweichung
0,01	1,130	1,121	0,8%	1,130	1,121	0,8%
0,10	1,184	1,189	0,4%	1,043	1,047	0,4%
0,20	1,368	1,367	0,1%	1,056	1,055	0,1%
0,30	1,660	1,659	0,1%	1,124	1,123	0,1%
0,40	2,112	2,109	0,1%	1,261	1,259	0,2%
0,50	2,825	2,820	0,2%	1,498	1,494	0,3%
0,60	4,035	4,029	0,1%	1,915	1,911	0,2%
0,70	6,357	6,340	0,3%	2,726	2,717	0,3%

Wenn auch die Genauigkeit der FEM-Berechnungen für den Kantenquerriß ausgezeichnet ist, soll noch ein weiterer Vergleich mit bekannten Berechnungsergebnissen angestellt werden. Für zwei unterschiedliche Neigungswinkel sind für Zug- und Biegebeanspruchung die Spannungsintensitätsfaktoren in der Tabelle 3.6 wiedergegeben.

Tabelle 3.6: Gegenüberstellung von Spannungsintensitätsfaktoren für geneigte Kantenquerrisse nach FEM-Berechnungen und Berechnungsergebnissen von FREESE.

Beanspruchung	α	Rißöffnungsart	$K/(\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a})$ für a/W			
			0,3	0,4	0,5	0,6
Zug	FEM-Berechnung					
	45°	I	0,881	1,017	1,201	1,456
	45°	II	0,446	0,505	0,581	0,682
	67,5°	I	1,415	1,752	2,260	3,067
	67,5°	II	0,338	0,404	0,499	0,642
	nach FREESE					
	45°	I	0,868	1,021	1,215	1,424
	45°	II	0,438	0,500	0,576	0,670
	67,5°	I	1,409	1,806	2,292	3,056
	67,5°	II	0,340	0,396	0,486	0,653

noch Tabelle 3.4

Beanspruchung	α	Rißöffnungsart	$K/(\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a})$ für a/W			
			0,3	0,4	0,5	0,6
Biegung	FEM-Berechnung					
	45°	I	0,687	0,728	0,793	0,886
	45°	II	0,315	0,316	0,326	0,345
	67,5°	I	0,996	1,099	1,270	1,553
	67,5°	II	0,213	0,220	0,237	0,271
	nach FREESE					
	45°	I	0,679	0,716	0,781	0,877
	45°	II	0,310	0,311	0,322	0,338
	67,5°	I	0,973	1,089	1,260	1,496
	67,5°	II	0,217	0,221	0,231	0,261

Da die Vielzahl der Berechnungsergebnisse mit den Spannungsintensitätsfaktoren der Rißöffnungsarten I und II für vier unterschiedliche Rißgrößen und zwei Neigungswinkel einen Vergleich schlecht ermöglichen, sind die Berechnungsergebnisse zusammen mit den aus der Literatur bekannten Vergleichswerten in den Bildern 3.13 und 3.14 wiedergegeben.

Aus dem augenscheinlichen Vergleich der unterschiedlichen Berechnungsergebnisse ergibt sich im wesentlichen kein Anhaltspunkt für irgendwelche Zweifel. Da jedoch die eigenen FEM-Berechnungen einerseits den interessierenden Wertebereich umfassen, andererseits aber auch sowohl eine Inter- als auch eine Extrapolation ermöglichen, stellen die im Abschnitt 3.3 vorgestellten eigenen Ergebnisse eine gut geeignete Basis zur Bewertung der bruchmechanischen Dauertfestigkeit der Überwälzungen im Scheibenbereich der aus dem Werkstoff BV1 hergestellten Eisenbahnvollräder dar.

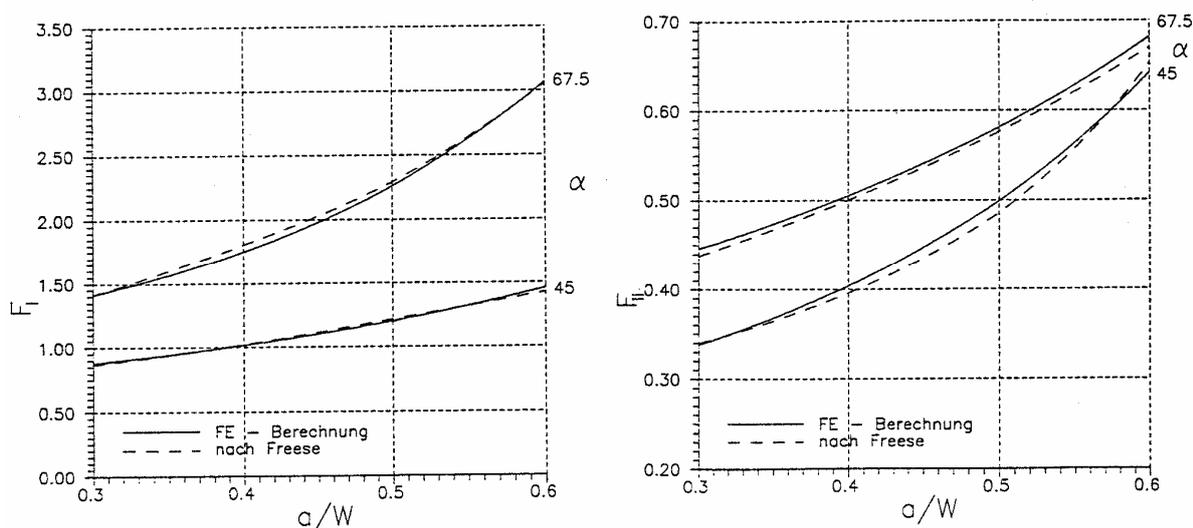


Bild 3.13: Vergleich der FEM-Berechnungen mit den publizierten Angaben von FREESE für Zugbeanspruchung.

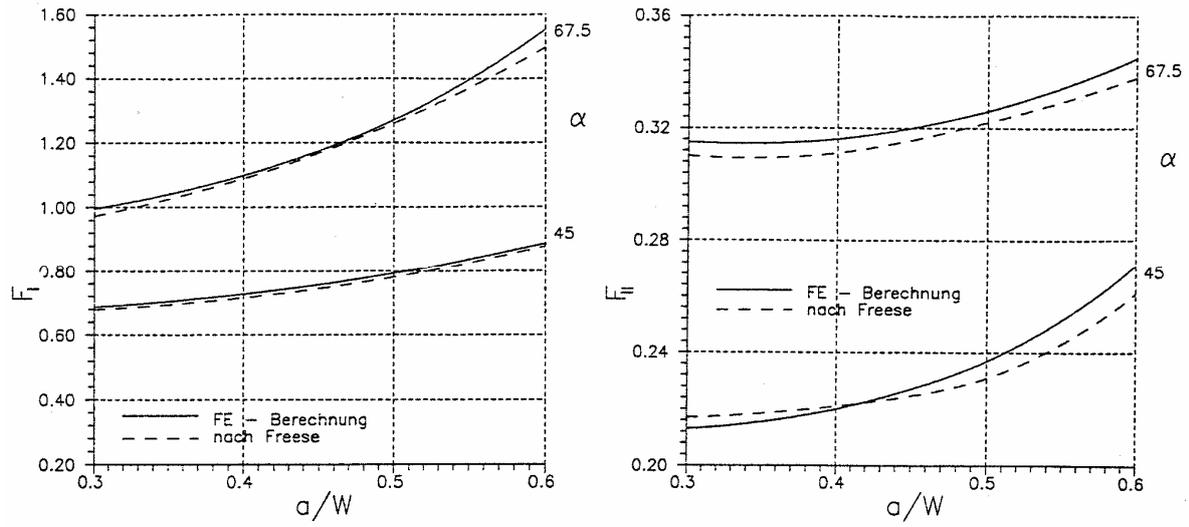


Bild 3.14: Vergleich der FEM-Berechnungen mit den publizierten Angaben von FREESE für Biegebeanspruchung.

4. Die Werkstoffeigenschaften der Vollradstähle

4.1. Werkstoffangaben für Vollradstähle

4.1.1. Analysen- und Festigkeitswerte nach dem UIC-Kodex 812-3

Die Eigenschaften der für Eisenbahnvollräder verwendeten Stähle sind im UIC-Kodex 812-3 [4.1] festgelegt. Sie unterscheiden sich nach ihrer chemischen Zusammensetzung (im wesentlichen nach den Gehalten an Kohlenstoff, Silizium und Mangan), ihrem Wärmebehandlungszustand (unbehandelt, N = normalisiert, T = radkranzvergütet, E = vollvergütet), den mechanischen Festigkeiten (R_m) sowie den konventionellen Zähigkeitseigenschaften (Bruchdehnung bzw. Kerbschlagarbeit). Das Erreichen eines bestimmten Wertes für die Streckgrenze ist im UIC-Kodex nicht festgelegt; die Streckgrenze wird - wenn überhaupt - nur zu Dokumentationszwecken genutzt. Die zu erreichenden Höchst- bzw. Mindestwerte sind in den folgenden Tabellen zusammengestellt.

Tabelle 4.1: Chemische Zusammensetzung der Vollradstähle nach UIC 812-3 [4.1].

Stahl- sorte	Chemische Zusammensetzung, % max. Stückanalyse										
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V	Cr+Mo+Ni
BV 1	---	0,50	1,20	0,05	0,05	0,30	0,30	0,05	0,30	0,05	
R1	0,48	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R2	0,58	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R3	0,70	0,50	0,90	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R6	0,48	0,40	0,75	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R7	0,52	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R8	0,56	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50
R9	0,60	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50

Tabelle 4.2: Mechanische Eigenschaften der Vollradstähle nach UIC 812-3 [3.1].

Stahlsorten	wärmebehandelter Lieferzustand	Mechanische Eigenschaften			
		R_{eH} oder $R_{p0,2}$ min. in MPa	R_m in MPa	A min. (%)	KU min. (J)
BV 1	-	für Dokumentationszwecke	600 - 720		
R1	-		600 - 720	12	-
	N		600 - 720	18	15
R2	-		700 - 840	9	-
	N		700 - 840	14	10
R3	-		800 - 940	7	-
	N		800 - 940	10	10
R6	T, E		780 - 900	15	15
	T: Stegbereich		max. 740	min. 16	
R7	T, E		820 - 940	14	15
	T: Stegbereich	max. 760	min. 16		
R8	T, E	860 - 980	13	15	
	T: Stegbereich	max. 820	min. 16		
R9	T, E	900 - 1050	12	10	
	T: Stegbereich	max. 880	min. 14		

4.1.2. Analysen- und Festigkeitswerte der untersuchten Vollräder

Die Werkstoffeigenschaften der untersuchten Vollräder, die bei der DBAG, Versuchszentrum 1, Brandenburg-Kirchmöser ermittelt wurden [4.2, 4.3], sind in den folgenden Tabellen zusammengestellt.

Tabelle 4.3: Ergebnisse des Zugversuchs von Proben aus dem Radkranz (RK) und der Radscheibe (RS) der untersuchten Vollräder [4.2, 4.3].

Rad	Probe	d_0	$R_{p0,2}$	R_m	A_5
2.2	1, RK	10 mm	328 MPa	644 MPa	22,0%
	2, RS, rad.	10 mm	324 MPa	601 MPa	20,0%
	3, RS, tang.	10 mm	291 MPa	589 MPa	24,4%
4.2	1, RK	10 mm	341 MPa	678 MPa	20,8%
	2, RS, rad.	10 mm	316 MPa	624 MPa	21,6%
	3, RS, tang.	10 mm	329 MPa	642 MPa	21,6%
7.1	1, RK	10 mm	339 MPa	653 MPa	20,8%
	2, RS, rad.	10 mm	311 MPa	626 MPa	20,6%
	3, RS, tang.	10 mm	314 MPa	633 MPa	22,4%
14.1	1, RK	10 mm	393 MPa	746 MPa	15%
	2, RS, rad.	10 mm	390 MPa	730 MPa	18%
	3, RS, tang.	10 mm	375 MPa	733 MPa	15%
UIC 812-3				700-840 MPa	$\geq 14\%$

Die chemische Analyse ergab die im folgenden wiedergegebene Zusammensetzung.

Tabelle 4.4: Die Ergebnisse der chemischen Analyse der untersuchten Vollräder [4.2, 4.3].

Rad	2.2	4.2	7.1	14.1
Kohlenstoff	0,42 %	0,46 %	0,42 %	0,49 %
Silizium	0,27 %	0,26 %	0,28 %	0,32 %
Mangan	0,54 %	0,58 %	0,68 %	0,70 %
Phosphor	0,016 %	0,032 %	0,028 %	0,035 %
Schwefel	0,031 %	0,035 %	0,016 %	0,022 %

Diesen Ergebnissen entsprechend ist der Werkstoff der untersuchten Vollrädres im wesentlichen als R1 nach der 5. Ausgabe des UIC-Kodex 812-3 [4.1] zu betrachten. Aus dem Vollrad 14.1 sind Proben zur Ermittlung des Schwellenwertes entnommen worden. Diese Proben wurden mit 1R und 1T gekennzeichnet, wobei der Buchstabe die Probenentnahmerichtung "radial" bzw. "tangential" angibt. Da die Probenzahl, die dem Rad entnommen werden konnte, für die vorgesehenen Untersuchungen nicht ausreichend war, wurden weitere Proben dem Vollrad 14.2 entnommen und mit 2R bzw. 2T gekennzeichnet. Werkstoffuntersuchungen an diesem zweiten Rad wurden nicht vorgenommen, doch ist die Stempelung beider Vollräder identisch, so daß angenommen werden kann, daß beide Räder der gleichen Charge entstammen.

Die mechanischen Eigenschaften der in der VersA Minden untersuchten Vollräder wurden für den Radscheibenbereich mit $R_m = 660 \text{ MPa}$ und $R_{p0,2} = 420 \text{ MPa}$ angegeben [4.4]. Nach dem UIC-Kodex entspricht der Werkstoff dem Vollradstahl R1 im nicht normalisierten Zustand.

4.3. Der Schwellenwert der Ermüdungsrißausbreitung von Vollradstahl

4.3.1. Literaturangaben zum Schwellenwert von Vollradstahl

Schwellenwerte ΔK_{th} der Ermüdungsrißausbreitung sind für die Vollradstähle R7 und R9 experimentell durch die Aufnahme der Rißwachstumsrate bei Verminderung der Probenbelastung (siehe Bild 4.1) bestimmt worden [4.5]. Im Rahmen der versuchstechnischen Möglichkeiten wurde dabei das Beanspruchungsverhältnis

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4.1)$$

variiert. Mit der damals verfügbaren Resonanzprüfeinrichtung DYNACOMP nach SCHLÄT ließen sich ohne wesentliche Eingriffe jedoch nur Beanspruchungen im Zugschwellbereich realisieren. Die erzielten Versuchsergebnisse für die Vollradstähle R7 und R9 sind im Bild 4.2 zusammengestellt.

Da bei praktischen Anwendungen, insbesondere in dem hier zu untersuchenden Beanspruchungsfall aber auch Beanspruchungsverhältnisse R auftreten, die über den experimentell abgesicherten Bereich der R -Werte hinausgehen, müssen die Versuchsergebnisse zur Extrapolation verwendet werden. Bekannt ist aus analogen Untersuchungen anderer Werkstoffe, daß der Schwellenwert ΔK_{th} nach dem Abfall im Zugschwellbereich und dem Erreichen eines niedrigen Niveaus bei $R \approx 0,6$ weitgehend gleichbleibt und erst nahe $R \approx 1$ weiter abfällt [4.7] (siehe Bild 4.3), und daß der Schwellenwert bei Wechselbeanspruchung $R < 1$ weitgehend mit dem Schwellenwert $\Delta K_{th}(R = 0)$ übereinstimmt (Bild 4.4).

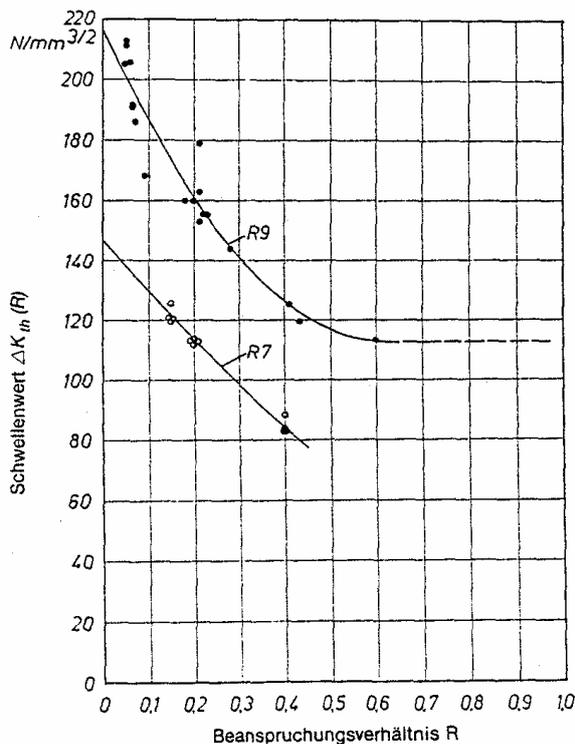


Bild 4.2: Die experimentell ermittelten Rißwachstumsraten bei Minderung der Beanspruchung [4.6].

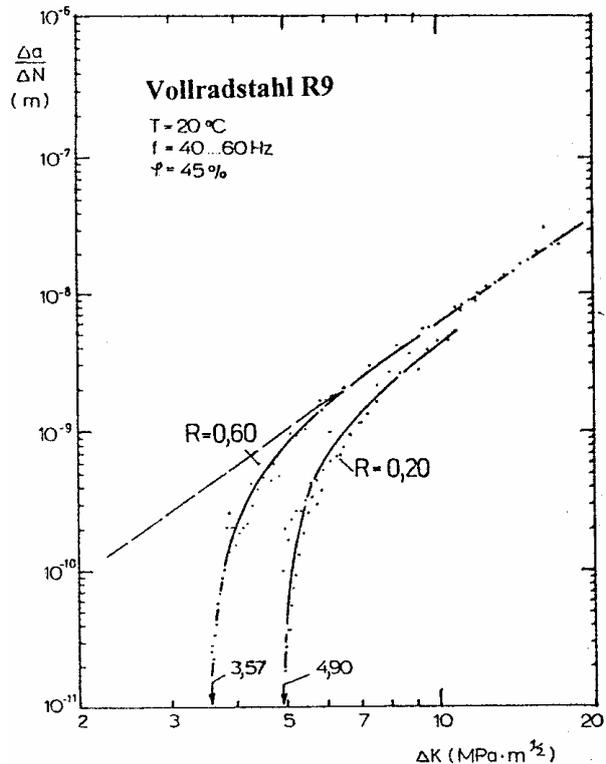


Bild 4.1: Die Schwellenwerte der Ermüdungsrißausbreitung der Vollradstähle R7 und R9 [4.5].

Da bei praktischen Anwendungen, insbesondere in dem hier zu untersuchenden Beanspruchungsfall aber auch Beanspruchungsverhältnisse R auftreten, die über den experimentell abgesicherten Bereich der R -Werte hinausgehen, müssen die Versuchsergebnisse zur Extrapolation verwendet werden. Bekannt ist aus analogen Untersuchungen anderer Werkstoffe, daß der Schwellenwert ΔK_{th} nach dem Abfall im Zugschwellbereich und dem Erreichen eines niedrigen Niveaus bei $R \approx 0,6$ weitgehend gleichbleibt und erst nahe $R \approx 1$ weiter abfällt [4.7] (siehe Bild 4.3), und daß der Schwellenwert bei Wechselbeanspruchung $R < 1$ weitgehend mit dem Schwellenwert $\Delta K_{th}(R = 0)$ übereinstimmt (Bild 4.4).

In Ermangelung experimenteller Versuchsergebnisse für den Vollradstahl BV 1 mußte anfangs auf die Resultate der Stähle R7 und R9 zurückgegriffen werden, wobei eine Extrapolation auf negative R -Werte und auf hohe R -Werte im Zugschwellbereich erforderlich war. Auf Grund der nicht unwesentlichen Unterschiede für die beiden bislang untersuchten Vollradstähle und die notwendige Extrapolation war nachfolgend eine experi-

mentelle Absicherung der Versuchsergebnisse für den Stahl BV 1 der Vollräder älterer Bauart für einen wesentlich breiteren Bereich der R -Werte notwendig, als er für die Untersuchung der Dauerfestigkeit rißartiger Anfangsschädigungen im Radkranz von Vollrädern durchgeführt wurde.

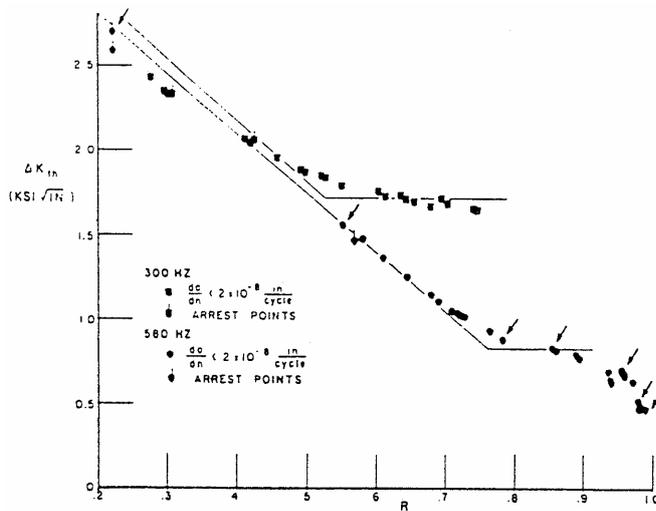


Bild 4.3: Abhängigkeit des Schwellenwertes der Ermüdungsrißausbreitung vom Beanspruchungsverhältnis R und der Frequenz für die Aluminiumlegierung 2024-T3 [4.7].

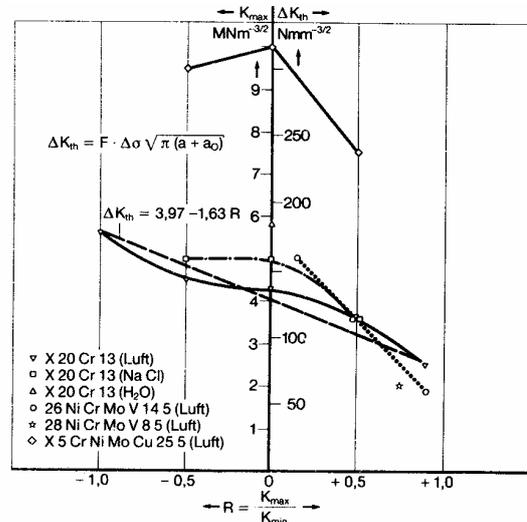


Bild 4.4: Schwellenwerte unterschiedlicher Stähle für Beanspruchungsverhältnisse R von -1 bis nahe $+1$ [4.8].

Bei der Wiedergabe der R -Abhängigkeit der Schwellenwerte durch ein Regressionspolynom 2. Grades

$$\overline{\Delta K_{th}}(R) = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot R + \alpha_2 \cdot R^2 \tag{4.2}$$

sind die in der Tabelle 4.5 wiedergegebenen Regressionsdaten zutreffend.

Tabelle 4.5: Regressionsergebnisse von Schwellenwertbestimmungen der Vollradstähle R7 und R9.

Vollradstahl	Anzahl der Meßwerte	Regressionskoeffizienten in $N/mm^{3/2}$			Standardabweichung $s_{\Delta K_{th}}$ in $N/mm^{3/2}$	Variationskoeffizient
		α_0	α_1	α_2		
R7	12	146,65	-179,25	55,00	2,33	---
R9	19	216,78	-335,04	268,72	9,45	5,8 %

Da der Stahl BV 1 der untersuchten Räder hinsichtlich seines Kohlenstoffgehaltes zwischen den Werten für die Stähle R7 und R9 liegt, der Kohlenstoffgehalt maßgebend für die Festigkeitseigenschaften ist und demzufolge auch die Dauerfestigkeit wesentlich beeinflusst, sind die Daten des Stahls R7 für den Stahl BV 1 als ungünstigster unterer Grenzfall zutreffend. Andererseits zeigen sich bei den Daten des Stahls R9 der Einfluß des Beanspruchungsverhältnisses R und die Streuung in wesentlich stärker ausgeprägtem Maße. Für die ersten bruchmechanischen Dauerfestigkeitsberechnungen wurden zur Approximation der bruchmechanischen Werkstoffeigenschaften die mittleren Schwellenwerte (in $N/mm^{3/2}$) gemäß der folgenden aus den Versuchsergebnissen beider Vollradstähle abgeleiteten Beziehungen herangezogen:

$$\overline{\Delta K_{th}}(R) = \begin{cases} 146,8 & \text{für } R \leq 0 \\ 146,8 - 335,0 \cdot R + 268,7 \cdot R^2 & \text{für } 0 \leq R \leq 0,623 \\ 42,4 & \text{für } 0,623 \leq R < 1. \end{cases} \quad (4.3)$$

Die Streuung der Schwellenwerte um die Mittelwertfunktionen wurde durch den Variationskoeffizienten

$$v = \frac{\overline{\Delta K_{th}}(R)}{s_{\Delta K_{th}}} = 5,8\% \quad (4.4)$$

berücksichtigt. In Abhängigkeit von den Versuchsergebnissen mit Proben aus dem Vollradstahl BV 1 sind zur Abklärung der bruchmechanischen Auswirkungen eines erhöhten Schwellenwertes auf die dauerfesten Defekte auch die Eigenschaften des Stahls R9 von Interesse.

4.3.2. Zielstellung der Untersuchungen

Aus der Literatur und aus ersten eigenen Untersuchungen zeigt es sich, daß der Schwellenwert des alten Vollradstahls BV1 durch das Beanspruchungsverhältnis R wesentlich beeinflusst wird. Mit zunehmendem Beanspruchungsverhältnis vermindert sich der Schwellenwert merklich. Der Bereich des Beanspruchungsverhältnisses, der unter Betriebsbedingungen und dementsprechend sowohl bei der vorgesehenen Monte-Carlo-Simulation der Dauerfestigkeit als auch bei der experimentellen Bestimmung des Schwellenwertes von Bedeutung ist, muß klar definiert bzw. eingegrenzt werden.

Im Unterschied zu den vielfach nur qualitativ orientierten Untersuchungen der bruchmechanischen Eigenschaften besteht hier die Notwendigkeit, nicht nur größenmäßig richtige Werte zu ermitteln, durch die sich eine idealisierende Ausgleichsfunktion legen läßt, sondern das gesamte Streufeld der Schwellenwerte zu ermitteln. Charakterisieren lassen sich die gesuchten Eigenschaften für vorgegebene Werte des Beanspruchungsverhältnisses R durch den Mittelwert und die Standardabweichung des Schwellenwertes.

Außerdem muß statistisch nachgewiesen werden, daß diese ermittelte Werkstoffeigenschaften für die Grundgesamtheit der BV1-Räder zutreffend sind; d.h. die Unabhängigkeit von dem jeweiligen Rad, aus dem die Proben für die Versuche entnommen wurden.

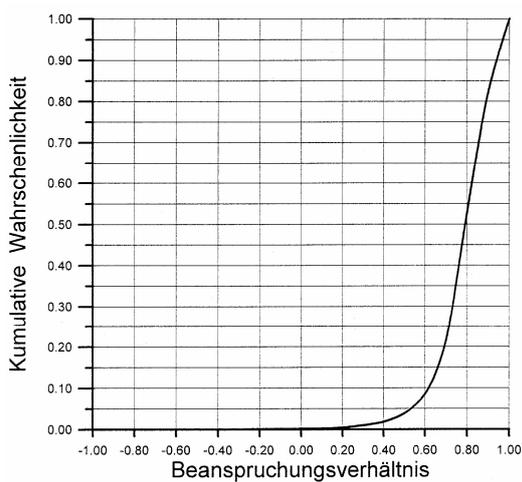
Da die rißartige Defekte zufällig bezüglich der Walzrichtung liegen, ist es wichtig festzustellen, ob es eine Abhängigkeit von der Rißrichtung (tangential oder radial) gibt.

4.3.3. Analyse der Beanspruchungsverhältnisse für die BV1-Vollräder

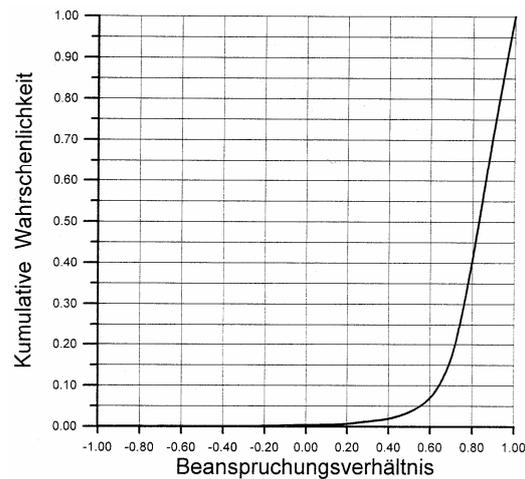
Die im Rad auftretende Beanspruchung ist das Ergebnis der Überlagerung von vier Spannungsanteilen (Eigenspannungen, Temperaturspannungen, Spannungen aus der Führungskraft und aus der vertikalgerichteten Aufstandskraft), die voneinander praktisch unabhängig sind bzw. über die Korrelation der Aufstands- und der Führungskraft miteinander in gewisser Weise verbunden sind. Alle diese vier Größen sind Zufallsgrößen, deren Verteilungen vorgegeben sind (vgl. Kapitel 2). Da die Führungskraft und die Vertikalkraft miteinander korrelieren,

wurde für die statistische Auswertung eine gemeinsame zweidimensionale Verteilungsfunktion benutzt. Die Verteilung der Spannungen in der Radscheibe ist bezüglich der Tiefe unter der Bauteiloberfläche kein konstanter Wert, sondern eine Funktion der Tiefe und der Radseite. Diese Funktion kann in erster Annäherung als Summe von zwei ersten Gliedern einer Taylor - Reihe betrachtet werden und zwar als Membranspannungen und als Biegespannungen.

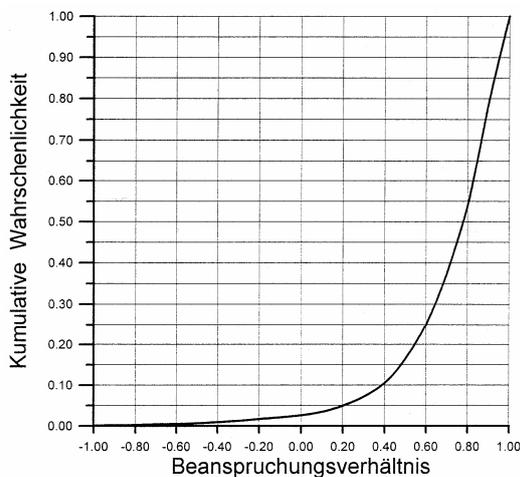
Um sinnvolle Festlegungen für die experimentell zu realisierenden Beanspruchungsverhältnisse treffen zu können, wurde eine Monte-Carlo-Simulation für vier Beanspruchungsfälle, nämlich für die Außen- und die Innenseite des Radscheibenbereiches unter den vereinfachten Annahmen der Wirkung der Spannungen als reine Membran- und als reine Biegespannung durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den Darstellungen des Bildes 4.6 zusammengefaßt. Aus der Simulation ergibt sich, daß die Wahrscheinlichkeit des Ereignisses, daß im Betrieb ein R -Wert kleiner als $-0,9$ erscheint, geringer als $0,4\%$ ist. Dieser Bereich mit $R < -0,9$ hat offensichtlich nur eine geringe praktische Bedeutung für die Räder und kann aus dem Versuchsprogramm zur Ermittlung der Schwellenwerte ausgeschlossen werden. Die Wahrscheinlichkeit, daß das Beanspruchungsverhältnis im Bereich von $-0,9 < R < 0$ liegt, beträgt in den betrachteten Fällen $0,1\%$ bis $2,5\%$ (siehe Tabelle 4.6). Ungefähr die Hälfte aller R -Werte ist größer als $0,8$ (Tabelle 4.6). Aus diesem Grund ist die experimentelle Untersuchung der Schwellenwerte im Bereich $R > 0,8$ besonders wichtig.



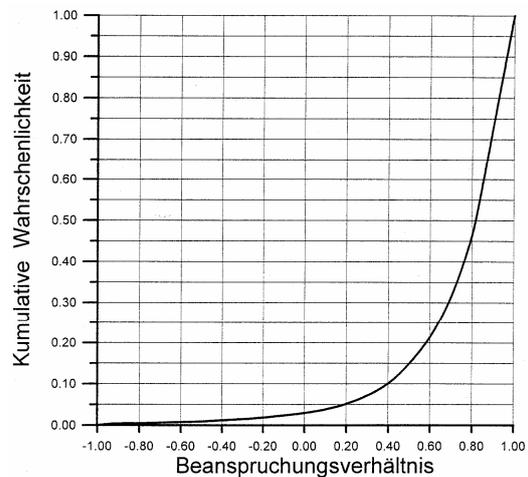
a) Radaußenseite - Biegespannungen



b) Radaußenseite - Membranspannungen



c) Radinnenseite - Biegespannungen



d) Radinnenseite - Membranspannungen

Bild 4.6: Die Wahrscheinlichkeit des Auftretens des Beanspruchungsverhältnisses R unter Betriebsbedingungen

Tabelle 4.6: Die Wahrscheinlichkeit des Auftretens des Beanspruchungsverhältnisses innerhalb der vorgegebenen Grenzen.

Radseite:	Außenseite		Innenseite	
R-Bereich	Biegespannung	Membransp.	Biegespannung	Membransp.
$R < -0,9$	0,0%	0,0%	0,2%	0,4%
$-0,9 < R < 0$	0,1%	0,4%	2,4%	2,5%
$0 < R < 0,8$	52,5%	40,2%	51,2%	43,4%
$0,8 < R < 1$	47,4%	59,4%	46,2%	53,7%

Anhand der Simulationsergebnisse wurde für die experimentelle Untersuchung der Schwellenwerte des Vollradstahls BV 1 der Änderungsbereich des Beanspruchungsverhältnisses von -0,9 bis nahezu 1 gewählt.

4.3.4. Vorgaben für die experimentellen Untersuchungen

Die Untersuchungen zur Ermittlung der Schwellenwerte wurden bei folgenden Beanspruchungsverhältnissen durchgeführt:

$R = -0,9; -0,5; 0; 0,3; 0,6; \text{ und } 0,6 < R < 1.$

Die Versuchsproben wurden aus zwei zufällig gewählten Rädern entnommen. Die chemische Zusammensetzung der Radstähle für beide Räder ist in der Tabelle 4.7 wiedergegeben.

Tabelle 4.7: Zusammensetzung des Probenmaterials.

Material	C	Mn	Si	P	S
BV 1 nach UIC 812-3	---	1,20	0,5	0,050	0,050
14.2	0,42	0,59	0,33	0,025	0,028
1A	0,44	0,48	0,29	0,011	0,04

Die Probenentnahme aus dem Rad 14.1 erfolgte in zwei Richtungen: radial und tangential, aus dem Rad 1A - nur tangential. Es wurde beabsichtigt anhand des Vergleiches der für zwei Rißrichtungen ermittelte Ergebnisse für das Rad 14.1 eine Aussage über die Anisotropie des Schwellenwertes zu gewinnen. Die Aussage, ob die ermittelten statistischen Charakteristiken des Schwellenwertes für die generelle Grundgesamtheit der Räder von Bauart 88 gelten, müßte aus dem Vergleich der Versuchsergebnisse für zwei Räder folgen.

4.3.5. Beschreibung der Versuchseinrichtung

Zur Durchführung der experimentellen Schwellenwertermittlungen steht an der Fachhochschule Brandenburg eine Resonanzermüdungsapparatur CRACTRONIC 160 der Firma RUSSENBERGER zur Verfügung. Die Maschine funktioniert als Feder - Masse - Schwinger, bei der die Biegeprobe als Feder fungiert, während der Resonanzschwingkopf die schwingende Masse darstellt. Die Masse des Schwingkopfes kann durch Anschrauben von Zusatzmassen

erhöht werden, wodurch die Eigenfrequenz des Schwingsystems vermindert wird. Die Frequenzänderungen können im Bereich von etwa 60 bis 300 Hz liegen, wobei jedoch keine vorgegebenen Werte realisiert werden können, da ein wachsender Riß die Nachgiebigkeit der Probe laufend ändert.

Zur Untersuchung der bruchmechanischen Rißwachstumseigenschaften werden die vorgekerbten Biegeproben beidseitig fest eingespannt. Über den Schwingkopf wird in der Probe ein Biegemoment erzeugt. Das statische Biegemoment als Mittelwert und das dynamische Biegemoment als Schwingamplitude werden getrennt eingestellt. Die Größe des Maximalwertes des Biegemomentes beträgt $160 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Die für die bruchmechanischen Untersuchungen erforderliche Größe des wachsenden Risses wird mit Hilfe von Rimefolien ermittelt, die seitlich auf die Probe im Bereich der Kerbe aufgeklebt werden. Die stromdurchflossene Folie ändert mit dem wachsenden Riß ihren Widerstand. Nach der Umwandlung des analogen in ein digitales Signal wird die erreichte Rißgröße direkt an dem Rilangenmegerat FRACTOMAT angezeigt. Zur Steuerung der Maschine und des Versuches sowie zur Versuchsauswertung wird ein Personalcomputer verwendet. Die Ausgabe der Versuchsergebnisse in Form von Tabellen und Diagrammen erfolgt über einen an den Computer angeschlossenen Drucker.

4.3.6. Versuchsdurchführung

Die Grundlage der Versuchsdurchführung bilden die Vorgaben des ASTM-Standards E 647 [4.9]. Nach den Festlegungen dieser Versuchsvorschrift ist der Schwellenwert erreicht, wenn die Rißwachstumsrate die Größe von $da/dN = 10^{-11} \text{ mm/cycl}$ unterschritten hat. Bei den experimentellen Schwellenwertuntersuchungen an der FH Brandenburg wird die Rißlänge mit Hilfe einer einzelnen Rimefolie auf der Außenseite der Probe ermittelt. Die gemessene Rißgröße wird registriert, wenn der Riß um 0,06 mm gewachsen ist. Die Rißwachstumsrate ergibt sich dann aus dem Quotienten dieser Rigrenanderung und der zur Erzielung dieser Rigrenzunahme erforderlichen Beanspruchungszyklen.

Die Versuche wurden nach zwei verschiedenen Varianten durchgeführt:

- Für den R-Wertebereich von -0,9 bis 0,6 wurde der vorgegebene Wert des Beanspruchungsverhältnisses im Laufe des Versuches konstant gehalten. Ober- und Unterlast dagegen werden nach einem exponentiellen Gesetz vermindert. Dadurch wurde eine kontinuierliche Verminderung der Beanspruchungsamplitude erzielt.
- Es ist schwer für relativ große Beanspruchungswerte ($R > 0,6$) einen Riß zu erzeugen und damit einen Versuch zu starten. Für diesen R-Wertebereich wurde während des Versuches die Oberlast konstant gehalten. Der Unterlast wurde nach einem exponentiellen Gesetz vergrößert, um eine kontinuierliche Verminderung der Beanspruchungsamplitude zu bewirken.

Die Versuchsführung wird durch das Programm beendet, wenn die vorgegebene Größe des Grenzwertes der Rißwachstumsrate insgesamt dreimal erreicht oder unterschritten wurde.

Die Untersuchungen wurden an den Biegeproben mit den Abmessungen $10 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} \times 85 \text{ mm}$ durchgeführt. Es wurde angestrebt, drei Versuchsergebnisse je Probe zu gewinnen: dreimal an jeder Probe wurde der Riß zum Wachsen und danach zum Stillstand gebracht.

Auf die Seite der Proben wurde nur jeweils ein Reißmeßstreifen geklebt. Dieses ist für die vorgesehene Versuche ausreichend, da mit Hilfe der Reißmeßfolien nicht die aktuelle Reißgröße in der Probe, sondern nur der Umstand registriert werden soll, daß der Riß unter der einwirkenden zyklischen Biegebeanspruchung nicht mehr wächst. Daß dabei Unterschiede in der Reißgröße im Inneren der Probe und auf der Außenseite vorhanden sind, ist ohne Bedeutung, weil der wirkliche Schwellenwert im Anschluß an die mit einer Probe durchgeführten Versuche anhand der auf der Bruchfläche mit einem Meßmikroskop ermittelten Reißgrößen bestimmt wird.

4.3.7. Wiedergabe und statistische Analyse der Schwellenwerte $\Delta K_{th}(R)$ für den Vollradstahl BV1

Die Resultate der experimentellen Schwellenwertuntersuchung an den aus dem Rad 14.1 in zwei Richtungen entnommenen Proben sind in der Tabelle 4.8 zusammengefaßt und im Bild 4.7 dargestellt.

Tabelle 4.8: Schwellenwerte für die Proben aus dem Vollrad 14.1 (alle Proben, alle Richtungen).

Probe Nr.	Versuch Nr.	Rißrichtung	f in Hz	R	ΔK_{th} in MPa $\cdot\sqrt{m}$	Probe Nr.	Versuch Nr.	Rißrichtung	f in Hz	R	ΔK_{th} in MPa $\cdot\sqrt{m}$
18	2	rad.	91	-0.90	7.6	6	2	tang.	69	0.30	5.2
19	3	tang.	83	-0.90	7.3	7	1	tang.	88	0.30	5.5
20	2	rad.	90	-0.90	6.6	8	1	tang.	81	0.30	5.3
20	4	rad.	83	-0.90	7.1	11	3	rad.	70	0.30	6.2
40	4	tang.	84	-0.90	8.4	17	2	tang.	78	0.30	5.0
40	5	tang.	83	-0.90	7.1	19	4	tang.	67	0.30	5.2
40	6	tang.	75	-0.90	6.8	4	2	rad.	77	0.60	4.7
18	3	rad.	90	-0.50	8.7	5	2	rad.	76	0.60	4.6
18	5	rad.	88	-0.50	8.4	7	2	tang.	73	0.60	4.3
19	1	tang.	88	-0.50	7.4	9	3	rad.	88	0.60	4.1
20	1	rad.	91	-0.50	6.4	10	2	tang.	67	0.60	4.0
20	5	rad.	77	-0.50	7.0	17	3	tang.	67	0.60	4.0
20	7	rad.	64	-0.50	6.6	18	7	rad.	71	0.60	4.2
40	2	tang.	89	-0.50	8.2	12	3	rad.	71	0.75	3.2
3	1	rad.	93	0.05	7.4	15	1	tang.	72	0.75	3.4
4	3	rad.	75	0.05	8.4	12	2	rad.	76	0.76	3.1
5	3	rad.	72	0.05	9.3	15	2	tang.	64	0.77	3.3
6	1	tang.	82	0.05	7.8	14	1	tang.	72	0.79	3.5
10	1	tang.	85	0.05	7.4	30	2	rad.	78	0.81	3.6
12	1	rad.	87	0.05	6.5	14	2	tang.	62	0.82	3.3
16	1	rad.	80	0.05	7.2	21	2	rad.	76	0.83	3.6
17	1	tang.	87	0.05	6.2	23	2	rad.	80	0.85	3.3
18	6	rad.	84	0.05	8.2	30	2	rad.	70	0.86	3.3
21	1	rad.	88	0.05	7.2	25	2	tang.	72	0.86	3.3
25	1	tang.	86	0.05	7.9	24	2	rad.	68	0.86	3.4
27	1	tang.	84	0.05	6.5	27	2	tang.	60	0.89	3.0
28	1	tang.	87	0.05	7.0	21	3	rad.	68	0.90	3.1
30	1	rad.	86	0.05	7.9	30	3	rad.	66	0.90	3.2
2	1	tang.	107	0.05	7.7	23	3	rad.	69	0.91	3.0
3	2	rad.	85	0.30	5.7	25	3	tang.	64	0.92	3.0
5	1	rad.	87	0.30	5.8						

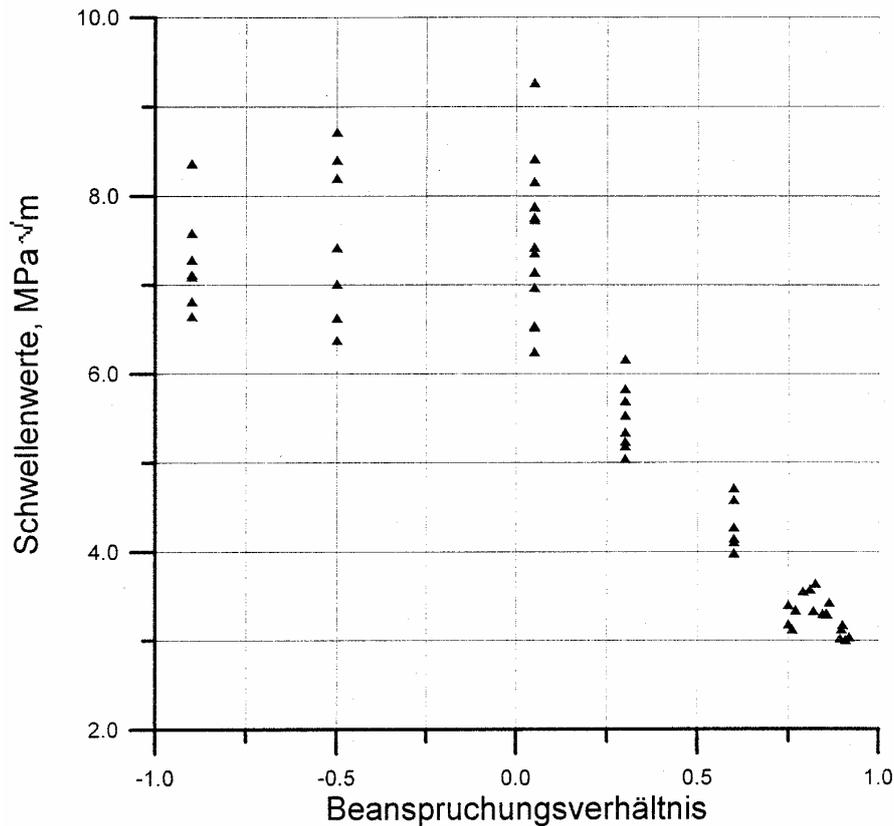


Bild 4.7: Das Streufeld der Schwellenwerte für das Rad 14.1 in Abhängigkeit von dem Beanspruchungsverhältnis R .

Die Mittelwerte und die Standardabweichungen wurden für alle vorgegebene Beanspruchungsverhältnisse getrennt für radiale und tangentielle Rißrichtungen und auch insgesamt für alle Proben aus dem Rad 14.1 berechnet (siehe Tabellen 4.9 bis 4.11). Da die Versuche im R -Wertebereich $R > 0,6$ mit nicht konstantem Beanspruchungsverhältnis durchgeführt wurden, wurde für die Darstellung der Ergebnisse angenommen, daß alle Fälle, die zum Stillstand bei $0,75 \leq R < 0,85$ gekommen sind, dem Wert $R = 0,8$ zuzuordnen sind. Für Risse, die zum Stillstand bei $0,85 \leq R \leq 0,95$ gekommen sind, gilt der $R = 0,9$.

Um festzustellen, ob eine Anisotropie des Schwellenwertes vorliegt, wurde der doppelte t -Test durchgeführt [4.10]. Die beiden miteinander verglichenen Meßreihen der Stichproben sind die Schwellenwerte für die tangentielle und für die radiale Rißrichtung. Die berechnete t -Werte für alle für die Schwellenwertuntersuchungen einbezogene Beanspruchungsverhältnisse sind in der Tabelle 4.11 wiedergegeben. Es zeigt sich, daß für den ganzen Bereich $-0,9 \leq R \leq 0,9$ die H_0 -Hypothese, daß die Stichproben aus der gleichen Grundgesamtheit stammen, mit der Irrtumswahrscheinlichkeit $\alpha = 5\%$ bestätigt wird. Somit ist nachgewiesen, daß sich der Vollradstahl BV 1 isotrop bezüglich der bruchmechanischen Eigenschaft des Schwellenwertes verhält.

Tabelle 4.9: Statistische Charakteristiken der Schwellenwertverteilung für das Rad 14.1 (radiale Rißrichtung)

Beanspruchungsverhältnis	-0,9	-0,5	0,05	0,3	0,6	0,8	0,9
Anzahl der Versuche	3	5	8	3	4	4	6
Mittelwert	7,1	7,4	7,7	5,9	4,4	3,4	3,2
Standardabweichung	0,5	1,1	0,9	0,2	0,3	0,3	0,1

Tabelle 4.10: Statistische Charakteristiken der Schwellenwertverteilung für das Rad 14.1 (tangente Rißrichtung)

Beanspruchungsverhältnis	-0,9	-0,5	0,05	0,3	0,6	0,8	0,9
Anzahl der Versuche	3	2	7	5	3	4	3
Mittelwert	7,4	7,8	7,2	5,3	4,1	3,4	3,1
Standardabweichung	0,7	-	0,7	0,2	0,2	0,1	0,2

Tabelle 4.11: Statistische Charakteristiken der Schwellenwertverteilung für das Rad 14.1 (radiale und tangente Rißrichtungen)

Beanspruchungsverhältnis	-0,9	-0,5	0,05	0,3	0,6	0,8	0,9
Anzahl der Versuche	6	7	15	8	7	8	9
Mittelwert	7,3	7,5	7,5	5,5	4,3	3,4	3,2
Standardabweichung	0,6	0,9	0,8	0,4	0,3	0,2	0,1
t - Test	-0,58	-0,50	1,27	2,29	1,40	-0,18	0,98

Die Versuchsergebnisse für die Proben aus dem Rad 1A sind in der Tabelle 4.12 zusammengefaßt. Die Versuche wurden für zwei vorgegebene Beanspruchungsverhältnisse 0,05 und 0,6 durchgeführt. Mit dem doppelten t -Test wurde die H_0 -Hypothese überprüft, ob die an den beiden Rädern 14.1 und 1A ermittelte Schwellenwerte zur einer Grundgesamtheit gehören. Die berechnete t -Werte (Tabelle 4.12) bestätigen diese Hypothese mit der Irrtumswahrscheinlichkeit $\alpha = 5\%$. Das Ergebnis läßt erwarten, daß die ermittelte Mittelwerte und Standardabweichungen der Schwellenwertverteilung in der Tabelle 4.11 auch für alle anderen Räder aus dem Stahl BV 1 als zutreffend anzusehen sind.

Tabelle 4.12: Schwellenwerten für das Rad 1A und Angaben zum statistischen Vergleich.

Probe Nr.	Versuch Nr.	Rißrichtung	Frequenz (Hz)	R	ΔK_{th} in $MPa\sqrt{m}$
4	1	tang.	88	0.05	5.9
7	1	tang.	88	0.05	7.4
1	1	tang.	89	0.05	7.2
7	3	tang.	68	0.60	5.7
7	2	tang.	73	0.60	3.8
1	2	tang.	76	0.60	4.2
4	2	tang.	76	0.60	3.9
Anzahl der Versuche für R = 0,05					3
Mittelwert für R=0,05					6.8
Standardabweichung für R=0,05					0.79
t - Test für R=0,05					-0.73
Anzahl der Versuche für R = 0,6					4
Mittelwert für R=0,6					4.4
Standardabweichung für R=0,6					0.88
t - Test für R=0,6					0.48

Die Versuchsergebnisse wurden anhand der Werte der Tabelle 4.11 graphisch dargestellt. Die Abhängigkeit des Mittelwertes vom Beanspruchungsverhältnis läßt sich am einfachsten für den Bereich $-0,9 \leq R \leq 0$ durch eine Regressionsgerade und für $0 < R \leq 0,9$ durch ein Regressionspolynom zweiten Grades darstellen (Bild 4.8 links). Der Verlauf der Standardabweichung in Abhängigkeit vom Beanspruchungsverhältnis ist im Bild 4.8 rechts dargestellt. Da die Ergebnisse in bestimmten Punkten ermittelt wurden, wurde eine Spline-Interpolation durchgeführt, um einen kontinuierlichen Funktionsverlauf zu gewinnen. Wie aus den Grafiken folgt, nehmen sowohl die Mittelwerte

als auch die Standardabweichungen im positivem R -Wertebereich mit zunehmendem Beanspruchungsverhältnis beträchtlich ab.

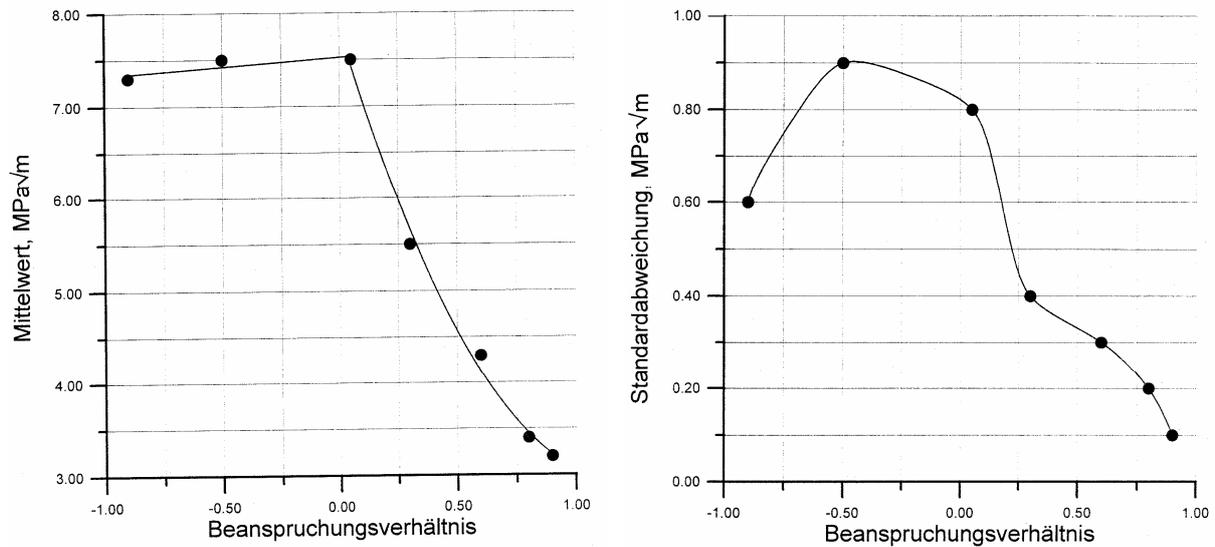


Bild 4.8: Die Abhängigkeit des Mittelwertes und der Standardabweichung des Schwellenwertes des Vollradstahls BV1 (Rad 14.1) vom Beanspruchungsverhältnis R .

4.3.8. Zum Einfluß der Frequenz auf den Schwellenwert

Da die experimentelle Ermittlung des Schwellenwertes der Ermüdungsrißausbreitung eine langwierige Prozedur ist, werden üblicherweise oder zumindest häufig Resonanzermüdungsapparaturen zu seiner Bestimmung genutzt. Diese haben meist eine relativ hohe Prüffrequenz, wodurch die Ermittlung des Schwellenwertes in akzeptablen Zeiten möglich wird. Die Prüffrequenzen der bruchmechanischen Proben und die realen Beanspruchungsfrequenzen der Bauteile unterscheiden sich aber dadurch zum Teil beträchtlich, so daß sogar die Größenordnungen andere sind.

Von der experimentellen Untersuchung des zyklischen Rißwachstums in Proben ist bekannt, daß die Prüffrequenz die Rißwachstumsrate beeinflussen kann, so daß eine hohe Frequenz eine geringere Rißwachstumsrate bewirkt als eine niedrigere Frequenz bei sonst gleichen Bedingungen. Die Frequenzabhängigkeit der Rißwachstumsrate ist jedoch bei extrem geringen Frequenzen nicht mehr vorhanden; die Rißwachstumsrate geht schließlich mit abnehmender Frequenz in einen gleichbleibenden Wert über.

Angesichts des Einflusses der Frequenz auf die Rißwachstumsrate stellt sich natürlich die Frage, mit welchem Einfluß der Frequenz auf den Schwellenwert zu rechnen ist. Aus der Literatur (vgl. Bild 4.3) sind fundierte Aussagen nicht zu entnehmen. Zur Klärung des

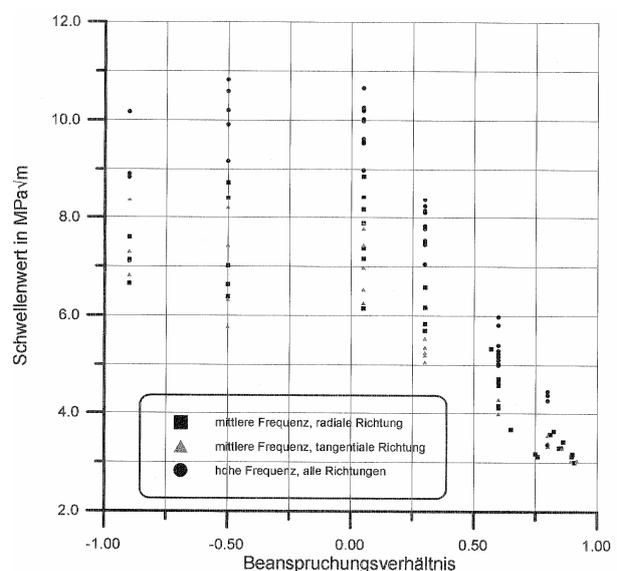


Bild 4.9: Der Einfluß der Prüffrequenz auf den Schwellenwert des Vollradstahls BV1.

Einflusses der Frequenz auf den Schwellenwert sind mit der an der FH Brandenburg vorhandenen Resonanzermüdungsapparatur Versuche durchgeführt worden, bei denen die schwingenden Massen verändert wurden, um den Bereich der Resonanzfrequenz zu beeinflussen. Die Versuchsergebnisse sind im Bild 4.9 wiedergegeben. Die experimentelle realisierten Frequenzbereiche sind etwa 64 bis 95 Hertz (mittlerer Frequenzbereich) einerseits und 165 bis 190 Hertz (hoher Frequenzbereich) andererseits. Die Versuchsergebnisse zeigen recht klar einen Einfluß der Prüffrequenz auf die Größe des Schwellenwertes, wobei hohe Frequenzen einen größeren Schwellenwert bewirken als niedrigere Frequenzen.

Angesichts dieser Versuchsergebnisse ist es nicht gleichgültig, bei welchen Frequenzen der Schwellenwert ermittelt wird. Da die Beanspruchungsfrequenzen unter Betriebsbedingungen üblicherweise nicht konstant sind, muß ein repräsentativer Wert für die Beanspruchungsfrequenz definiert werden. Auf der Grundlage einer linearen Schadensakkumulationshypothese und des von YOKOBORI und SATO [4.11] modifizierten Rißwachstumsgesetzes von PARIS in der Form

$$da/dN = C \cdot \Delta K^n \cdot f^{-k} \quad \text{mit} \quad k = 0,08 \dots 0,14 \quad (4.5)$$

läßt sich eine effektive Beanspruchungsfrequenz gemäß

$$f_{eff.} = \left[\frac{\sum N_i \cdot f_i^{-k}}{\sum N_i} \right]^{1/(-k)} \quad (4.6)$$

definieren [4.12]. Inwieweit eine Extrapolation der Schwellenwerte bis zu einer repräsentativen Beanspruchungsfrequenz möglich ist, ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch offen.

4.3. Die Rißwachstumseigenschaften des Vollradstahls BV1

Die Rißfortschrittuntersuchungen wurden mit der Prüfmaschine CRACKTRONIC 160 an gekerbten Balkenproben unter reiner Biegebelastung bei mittleren und hohen Frequenzen und 6 verschiedenen Beanspruchungsverhältnissen durchgeführt. Es ist bekannt, daß die Rißwachstumseigenschaften von der Reihenfolge der Belastungszyklen anhängig sind. Der Übergang von der hohen Zyklusamplitude zu der niedrigeren Zyklusamplitude bremst den Ermüdungsriß ab, weil eine große plastische Zone vor der Rißspitze zu überwinden ist. Darum wurden die Versuche in zwei Phasen durchgeführt (siehe schematische Darstellung im Bild 4.10):

- Die hohe Wechselbeanspruchung der gekerbten Probe bis zum Rißenstehung und nachträgliche Versuche bei sinkender Belastung bis der erzeugte Riß zum Stillstand kommt und der Schwellenwert erreicht wird.
- Die Erhöhung der Beanspruchungsamplitude beim konstantem Beanspruchungsverhältnis und die Aufzeichnung des Rißfortschrittes bis zum Probenbruch.

Die Versuchsergebnisse des Rißfortschrittes im linearen Bereich (bei der üblicherweise loga-

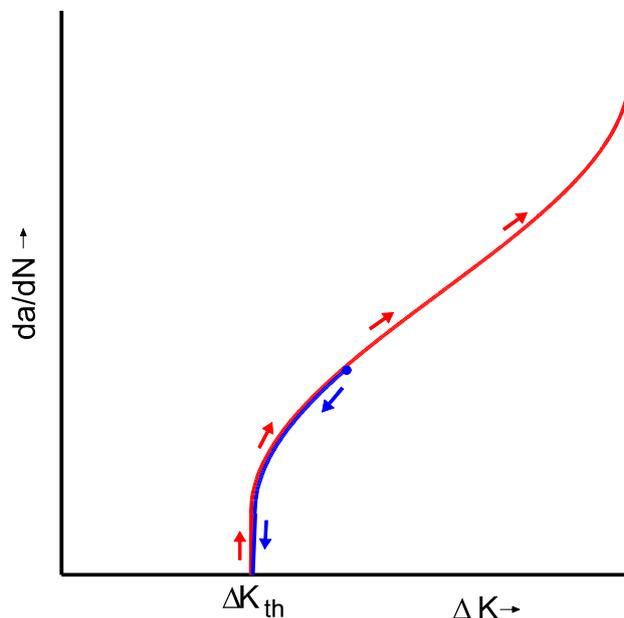


Bild 4.10. Schematische Darstellung des Versuchsablaufs.

rithmischen Auftragung beider Variablen) für zwei Frequenzbereiche und verschiedene Beanspruchungsverhältnisse sind in den Bildern 4.11 und 4.12 dargestellt. Die Ergebnisse für verschiedene Proben sind mit unterschiedlichen Farben gekennzeichnet.

Die Versuchsergebnisse wurden anhand der Paris-Gleichung ausgewertet (Tabelle 4.13):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^n \quad (4.7)$$

Die berechneten Regressionsgeraden sind in den Bildern 4.13 und 4.14 dargestellt. Im Bereich der positiven Beanspruchungsverhältnisse ist deutlich erkennbar, daß den größeren R -Werten auch größere Wachstumsrate entsprechen. Für die nicht positive Beanspruchungsverhältnisse kann man keine Abhängigkeit der Rißwachstumsraten vom Beanspruchungsverhältnis feststellen.

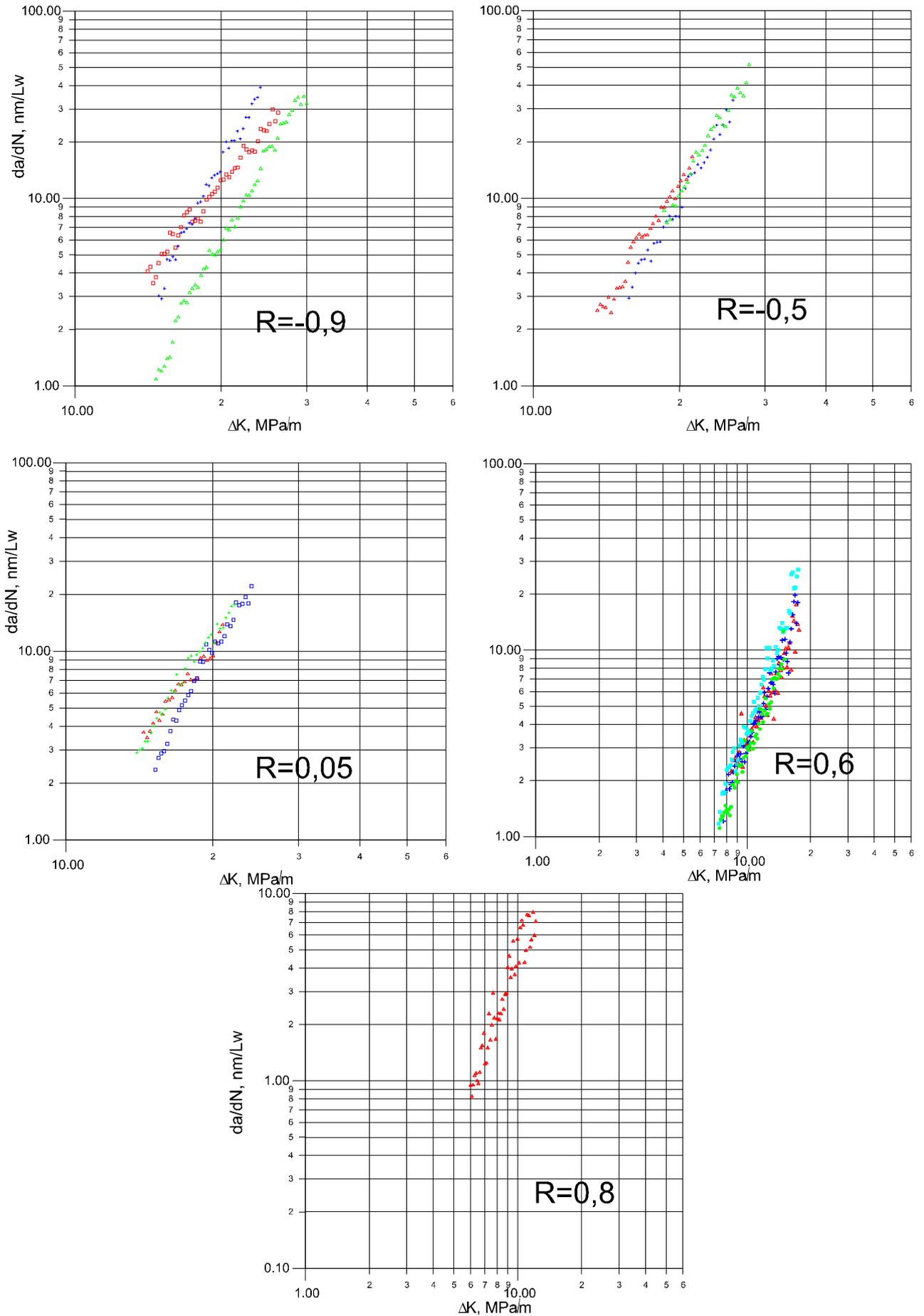


Bild 4.11. Ergebnisse der Rißwachstumsversuche im mittleren Frequenzbereich.

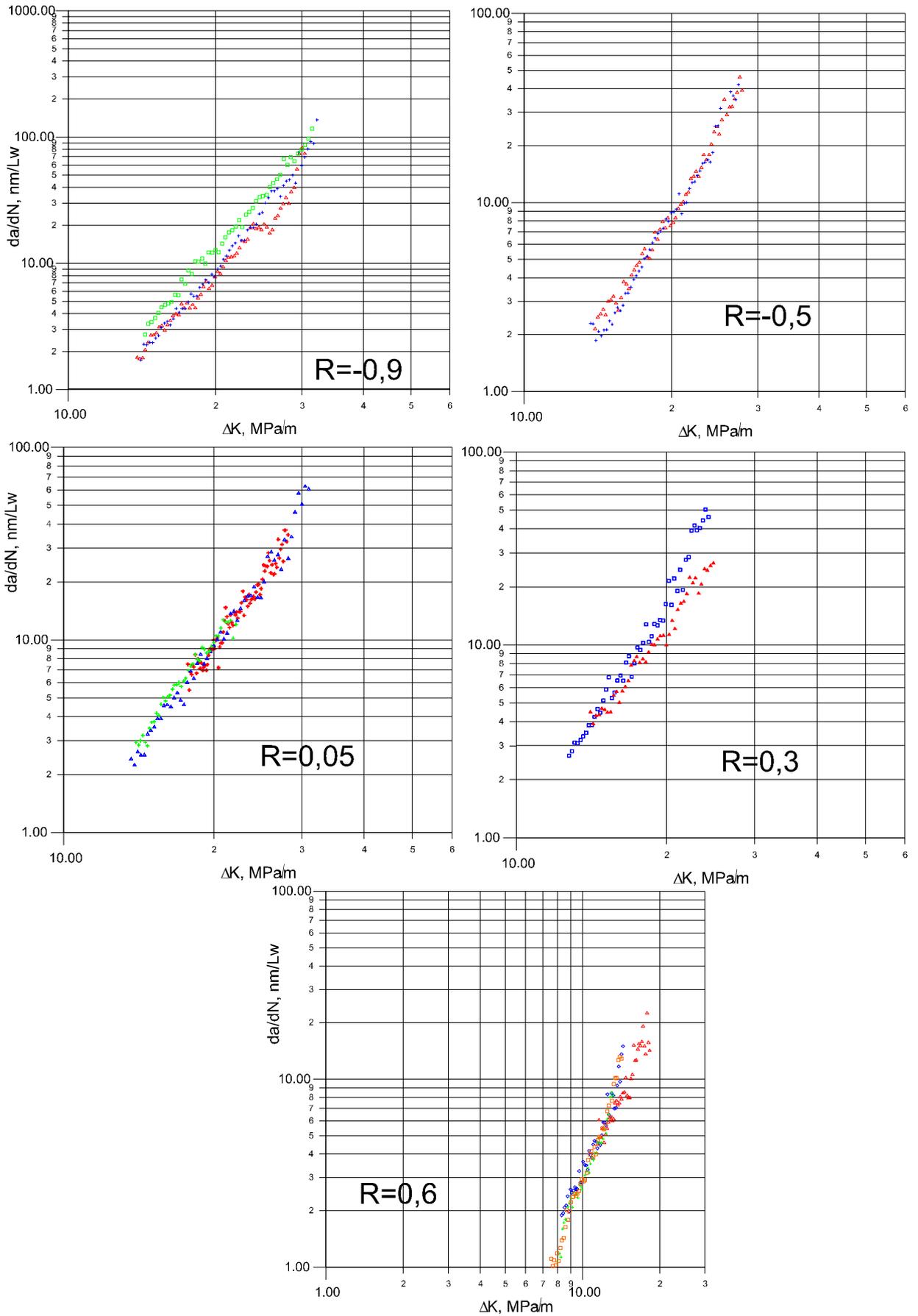


Bild 4.12. Ergebnisse der Rißwachstumsversuche im hohen Frequenzbereich.

Tabelle 4.13: Kennwerte der Paris – Gleichung: $\log(da/dN) = \log(C) + n \cdot \log(\Delta K)$.

	Beanspruchungsverhältnis	$\log[C]$	$S_{\log[C]}$	n	S_n
Mittlere Frequenz	-0,90	-13,02	0,27	3,80	0,20
	-0,50	-13,33	0,10	4,13	0,08
	0,05	-12,98	0,15	3,86	0,12
	0,30	-	-	-	-
	0,60	-11,31	0,05	2,79	0,05
	0,80	-11,48	0,12	3,13	0,13
Hohe Frequenz	-0,90	-13,91	0,10	4,54	0,07
	-0,50	-13,73	0,07	4,37	0,05
	0,05	-12,67	0,06	3,58	0,04
	0,30	-12,95	0,11	3,94	0,11
	0,60	-11,80	0,06	3,26	0,05
	0,80	-	-	-	-

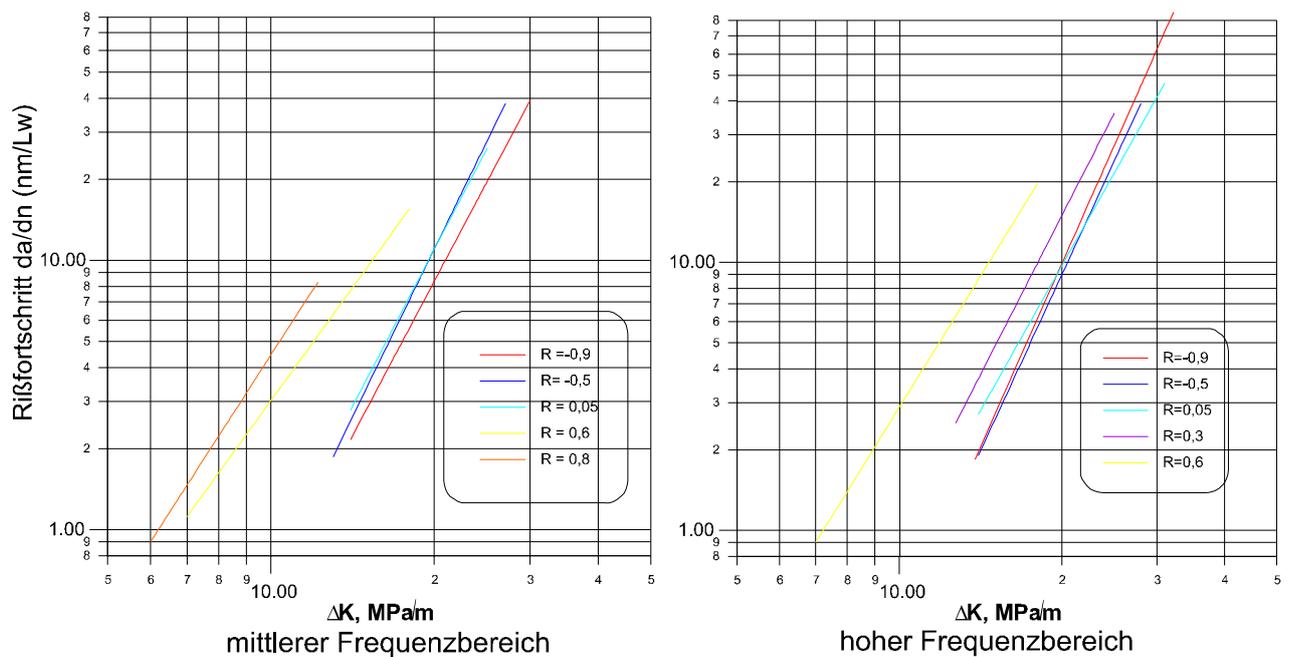


Bild 4.13: Paris–Geraden für unterschiedliche Beanspruchungsverhältnisse.

Die beiden Koeffizienten C und n sind stark miteinander korreliert (Bild 4.14). Die Erhöhung des C -Wertes führt zur Minderung des Koeffizienten n . Diese wechselseitige Bedingtheit ist deutlich erkennbar für die Versuche in beiden untersuchten Frequenzbereichen.

Bild 4.15 zeigt entgegengesetzte Tendenzen der Änderung Koeffizienten C und n beim wachsenden Beanspruchungsverhältnis. Das liegt aber an der schon oben erwähnten starken Korrelation zwischen diesen beiden Werten.

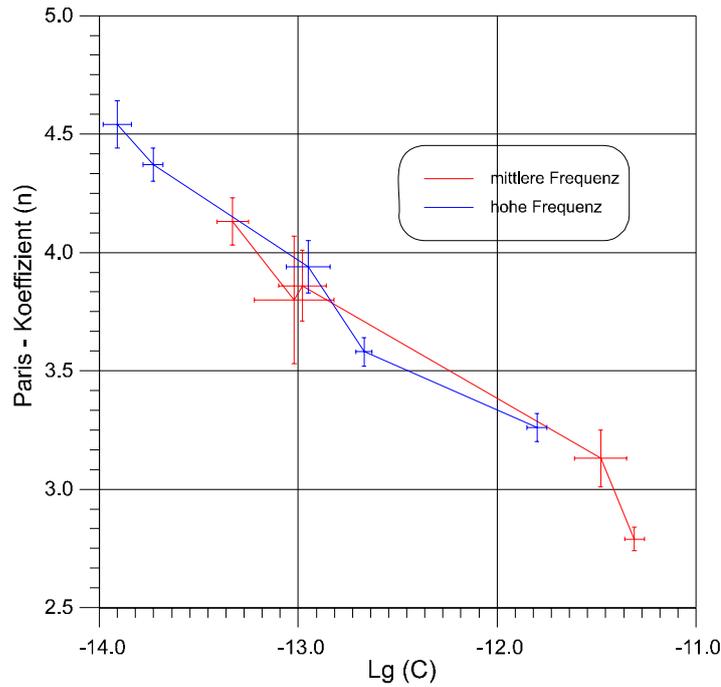


Bild 4.14. Zusammenhang zwischen den Paris-Koeffizienten C und n .

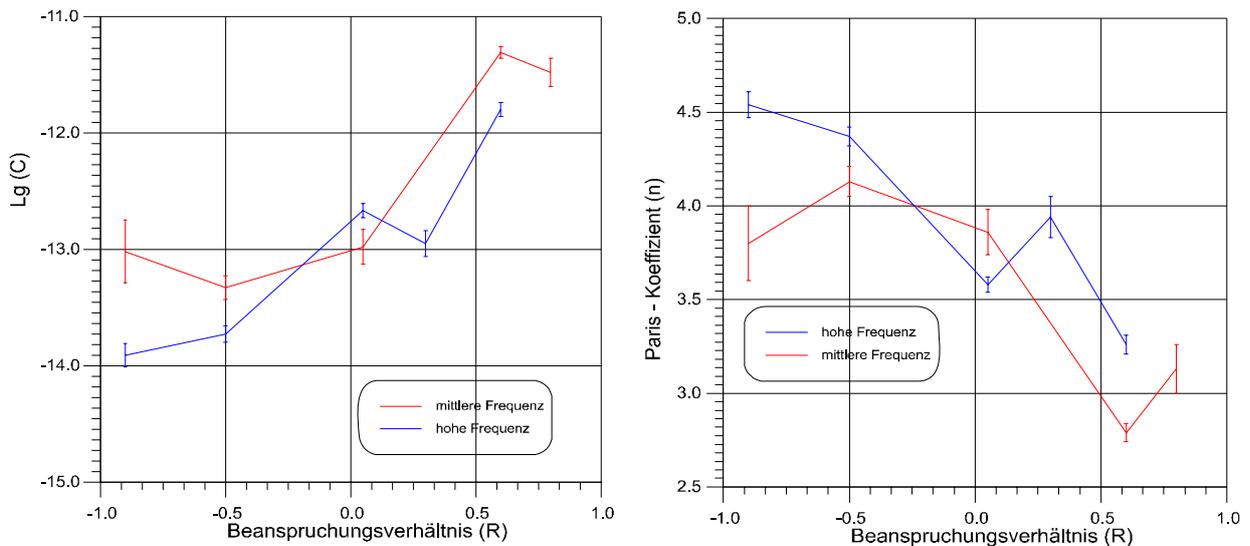


Bild 4.15. Abhängigkeit der Koeffizienten C und n vom Beanspruchungsverhältnis.

Der Vergleich der beiden Versuchsreihen des Rißfortschritts im mittleren und im hohen Frequenzbereich zeigt keinen statistisch nachweisbaren Unterschied. Es wurde versucht diesen Unterschied durch die Verwendung des modifizierten Paris-Gesetzes, Gl. (4.5), nachzuweisen. Die bei unterschiedlichen Beanspruchungsverhältnissen ermittelten Exponenten für die Frequenz unterscheiden sich aber nicht nur in ihrer Größe sondern auch in Vorzeichen, so daß bei den vorliegenden Versuchsergebnissen sich ein Frequenzeinfluß auf das Rißwachstum nicht nachweisen läßt.

4.4. Die Bruchzähigkeitseigenschaften von Radstählen

4.4.1. Anmerkungen zur standardgemäßen Bruchzähigkeitsermittlung

Bei der Untersuchung der statischen Bruchzähigkeitseigenschaften von Vollradstählen reicht die realisierte Probengröße oftmals nicht aus, um bei strenger Beachtung des in den Standards ASTM E399 [4.13] und RS 3642 [4.14] festgelegten Kriteriums

$$\text{Proben - bzw. Bauteildicke} \geq 2.5 \cdot (K_{Ic} / R_e)^2 \quad (4.8)$$

gültige K_{Ic} -Werte zu bestimmen (siehe z.B. [4.15; 4.16]). Da Gl. (4.8) Abmessungen erfordert, die z.T. weit über dem notwendigen Mindestmaß liegen, wurden Vorschläge unterbreitet, den Faktor in Gl.(4.8) von 2,5 auf geringere Werte zu reduzieren, so z.B. auf 1,4 [4.17] bzw. auf $400 \cdot R_e / E$ [4.18].

Um bei den statischen Bruchzähigkeitsuntersuchungen von Vollradstählen praktisch verwertbare Aussagen über die notwendige Probengröße zu bekommen [4.19], wurden aus dem Radkranz von drei neuen Eisenbahnvollrädern je vier Stück Drei-Punkt-Biegeproben mit den Querschnittsabmessungen 40×72 mm, 30×60 mm, 20×40 mm und 15×30 mm entnommen. Die statistische Analyse der Resultate der statischen Bruchzähigkeitsuntersuchungen bei Raumtemperatur zeigt bei den drei kleinen Probengrößen keine signifikanten Unterschiede; bei der Auswertung nach dem Sekantenverfahren ergaben sich für diese 36 Versuche als Mittelwert $1699 \text{ N/mm}^{3/2}$ und als Standardabweichung $136 \text{ N/mm}^{3/2}$. Die nach Literaturangaben zu erwartende Zunahme der Zähigkeit mit Verringerung der Probengröße war somit in diesem Fall nicht nachweisbar; maßgebend für die höheren Bruchzähigkeitswerte der großen Proben war zweifellos der Umstand, daß diese Proben im Gegensatz zu den kleineren nur dem mittleren Bereich des Radkranzes radkranzvergüteter Vollräder entnommen werden konnten.

Ein weiteres Problem bei der Ermittlung der statischen Bruchzähigkeit liegt in der durch die Standards vorgeschriebenen Anwendung des Sekantenverfahrens bei der Versuchsauswertung. Mit steigender Prüftemperatur machen sich bei den Proben aus Vollradstahl Fließerscheinungen durch eine zunehmende Krümmung der Kraft-Rißaufweitungskurven bemerkbar (siehe Bild 4.16). Dadurch liegt die als kritisch definierte Kraft F_Q , wenn sie sich aus dem Schnittpunkt der

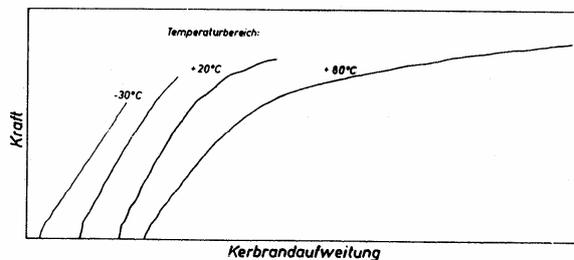


Bild 4.16: Die statische Prüfkraft bei Drei-Punkt-Biegeproben aus Vollradstahl in Abhängigkeit von der Rißöffnungsaufweitung bei unterschiedlichen Prüftemperaturen [4.19].

Sekanten mit dem registrierten Prüfkraftverlauf ergibt, unter der Größe der Maximalkraft beim Bruch der Probe. Werden entsprechend den Forderungen des Standards ASTM E399 [4.13] diejenigen Versuchsergebnisse als nicht gültig gewertet, bei denen die Maximalkraft F_{\max} die kritische Kraft F_Q um mehr als 10% übersteigt, so wird noch eine zusätzliche Selektion der Versuchsergebnisse vorgenommen. Die Folge der strengen Beachtung der Forderungen des Standards ist eine mehr oder weniger große, systematische Unterbewertung der Bruchzähigkeitseigenschaften. Dieses trifft auch für die Stähle der Eisenbahnvollräder zu.

Eine Möglichkeit, die systematische Unterbewertung der Beanspruchbarkeit zu vermeiden, ergibt sich, wenn – wie bei der Auswertung dynamischer Bruchzähigkeitsuntersuchungen – die kritische Kraft der Maximalkraft beim Probenbruch gleichgesetzt wird. Die Ermittlung

von F_c aus der Maximalkraft unter formaler Berücksichtigung der Beziehungen der linear-elastischen Bruchmechanik wird allgemein allerdings nur als Abschätzmethode angesehen [4.17]. Durch die Gegenüberstellung von K_{Ic} und K_c zeigt es sich jedoch, ob dann mit merklichen Abweichungen vom idealen, linear-elastischen Bruchverhalten gerechnet werden muß.

4.4.2. Erfahrungen zur statischen Bruchzähigkeit von Vollradstahl

Versuchsergebnisse von NISHIOKA u.a. [4.20] für Vollradstähle mit unterschiedlichem Kohlenstoffgehalt und die aus ihnen abgeleiteten Temperaturabhängigkeiten entsprechend der Beziehung

$$K_{Ic}(T) = K_{Ic}(0^\circ\text{C}) + dK_{Ic}/dT \cdot T \quad (4.9)$$

Tabelle 4.14: Der Einfluß des Kohlenstoffgehaltes auf die statischen Bruchzähigkeitseigenschaften von Vollradstählen nach Untersuchungen von NISHIOKA u.a. [4.20].

Temperatur	Kohlenstoffgehalt in Prozent				Einheit
	0,53	0,62	0,65	0,70	
-40°C	1912	1393	1157	1098	$N/mm^{3/2}$
-20°C	1687	1648	1344	1147	
0°C	1981	1334	1393	1167	
+20°C	2716	2334	1579	1275	
Ergebnisse der Regressionsrechnung [4.21]:					
$K_{Ic}(0^\circ\text{C})$	2209	1807	1434	1199	$N/mm^{3/2}$
dK_{Ic}/dT	13,53	12,70	6,58	2,76	$N/mm^{3/2} / K$

charakterisieren die Eigenschaften der gegenwärtig verwendeten Vollrad- und Radreifenstähle recht gut (siehe Tabelle 4.14). Im Mittel zeigen diese Untersuchungen wie auch Bruchversuche an Proben aus gebrochenen Vollrädern der Deutschen Reichsbahn [4.21] (siehe Bild 4.17) eine Zunahme der statischen Bruchzähigkeit von etwa $8 N/mm^{3/2}$ je 1 K Temperaturerhöhung.

Um die statischen Bruchzähigkeitseigenschaften der bei der ehemaligen Deutschen Reichsbahn verwendeten Vollradwerkstoffe umfassend zu kennzeichnen, wurden die Ergebnisse von insgesamt 203 Versuchen mit Drei-Punkt-Biegeproben aus 14 Vollrädern, von denen 7 im Betrieb gebrochen waren, zusammengefaßt und statistisch analysiert. In Abhängigkeit von der Prüftemperatur ergeben sich die im Bild 4.18 dargestellten Verteilungen.

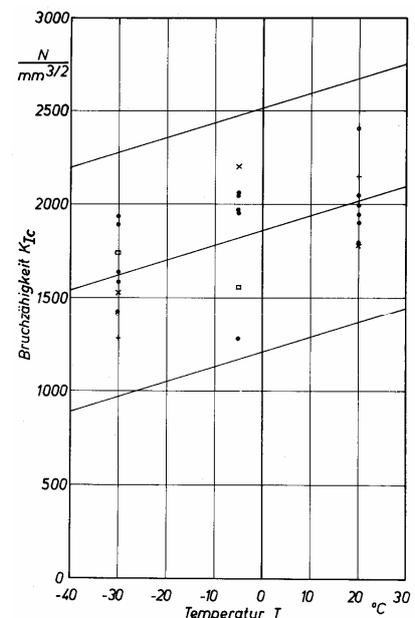


Bild 4.17: Die Temperaturabhängigkeit der statischen Bruchzähigkeit von 5 bei der DR gebrochenen Vollrädern [4.21].

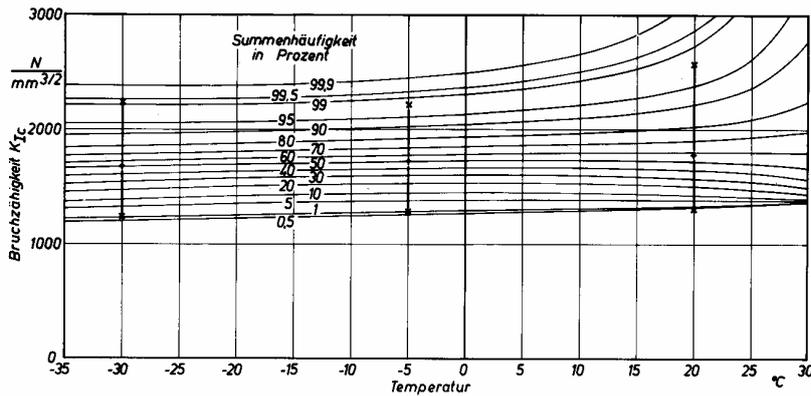


Bild 4.18: Die temperaturabhängige Häufigkeitsverteilung der nach dem Sekantenverfahren ermittelten statischen Bruchzähigkeit K_{Ic} von Vollradstählen [4.19].

Um das Bruchverhalten von Vollradstahl oberhalb des experimentell eingehend untersuchten Temperaturbereiches zu charakterisieren, wurden zur Orientierung einige Bruchversuche bei Temperaturen bis zu $+200^{\circ}\text{C}$ vorgenommen. Da das Kraft-Kerbaufweitungsdiagramm (siehe Bild 4.16) schon bei $+80^{\circ}\text{C}$ vor dem Probenbruch stark ausgeprägtes Fließen zeigt, ist eine Versuchsauswertung auf der Grundlage der linear-elastischen Bruchmechanik nicht mehr möglich. Der Anteil des kristallinen Normalspannungsbruchs geht zurück; an den seitlichen Rändern der Proben bilden sich in zunehmendem Maße Scherlippen aus.

Da es sich bei den untersuchten Proben um einen relativ spröden Vollradstahl handelt, und da ausgeprägte Scherlippen in der Nähe des bruchauslösenden Daueranrisses nicht auftreten, ergibt sich der Schluß, daß Vollradbrüche unter Betriebsbedingungen bei solchen Temperaturen auftreten, bei denen die Gesetze der linear-elastischen Bruchmechanik das Bruchverhalten zutreffend beschreiben. Die Temperatur der Vollräder beim Eintritt des Bruchs kann dementsprechend nur geringfügig oberhalb der Temperatur der umgebenden Luft liegen.

Ein Einfluß der Rißausbreitungsrichtung innerhalb der Querschnittsfläche des Radkranzes ist nach orientierenden Versuchen von FOX und HEWITT [4.22] nicht nachweisbar. Ebenso sind die Unterschiede in den statischen Bruchzähigkeitseigenschaften des Materials des Radkranzes und der Radscheibe nach Feststellungen von CARTER und CATON [4.15] vernachlässigbar, obwohl der Radkranz von Vollrädern überwiegend vergütet ist.

4.4.3. Erfahrungen zur dynamischen Bruchzähigkeit von Vollradstahl

Der Einfluß der Beanspruchungsgeschwindigkeit auf den kritischen Wert des Spannungintensitätsfaktors wird üblicherweise durch die Angabe der statischen und der dynamischen Bruchzähigkeit belegt. Während bei statischen Versuchen die Beanspruchungsgeschwindigkeit den Wert von $80 \text{ N/mm}^{3/2}/\text{s}$ nicht überschreiten darf [4.13, 4.14], sind dynamische Versuche durch Beanspruchungsgeschwindigkeiten von 10^5 bis $10^7 \text{ N/mm}^{3/2}/\text{s}$ gekennzeichnet [4.23, 4.24]. Durch hohe Beanspruchungsgeschwindigkeiten wird die Bruchzähigkeit gegenüber ihrem statischen Wert reduziert und erreicht in dem oben angegebenen Bereich ihren Tiefstwert, der als dynamische Bruchzähigkeit K_{Id} bezeichnet wird. Messungen von FOX und HEWITT [4.22] an Bruchmechanikproben aus Radreifen belegen die kontinuierliche Abnahme der Bruchzähigkeit mit steigender Beanspruchungsgeschwindigkeit. Entsprechend der zusammenfassenden Darstellung ihrer Meßergebnisse im Bild 4.19 beträgt die dynamische Bruchzähigkeit bei $10^6 \text{ N/mm}^{3/2}/\text{s}$ gegenüber dem statischen Wert, ausgedrückt

Die Bruchzähigkeitseigenschaften von Vollradstahl außerhalb des experimentell untersuchten Bereiches lassen sich durch Extrapolation gewinnen. Der Extrapolation zu höheren Temperaturen sind dabei engere Grenzen gesetzt, als es zu niedrigeren Temperaturen der Fall ist.

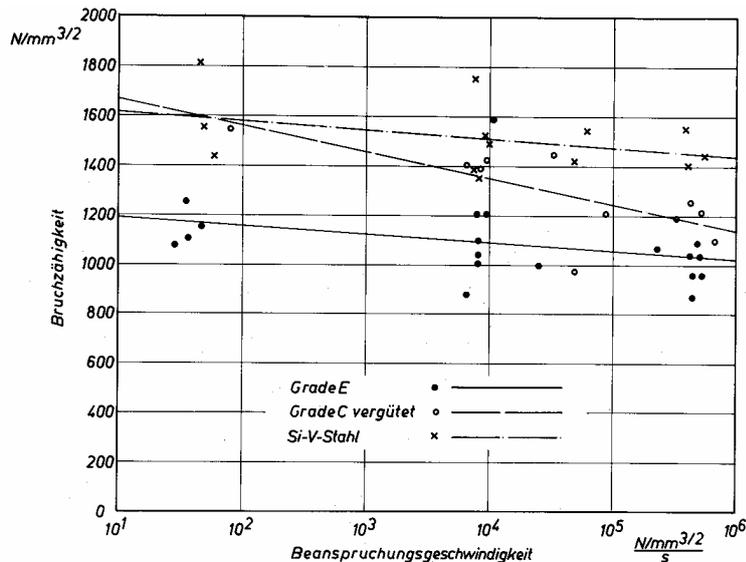


Bild 4.19: Die Abhängigkeit der Bruchzähigkeit verschiedener Radreifenstähle von der Beanspruchungsgeschwindigkeit (nach FOX und HEWITT [4.22]).

bei IL-111 auf 94% des jeweiligen statischen Wertes; die Stichproben sind dabei mit maximal 4 Werten belegt. Untersuchungen von KAULFÜRST [4.25] an Proben aus einem im Betrieb gebrochenen und einem nicht gebrochenen Vollrad bei Prüftemperaturen von -30°C bis $+20^{\circ}\text{C}$ zeigen im Mittel ein Absinken der dynamischen Bruchzähigkeit auf 53% bzw. 68% des jeweiligen statischen Bruchzähigkeitswertes bei Stichprobenumfängen von jeweils 10 im statischen Fall und von 38 bzw. 21 im dynamischen Fall. Die Versuche von KAULFÜRST bestätigen, daß die Meßwertstreuung bei dynamischen Versuchen mit der bei statischen Versuchen vergleichbar ist.

Maßgebend für die Unterschiede der statischen und dynamischen Bruchzähigkeitseigenschaften von Vollradstählen, die in ihren sonstigen Eigenschaften weitgehend ähnlich sind, ist der vorliegende Gefügestand [4.15]. Besonder Bedeutung kommt dabei dem Primärgefüge und der ursprünglichen Austenitkorngröße zu, wie HYZAK u.a. [4.26] an Schienenstahl mit ähnlichen Festigkeitseigenschaften, wie sie Vollradstähle haben, nachwiesen. MOMBREI u.a. [4.27] stellten solche Unterschiede und Einflüsse bei Vollrädern fest, die von unterschiedlichen Herstellern stammten. Ebenfalls auf den Einfluß des Primärgefüges ist sicherlich die Tatsache zurückzuführen, daß zwischen den Bruchzähigkeitseigenschaften des Radkranzes und der Radscheibe keine signifikanten Unterschiede bestehen, was CARTER und CATON [4.15] bei statischen Versuchen feststellten, und was sich aus den dynamischen Versuchen von KAULFÜRST [4.25] für die bei der Deutschen Reichsbahn verwendeten Vollradstähle ergibt.

Die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Bruchzähigkeit der Vollradstähle ist ähnlich wie bei den statischen Versuchsergebnissen. Regressionsrechnungen für die dynamischen Versuchsergebnisse von KAULFÜRST [4.25] zeigen Bruchzähigkeitszunahmen von 2 bzw. $9 \text{ N/mm}^{3/2}$ je 1 K Temperaturerhöhung. Diese Werte liegen in der gleichen Größenordnung, wie sie statische Versuche zeigen. Im Bereich oberhalb der Raumtemperatur (bis etwa 67°C) ändert sich nach Untersuchungen von CARTER und CATON [4.15] an 14 Proben aus amerikanischen Vollrädern die Bruchzähigkeit im Mittel um $10,6 \text{ N/mm}^{3/2}$ je 1 K Temperaturerhöhung. In größeren Temperaturbereichen ist bei Vollradstählen demnach mit einer progressiven Zunahme der Bruchzähigkeit zu rechnen, so daß die Anwendung von Gl.(4.9) dann nicht mehr gerechtfertigt ist.

durch die Werte der Regressionsgeraden bei einfach logarithmischer Auftragung, 72% bei der Radreifenqualität C (vergütet), 87% bei der Qualität Grade E und 91% bei einem Si-V-Stahl. Entsprechend den im Bild 4.19 aufgetragenen Meßwerten mit einer gleichbleibenden, von der Beanspruchungsgeschwindigkeit unabhängigen Streuung der Bruchzähigkeitswerte um den jeweiligen Mittelwert gerechnet werden. Nach Untersuchungen von CASTAGNA u.a. [4.16] mindert sich die dynamische Bruchzähigkeit bei Vollradstählen BV-2 auf 92%, bei VT-1 mit normalem Gefüge auf 84% und

Im Vergleich mit den Ergebnissen der statischen Bruchzähigkeitsuntersuchungen an Vollradstählen hatten die dynamischen Untersuchungen mehr oder weniger fragmentarischen Charakter, so daß statistische Auswertungen zweckmäßigerweise auf Vergleiche begrenzt werden. Feststellen lassen sich dementsprechend:

- Die Temperaturabhängigkeit bei statischer und dynamischer Beanspruchung von Vollradstählen ist im wesentlichen die gleiche.
- Die Beanspruchungsgeschwindigkeit reduziert die Bruchzähigkeit der Vollradstähle im günstigsten Fall auf etwa 90%, im ungünstigsten Fall sogar auf 53% des jeweiligen statischen Wertes.
- Die Beanspruchungsgeschwindigkeit beeinflusst die Streuung der Versuchsergebnisse um den jeweiligen Mittelwert nicht.
- Die bei bruchmechanischen Untersuchungen und Berechnungen nicht zu vernachlässigende Minderung der Bruchzähigkeit durch hohe Beanspruchungsgeschwindigkeiten kann im wesentlichen der Herstellungstechnologie der Vollräder und damit dem Hersteller zugeschrieben werden.

4.4.4. Die Bruchzähigkeitseigenschaften der Eisenbahnvollräder der DB AG

Die Bruchzähigkeitswerte, die experimentell bei bestimmten Prüftemperaturen ermittelt und statistisch aufbereitet wurden, können für bruchmechanische Berechnungen nicht unverändert verwendet werden. Entsprechend den statistischen Auswertungen im Betrieb aufgetretener Vollradbrüche können Vollräder bei allen real vorkommenden Lufttemperaturen brechen. Um diesen Sachverhalt zu berücksichtigen, muß die temperaturabhängige Wahrscheinlichkeitsverteilung der Bruchzähigkeitseigenschaften der Vollradstähle so modifiziert werden, daß die im Streckenbereich der Deutschen Bahn AG üblichen Lufttemperaturen entsprechend der Häufigkeit ihres Auftretens berücksichtigt werden. Das heißt, daß die Temperatur als Parameter der Bruchzähigkeitseigenschaften der Räder nicht mehr explizit in Erscheinung treten darf.

Während die Häufigkeit des Auftretens der statischen Bruchzähigkeit des Vollradstahls aus der Differenz der Summenhäufigkeitswerte für die jeweiligen Klassengrenzen ermittelt werden kann, ergibt sich die Klassenhäufigkeit der statischen Bruchzähigkeitseigenschaften der Vollräder unter Berücksichtigung der Klassenhäufigkeit h_T der stündlich gemessenen Temperaturen entsprechend der Beziehung

$$h_{K_{Rad}}(K_{Ic,o}; K_{Ic,u}) = \sum_{T=T_{\min}}^{T_{\max}} \{P_{Probe}(K_{Ic,o}; T) - P_{Probe}(K_{Ic,u}; T)\} \cdot h_T(T). \quad (4.10)$$

Die in Gl.(4.10) zu berücksichtigenden Stundenhäufigkeitswerte der Lufttemperatur (im gesamten Jahr bzw. im Winterquartal) lassen sich u.a. für Potsdam als dem Ort, dessen klimatische Bedingungen für große Teile des Streckenbereiches der Deutschen Reichsbahn charakteristisch sind, dem Handbuch der Klimadaten [4.28] entnehmen. Vorausgesetzt wird bei den Berechnungen gemäß der oben angegebenen Beziehung, daß die Radtemperatur beim Bruch identisch ist mit der Temperatur der umgebenden Luft. Mögliche, praktisch aber sicherlich nur geringfügige Differenzen zwischen der Rad- und der Lufttemperatur lassen sich durch eine Verschiebung der $h_T(T)$ -Verteilung zu höheren Temperaturwerten berücksichtigen (siehe [4.29]).

Die Parameter zur Beschreibung der Bruchzähigkeitseigenschaften dynamisch beanspruchter Räder lassen sich bei Beachtung der Tatsache, daß die hohe Beanspruchungsgeschwindigkeit nur das Niveau der Beanspruchbarkeit, nicht aber die Verteilung der Eigenschaften beeinflusst, durch eine entsprechende Minderung der Mittel- bzw. der Mindestwerte der statischen Bruchzähigkeitseigenschaften gewinnen.

Da Eisenbahnvollräder unter Betriebsbedingungen sowohl statisch, als auch dynamisch brechen können, wurden bei bisher durchgeführten Untersuchungen [4.19] die Bruchzähigkeitseigenschaften noch zweckmäßig gemischt, um den realen Bedingungen Rechnung zu tragen. Anzunehmen ist jedoch, daß Brüche von Vollrädern, die von Walzdefekten ausgehen, nur unter dynamischen Bedingungen, nicht jedoch unter statischen Bedingungen stattfinden, so daß derartige Modifikationen nicht erforderlich sind.

4.4.5. Die Bruchzähigkeit in Abhängigkeit vom Kohlenstoffgehalt

Die Bruchzähigkeit als maßgebende Festigkeitseigenschaft anrißbehafteter Räder hängt außer von den Beanspruchungsbedingungen von der Zusammensetzung des Werkstoffs, insbesondere vom Kohlenstoffgehalt ab. Nach einer Analyse von CARTER und CATON [4.15], die im Bild 4.20 wiedergegeben ist, ändert sich die statische Bruchzähigkeit des Vollradstahls mit dem Kohlenstoffgehalt merklich.

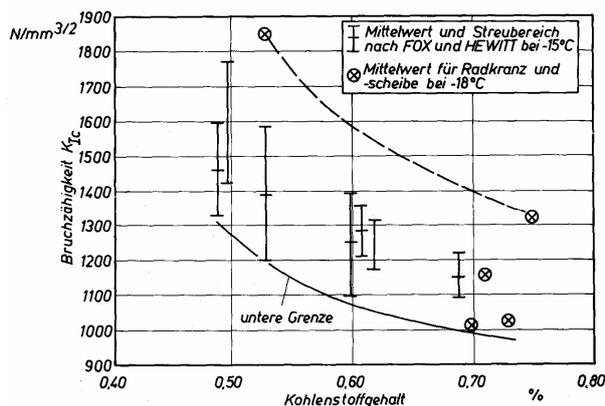


Bild 4.20: Die Abhängigkeit der statischen Bruchzähigkeit von Vollradstählen vom Kohlenstoffgehalt nach Untersuchungen von CARTER und CATON [4.15].

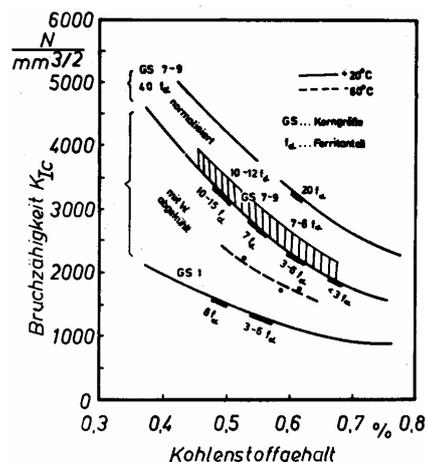


Bild 4.21: Die Abhängigkeit der statischen Bruchzähigkeit von Vollradstählen vom Kohlenstoffgehalt und der Wärmebehandlung nach Untersuchungen von MITURA u.a. [4.30].

Die Größenordnung der in Abhängigkeit des Kohlenstoffgehaltes maßgebenden statischen Bruchzähigkeitswerte ist ebenfalls aus dem Bild 4.21 zu entnehmen.

4.4.6. Die statische Bruchzähigkeit des alten Vollradstahls BV 1 [4.31]

Im Forschungs- und Versuchszentrum Kirchmöser der Deutschen Bahn AG wurden aus je einem Vollrad zweier Radsätze sechs 30 mm dicke CT-Proben entnommen, um die statische Bruchzähigkeit für den Werkstoff R1 bzw. BV1 zu bestimmen.

Dem Radkranz der Räder wurden die Proben so entnommen, daß die späteren Riß- und Bruchflächen sich in radialer Richtung im Rad erstreckten. Nach der Rißerzeugung durch

schwingende Beanspruchung (mit einem Endwert des Spannungsintensitätsfaktors von $28 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$) wurden die Proben seitlich gekerbt, um beim Bruchversuch einen näherungsweise ebenen Deformationszustand in den Proben zu erzielen. Für die Auswertung wurde nach [4.32] als effektive Probendicke

$$B_{\text{eff.}} = \sqrt{B_0 \cdot B_N} \quad (4.11)$$

mit B_0 als der Probendicke der ungekerbten Probe und B_N als der Probendicke im gekerbten Bereich verwendet. Die Bruchversuche erfolgten bei Raumtemperatur (20°C).

Die Versuchsergebnisse sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle 4.15: Ergebnisse der statischen Bruchzähigkeitsuntersuchungen an CT-Proben aus BVI-Vollrädern.

Probe	$R_{p0,2}$	R_m	K_Q	K_{max}	F_{max}/F_Q	dK/dt
	MPa	MPa	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$	---	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} / \text{s}$
17.1-A	313,6	655,3	52,41	87,93	1,7	0,59
17.1-B	313,6	655,3	51,04	76,44	1,5	0,57
17.1-D	299,3	639,7	52,03	87,16	1,96	0,62
17.1-E	299,3	639,7	51,29	95,06	1,86	0,60
17.1-F	299,3	639,7	49,65	73,02	1,47	0,60
22.2-A	337,2	702,7	52,06	88,90	1,7	0,61
22.2-B	337,2	702,7	52,53	83,25	1,57	0,59
22.2-D	328,7	692,6	57,30	86,87	1,49	0,60
22.2-E	328,7	692,6	56,47	84,48	1,5	0,59
22.2-F	328,7	692,6	53,56	64,56	1,2	0,63

Die untersuchten Proben zeigten im Rißspitzenbereich mikroskopisch zwar ein begrenztes stabiles Rißwachstum von maximal $0,6 \text{ mm}$, doch war das makroskopische Verhalten spröde mit ebener Spaltbruchfläche ohne Scherlippenbildung und Einschnürungen. Nach den Festlegungen des Standards ASTM E 399 [4.13] sind die Versuchsergebnisse nicht als gültige K_{Ic} -Werte zu betrachten, da die Maximalkraft wesentlich über der als kritisch anzusehenden Kraft F_Q lag, und da außerdem die Probendicke zu gering war, auch bei Verwendung eines geringeren Faktor als des vorgeschriebenen Wertes von 2,5 in Gl.(4.8).

Als Mittelwert der Meßergebnisse ergibt sich

$$\bar{K}_Q = 52,83 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} = 1671 \text{ N/mm}^{3/2}. \quad (4.12)$$

Mit der Standardabweichung

$$s_{K_Q} = 2,38 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} = 75,2 \text{ N/mm}^{3/2} \quad (4.13)$$

ergibt sich somit ein Variationskoeffizient von 4,5%.

*) Die aus [4.32] übernommene Formel ist in dem Bericht [4.31] offensichtlich fehlerhaft wiedergegeben.

Anzunehmen ist, daß realistische Bruchtemperaturen und die sicherlich nicht zu vernachlässigende hohen Beanspruchungsgeschwindigkeit, die unter Betriebsbedingungen beim Vollradbruch vorhanden sein wird, die Bruchzähigkeit merklich mindern werden, so daß bei Berücksichtigung der beiden genannten Einflüsse das Auftreten gültiger Versuchsergebnisse zu erwarten ist.

5. Bruchmechanische Analyse der Dauerfestigkeit der rißartigen Schäden

5.1 Das Kriterium für die Dauerfestigkeit rißartiger Schäden

Bei der bruchmechanischen Analyse der Dauerfestigkeit durch rißartige Defekte geschädigter Bauteile wird die Schwingweite ΔK_I der Rißfrontbeanspruchung dem Schwellenwert ΔK_{th} der Ermüdungsrißausbreitung, d.h. dem zutreffenden Werkstoffkennwert, gleichgesetzt. Somit charakterisiert die Bedingung

$$\Delta K_I = \Delta K_{th} \quad (5.1)$$

den Übergang von der Phase der Dauerfestigkeit in die Phase der stabilen Rißausbreitung infolge des Einwirkens einer zyklisch veränderlichen Beanspruchung.

Bei dem vorliegenden Problem eines rißartigen Oberflächendefektes, der nicht senkrecht zur Oberfläche, sondern unter einem geneigten Winkel verläuft, tritt das Problem auf, daß nicht nur Spannungsintensitätsfaktoren der Rißöffnungsart I, sondern auch der Rißöffnungsart II durch die im Umfeld der Schädigung einwirkenden Spannungen hervorgerufen werden. Die resultierende Wirkung dieser Spannungsintensitätsfaktoren unterschiedlicher Rißöffnungsarten auf das Bauteilverhalten läßt sich ähnlich wie das Festigkeitsverhalten unter der Wirkung von Normal- und Schubspannungen nur mit Hilfe von Hypothesen beschreiben.

Durch experimentell gut abgesicherte Bruchuntersuchungen von RICHARD [5.1] läßt sich das Zusammenwirken von Spannungsintensitätsfaktoren K_I und K_{II} auf den Eintritt der instabilen Rißausbreitung durch einen Vergleichsspannungsintensitätsfaktor

$$\Delta K_{iv} = \frac{K_I + \sqrt{K_I^2 + 6 \cdot K_{II}^2}}{2} \quad (5.2)$$

beschreiben. Die Ausbreitungsrichtung des Risses ergibt sich nach Angaben von RICHARD gemäß der Beziehung

$$\Phi_0 = \pm \left[-2,714 \cdot \frac{|K_{II}|}{K_I + |K_{II}|} + 1,456 \cdot \left(\frac{|K_{II}|}{K_I + |K_{II}|} \right)^2 \right] \quad (5.3)$$

Der Winkel Φ_0 der Richtungsänderung nimmt dabei das entgegengesetzte Vorzeichen des Spannungsintensitätsfaktors K_{II} an.

Nach eigenen experimentellen Erfahrungen trifft die Änderung der Ausbreitungsrichtung des Risses gemäß der obigen Beziehung nicht nur für die instabile Rißausbreitung unter zügiger Beanspruchung zu, sondern auch für die stabile Rißausbreitung infolge zyklischer Schwellbeanspruchung. Bei zyklischer Wechselbeanspruchung tritt unter der Wirkung der Spannungsintensitätsfaktoren K_{II} , eine Verzweigung des Risses unter den angegebenen Richtungen auf.

Angesichts der guten Übereinstimmung der experimentellen Befunde für die Rißausbreitungsrichtung bei instabiler und stabiler Rißausbreitung ist es naheliegend, den Vergleichsspannungsintensitätsfaktor auch auf das Einsetzen der stabilen Rißausbreitung anzuwenden. Als

Kriterium für den Übergang von der Phase der Dauerfestigkeit in die Phase der stabilen Rißausbreitung durch das Einwirken phasengleicher, zyklisch veränderlicher Beanspruchungen K_I und K_{II} ergibt sich somit die Beziehung

$$\Delta K_{Iv} = \Delta K_{th}. \quad (5.4)$$

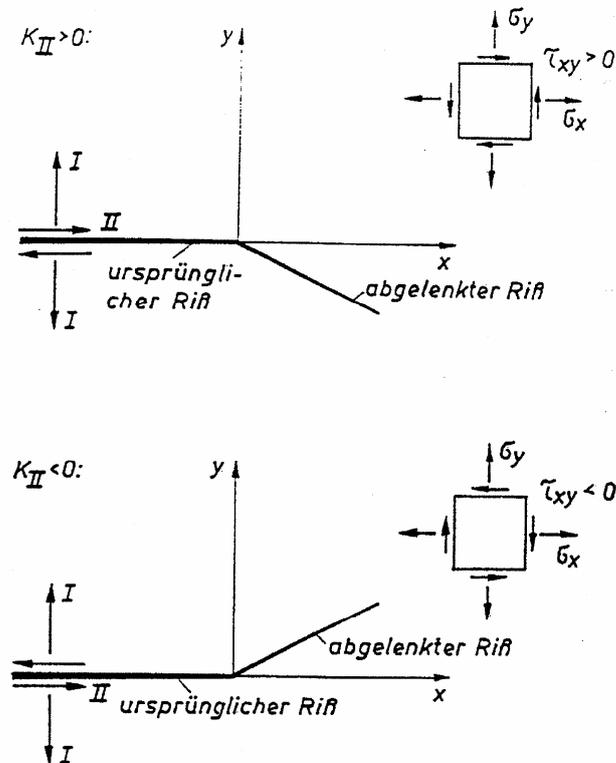


Bild 5.1: Die Änderung der Ausbreitungsrichtung des Risses unter der Wirkung einer (zusätzlichen) Modus-II-Beanspruchung.

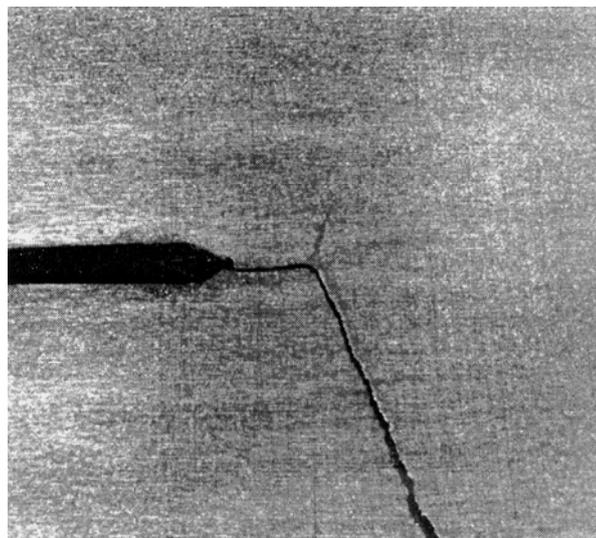


Bild 5.2: Verzweigung eines Risses in einer Probe unter zyklischer Schubwechselbeanspruchung.

Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß sowohl die Radkraftspannungen, als auch die Temperaturspannungen und die Eigenspannungen in die Betrachtungen einbezogen werden müssen, ergeben sich

$$K_{Iv \max} = (\sigma_{Rad \max} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E) \cdot \frac{f_I + \sqrt{f_I^2 + 6 \cdot f_{II}^2}}{2} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} = (\sigma_{Rad \max} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E) \cdot f_{Iv} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5.5)$$

und

$$K_{Iv \min} = (\sigma_{Rad \min} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E) \cdot \frac{f_I + \sqrt{f_I^2 + 6 \cdot f_{II}^2}}{2} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} = (\sigma_{Rad \min} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E) \cdot f_{Iv} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5.6)$$

mit

$$f_{Iv} = \frac{f_I + \sqrt{f_I^2 + 6 \cdot f_{II}^2}}{2} \quad (5.7)$$

Das Beanspruchungsverhältnis ist

$$R = \frac{\sigma_{Rad \min} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E}{\sigma_{Rad \max} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E} \quad (5.8)$$

Anzumerken ist, daß sich die Spannungsintensitätsfaktoren jeweils aus der Überlagerung der Spannungsintensitätsfaktoren für den Membranspannungszustand und für den Biegezustand ergeben.

Voraussetzung dafür, daß die Spannungsintensitätsfaktoren auf diese Weise bestimmt werden können, ist, daß die resultierenden Spannungen im Zugbereich liegen. Ergibt sich der Minimalwert des Spannungsintensitätsfaktor als negative Größe, so heißt das, der Riß wird zusammengedrückt und er bzw. die Spannungssingularität ist praktisch unwirksam. Der zutreffende Wert des Spannungsintensitätsfaktors ist dann

$$K_{Iv \min} \approx 0 \quad \text{für} \quad \sigma_{Rad \min} + \sigma_{Temp.} + \sigma_E < 0 \quad (5.9)$$

Die auch bei reiner Druckbeanspruchung wirksamen Spannungsintensitätsfaktoren K_{II} werden im folgenden unberücksichtigt gelassen, da sie im allgemeinen relativ klein sind.

5.2. Die Art der Berechnung der dauerfesten Rißgrößen

Dem gegenwärtigen Stand der Bruchmechanik entsprechend wird das Verhalten ausbreitungsfähiger Risse deterministisch mit Hilfe der extremen Werte bzw. repräsentativer Werte der rißwachstumsbestimmenden Belastungen, Eigenschaften und Bedingungen analysiert. Diese konservative Vorgehensweise kann leicht dazu führen, daß erkannte Risse grundsätzlich als nicht tolerierbar anzusehen sind. Bei Beachtung der Erfahrungen mit rißgeschädigten Eisenbahnbauteilen, insbesondere mit Eisenbahnschienen und mit Schienenschweißungen, aber auch mit den hier betrachteten Eisenbahnvollrädern, sind derart konservative Betrachtungen und Bewertungen jedoch nicht immer gerechtfertigt.

Angesichts der Variabilität der bei bruchmechanischen Berechnungen für Eisenbahnvollräder zu berücksichtigenden Einflußgrößen, insbesondere auch durch die Abhängigkeit der Referenzwerte vom Umfang der experimentellen Untersuchungen, ergibt sich die Notwendigkeit, die Analyse der Rißausbreitung und der anschließenden Bewertung der Berech-

nungsergebnisse umfassender zu gestalten, als es gegenwärtig auf der deterministischen Berechnungsgrundlage üblich ist. Die Probleme, die sich durch die Streuung der wesentlichen Einflußgrößen ergeben, lassen sich bei bruchmechanischen Berechnungen minimieren, wenn von der deterministischen Betrachtungsweise abgegangen wird und die probabilistische Bruchmechanik als Grundlage für die Bewertung des Schädigungszustandes verwendet wird.

Bei der Anwendung der probabilistischen Bruchmechanik bilden die Wahrscheinlichkeitsverteilungen der streuenden, wesentlichen Einflußgrößen die Ausgangsbasis der Berechnungen. Das Ergebnis der Berechnungen sind die Verteilungen der Größen der dauerfesten Risse. Durch unterschiedliche Annahmen über den Typ der verwendeten Verteilungsfunktionen ergeben sich im Mittel der Berechnungen nur geringfügige Differenzen im Endergebnis. Die extremen Resultate, auf die es bei der Festlegung zulässiger Bedingungen und Risse aber gerade ankommt, lassen sich mit der gewünschten Zuverlässigkeit nicht ohne weiteres ermitteln. Sinnvoll ist es, die Wahrscheinlichkeitsaussagen der Simulationsrechnungen nur für ein zuverlässig berechenbares Niveau, nämlich für eine Wahrscheinlichkeit von 90% zu ermitteln, und die interessierenden Grenz- bzw. zulässigen Werte dann mit Hilfe von Sicherheitsbeiwerten aus den repräsentativen 90%-Werten abzuleiten. Bei der sinnvollen Festlegung der Sicherheitsbeiwerte oder der Überprüfung der Sicherheitsaussagen ist, so weit es machbar ist, auf praktische Erfahrungen mit den zu betrachtenden Schäden zurückzugreifen.

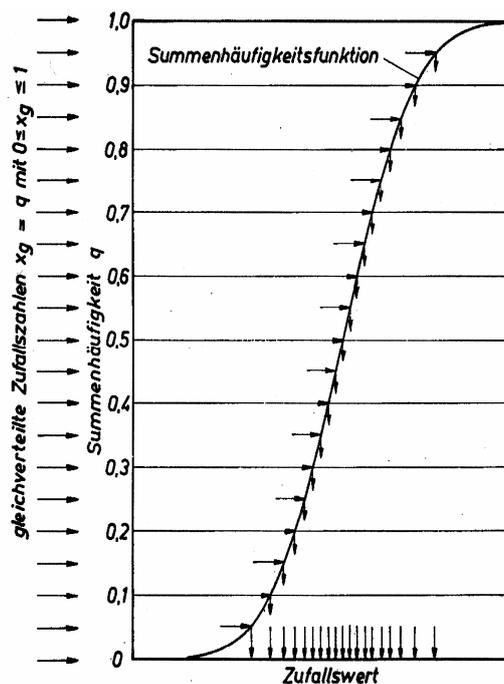


Bild 5.3: Schema zur Gewinnung von Zufallswerten, die vorgegebenen Verteilungen gehorchen, aus gleichverteilten Zufallszahlen.

5.3. Die Bewertung der Dauerfestigkeit der rißartigen Defekte

Die zur Festlegung zulässiger, dauerfester Rißgrößen erforderliche Beziehung ist somit gegeben durch

$$a_{Dzul} = a_D(P_D = 90\%) / S_{aD} \quad (5.10)$$

Die Ableitung des erforderlichen Sicherheitsbeiwertes sollte dabei stets aus Praxiserfahrungen oder aus statistischen Untersuchungen erfolgen. Gemäß der Richtlinie für den "Rechnerischen Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile" [5.2], die auf der Grundlage früherer TGL-Vorschriften entwickelt und im Dezember 1993 fertiggestellt wurde, sollte für Dauerfestigkeitsberechnungen ein auf die Spannungen bezogener Sicherheitsbeiwert von

$$S_{\sigma} = 1,2 \dots 1,3 \dots 1,35 \dots 1,5 \quad (5.11)$$

gemäß der Tabelle 5.2 verwendet werden. Anzumerken ist, daß den beim Dauerfestigkeitsnachweis nach [5.2] zu verwendenden Werkstoff - Festigkeitskennwerten eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5% zugeordnet wurde, obwohl früher den Kennwerten bei gleicher Größe eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90% zugeschrieben worden war. Weitere Einflüsse auf die Haltbarkeit werden durch verschiedene Einflußfaktoren berücksichtigt.

Tabelle 5.2: Sicherheitsbeiwerte für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis für Bauteile aus Walzstahl [5.2].

	<i>große Schadensfolge</i>	<i>geringe Schadensfolge</i>
<u>größere geschweißte Bauteile mit Eigenspannungen, die bei der Berechnung nicht gesondert berücksichtigt werden:</u>		
nicht regelmäßige Inspektion	1,9	1,6
regelmäßige Inspektion	1,7	1,5
<u>andere Fälle von Bauteilen:</u>		
nicht regelmäßige Inspektion	1,5	1,3
regelmäßige Inspektion	1,35	1,2

Zur Umrechnung der auf die Spannung bezogenen Sicherheitsbeiwerte in die auf die Rißgröße bezogenen bruchmechanischen Sicherheitsbeiwerte muß auf die Normierungsgleichung für die Spannungsintensitätsfaktoren

$$K_I = \sigma_{nom} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5.12)$$

zurückgegriffen werden. Es folgt der Zusammenhang

$$S_{aD} = S_{\sigma D}^2 \quad (5.13)$$

Der für die bruchmechanische Dauerfestigkeitsbewertung zutreffende Sicherheitsbeiwert ist, da ein großer Schaden durch den Bruch eines Rades auftreten kann, da u.a. die Eigenspannungen berücksichtigt werden, und da die Vollräder einer regelmäßigen Kontrolle unterliegen, wenn auch im Abstand von 6 Jahren, somit gegeben gemäß

$$S_{aD} = 1,35^2 = 1,82 \quad (5.14)$$

Insgesamt läßt sich feststellen, daß die Anwendung deterministischer Berechnungsmethoden im Rahmen bruchmechanischer Analysen dort angebracht ist, wo es um die qualitativen Auswirkungen systematisch variiertter Einflußgrößen geht. Sollen quantitative Auswirkungen einer oder mehrerer gleichzeitig wirksamen Einflußgrößen analysiert werden, wie es hier der Fall ist, so ist zweckmäßigerweise auf probabilistische Berechnungsmethoden, vorzugsweise auf die Monte-Carlo-Simulation zurückzugreifen, bei der die wesentlichen Einflüsse nicht

durch mittlere oder extreme Einflußfaktoren, sondern durch ihre Wahrscheinlichkeitsverteilungen berücksichtigt werden. Der Unterschied zwischen der Überlebenswahrscheinlichkeit der Festigkeitskennwerte beim Dauerfestigkeitsnachweis gemäß [5.2] von 97,5% und die bei der Anwendung der probabilistischen Bruchmechanik verwendeten repräsentativen Rißgrößen, die mit 10% auftreten bzw. eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90% gewährleisten sollen, ist angesichts der Unterschiedlichkeit des Charakters der berücksichtigten Einflußfaktoren nicht mehr so gravierend, daß die Sicherheitsbeiwerte unbedingt noch vergrößert werden müßten. Außerdem wurde früher den Dauerfestigkeitskennwerten ebenfalls eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90% zugeordnet. Eine Änderung der Größe der Sicherheitsbeiwerte für den Dauerfestigkeitsnachweis mit Änderung von der 90%igen auf die 97,5%igen Überlebenswahrscheinlichkeit der Dauerfestigkeitskennwerte liegt, soweit es übersehen werden kann, nicht vor.

5.4. Monte-Carlo-Simulation der Dauerfestigkeit der rißartigen Überwalzungen

Bei der Monte-Carlo-Simulation der Dauerfestigkeit der rißartigen Überwalzungen im Scheibenbereich der BV1 -Vollräder wurde als Bedingungen für die Dauerfestigkeit die Relation

$$\Delta K_{I_{vmax}}(a, \alpha, \sigma) < \Delta K_{th}(R), \quad (5.15)$$

betrachtet, in der a die jeweilige dauerfeste Rißgröße, α der Neigungswinkel des Defektes gegenüber der Scheibenoberfläche, σ die nominellen Spannungen in der Radscheibe und R das Beanspruchungsverhältnis der Spannungen ist. Die Spannungen ergeben sich aus der Überlagerung der radkraftabhängigen Spannungen (infolge der Aufstandskraft und infolge der Führungskraft) sowie der Eigenspannungen und gegebenenfalls der bremsbedingten Temperaturspannungen. Über die Größe der Spannungen ist die Schwingweite des Vergleichsspannungsintensitätsfaktors von der Radialkoordinate r abhängig. Ergibt sich infolge einwirkender Druckspannungen ein negativer Wert für den Spannungsintensitätsfaktor K_I , so wurde die Schwingweite des Vergleichsspannungsintensitätsfaktors durch die Beziehung charakterisiert

$$\Delta K_{I_{vmax}}(a, \alpha, \sigma) = K_{I_{vmax}}(a, \alpha, \sigma) \quad (5.16)$$

Die Durchführung der Simulation erfolgte ausgehend von der obigen Dauerfestigkeitsbeziehung, wobei der Grenzwert der dauerfesten Rißgröße aus der entsprechenden Gleichung

$$\Delta K_{I_{vmax}}(a, \alpha, \sigma) = \Delta K_{th}(R), \quad (5.17)$$

nicht jedoch aus der Ungleichung bestimmt wurde, anhand von 10 000 Kombinationen von Zufallswerten für die verschiedenen Einflußgrößen.

Aus den Ergebnissen der untersuchten Zufallskombinationen der streuenden Ausgangsgrößen ergibt sich die Wahrscheinlichkeitsverteilung der Größen der maximalen dauerfesten Defekte. Neben den zutreffenden Lösungen der Dauerfestigkeitsgleichung müssen aber auch Zufallskombinationen betrachtet werden,

- bei denen die Größe der dauerfesten Defekte die nominelle Radscheibendicke von 25 mm überschreitet, sowie

- Beanspruchungsfälle, bei denen der Maximalwert des Spannungsintensitätsfaktors im Druckbereich liegt, so daß der Spannungsintensitätsfaktor für die Rißöffnungsart I den Beanspruchungszustand nicht zutreffend beschreibt.

Aus der Wahrscheinlichkeitsverteilung der dauerfesten Defektgrößen wird als repräsentativ derjenige Wert angesehen, der eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 Prozent gewährleistet,

- da einerseits eine exaktere Bestimmung der dauerfesten Rißgröße mit Hilfe der Methode der Monte-Carlo-Simulation nicht sinnvoll ist, und
- da andererseits bei konventionellen Dauerfestigkeitsanalysen den zutreffenden Dauerfestigkeitskennwerten auch nur eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 Prozent zugeschrieben wird.

Die Dauerfestigkeit für die restlichen 10% der Fälle mit der aus der Simulation verbleibende Unsicherheit wird mit Hilfe eines Sicherheitsbeiwertes gemäß

$$a_{Dzul} = a_D(P_D = 90\%) / S_{aD} \quad (5.18)$$

gewährleistet.

5.5. Diskussion der Simulationsresultate

Um die am stärksten gefährdeten Bereiche der Radscheibe infolge von Überwalzungen herauszufinden, wurden die äußere und die innere Scheibenoberfläche in jeweils 10 mm breite Bereiche für die Radialkoordinate r eingeteilt, für die dann eine Simulation der Dauerfestigkeit mit 10 000 Zufallskombinationen durchgeführt wurden. Die auf diese Art ermittelten dauerfesten Rißgrößen, die eine Dauerfestigkeitswahrscheinlichkeit von 90 Prozent gewährleisten, sind im Bild 5.4 aufgetragen. Am stärksten gefährdet ist offensichtlich die Radaußenseite der Radscheibe mit einer Defektgröße von $a_D(P_D = 90\%) = 4,02 \text{ mm}$ im Radienbereich von $r = 180 \dots 190 \text{ mm}$ und einer Defektgröße von 3,15 mm im Radienbereich $r = 370 \dots 380 \text{ mm}$. Die Lage der am stärksten gefährdeten Radscheibenbereiche stimmt mit der Lage der ersten und der letzten Krümmung der Radscheibe überein; genau in diesen Bereichen treten auch die größten Temperaturspannungen bei Bremsungen auf. Die geringen dauerfesten Defektgrößen ergeben sind dadurch, daß mit den Temperaturspannungen das Beanspruchungsverhältnis R ansteigt, weswegen der Schwellenwert geringe Werte annimmt. Die niedrigen Schwellenwerte führen dann auch zu den kleinsten dauerfesten Defektgrößen.

Da bei der Ermittlung der bremsbedingten Temperaturspannungen von sehr konservativen Annahmen ausgegangen wurde, sind ebenfalls Simulationsrechnungen für die Radscheibenbeanspruchungen ungebremster Vollräder vorgenommen worden. Die minimalen dauerfesten Rißgrößen liegen unter diesen Umständen auf der Radaußenseite an der gleichen Stelle wie im gebremsten Zustand, sie sind aber rund dreimal größer als beim gebremsten Rad. Beim ungebremsten Rad ist die Innenseite der Radscheibe stärker gefährdet als die Radaußenseite. Die dauerfeste Rißgröße von $a_D(P_D = 90\%) = 9,9 \text{ mm}$ liegt auf der Radinnenseite im Bereich der ersten Krümmung. Dieses Simulationsergebnis stimmt mit den experimentellen Befunden der Prüfung der Vollräder auf dem Umlaufbiegeprüfstand überein [5.3]: Die Ermüdungsrisse hatten sich auf der Innenseite der Radscheibe im Bereich der ersten Krümmung gebildet.

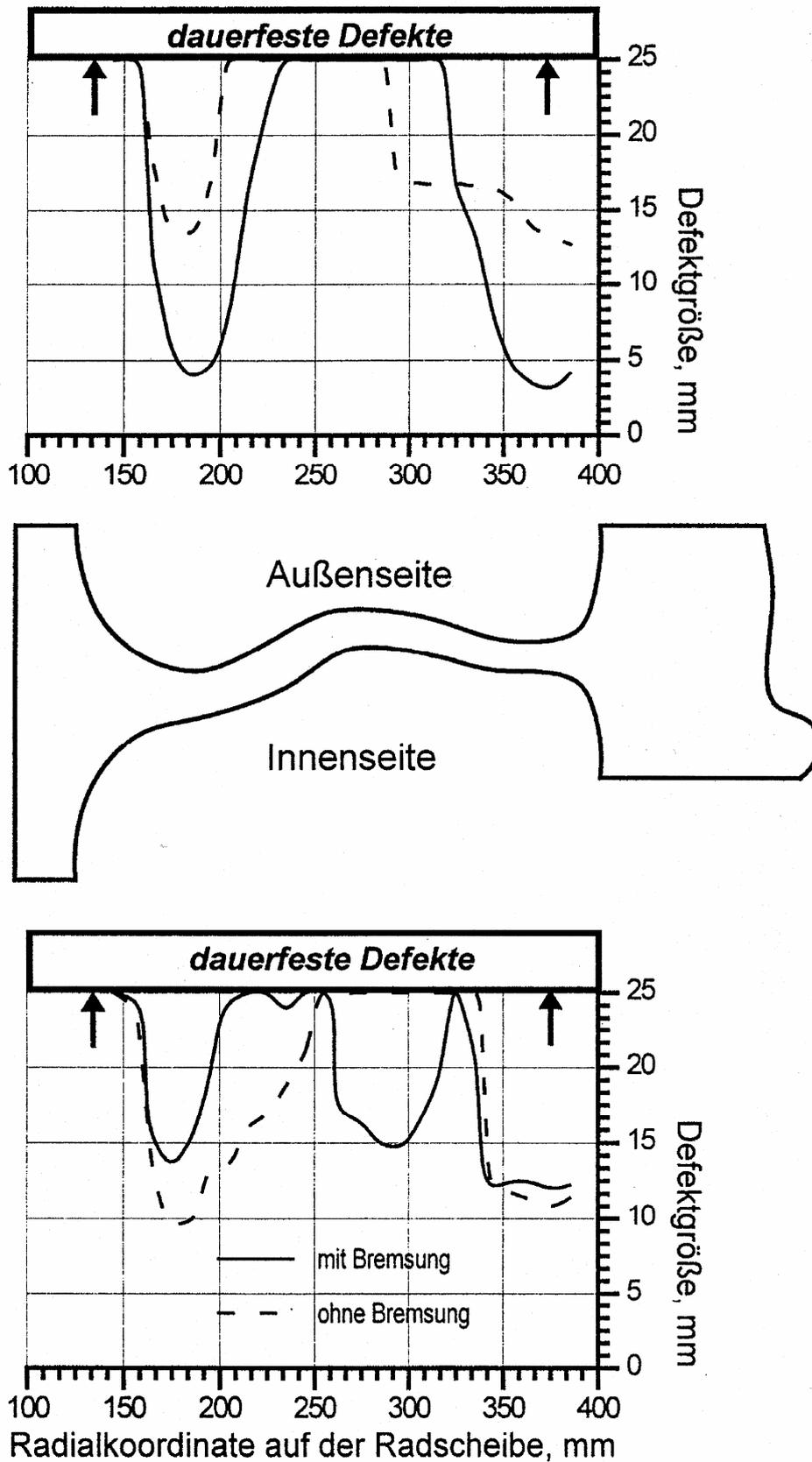


Bild 5.4: Die Abhängigkeit der repräsentativen dauerfesten Rißgröße, die eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90% gewährleistet, vom analysierten Radscheibenbereich.

Auf Grund der extrem niedrigen dauerfesten Rißgrößen erscheint es zweckmäßig, im Bereich der letzten Krümmung der Radscheibe, bei $r > 375$ mm, keine Überwalzungen zu tolerieren. Als zulässiger Bereich, in dem Überwalzungen unterhalb einer bestimmten Größe als zulässig anzusehen sind, ist der Radienbereich von $r = 140 \dots 375$ mm zu betrachten.

Da es in der Praxis der zerstörungsfreien Prüfung nicht sinnvoll ist, eine von der Radscheibenseite oder gar von der Radialkoordinate abhängige zulässige Defektgröße zu verwenden, muß der Radscheibenbereich als Ganzes betrachtet werden. Die Monte-Carlo-Simulation der Dauerfestigkeit der Defekte im Scheibenbereich von $r = 140 \dots 375$ mm für die Innenseite und die Außenseite der Radscheibe führt zu der im Bild 5.5 dargestellten Wahrscheinlichkeitsverteilung der dauerfesten Rißgrößen klotzgebremster BV1 -Vollräder, aus denen sich die repräsentativen dauerfesten Rißgrößen ergeben zu

$a_D (P_D = 90\%) = 17,12$ mm für die Innenseite und

$a_D (P_D = 90\%) = 11,17$ mm für die Außenseite.

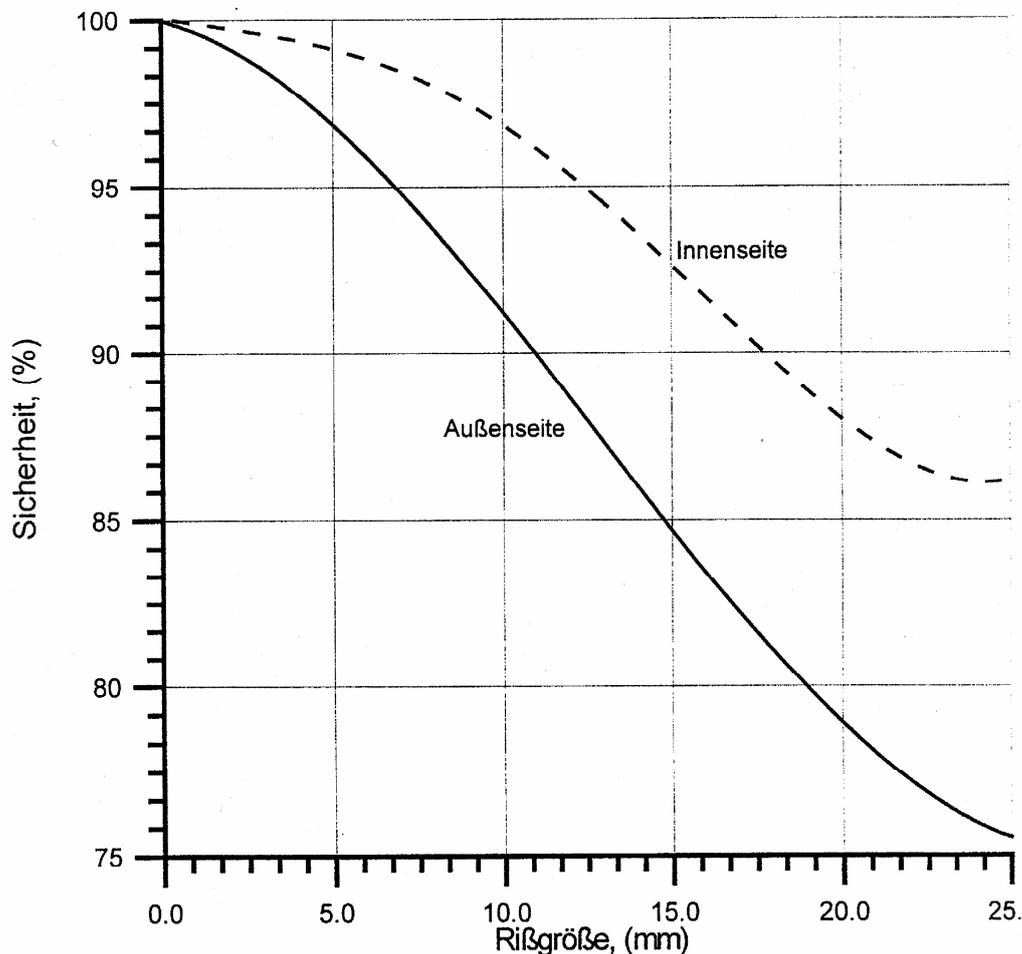


Bild 5.5: Die Sicherheit der Dauerfestigkeit rißartiger Walzdefekte auf der inneren und auf der äußeren Radscheibenseite bei Berücksichtigung der Radkraft-, Eigen- und Temperaturspannung

Unter Berücksichtigung des Sicherheitsbeiwertes für die Dauerfestigkeit ergibt sich für die Radaußenseite die zulässige Defektgröße

$$a_{Dzul} = \frac{a_D(P_D = 90\%)}{S_{aD}} = \frac{11,17 \text{ mm}}{1,35^2} = 6,13 \text{ mm} \quad (5.19)$$

die auch sowohl für tangentialgerichtete Defekte auf der Innenseite der Radscheibe als auch für radialgerichtete Defekte auf der Radscheibenoberfläche verwendet werden kann, um die Dauerfestigkeit des Vollrades zu gewährleisten.

5.6. Empfehlung für die zulässige Defektgröße für die zerstörungsfreie Prüfung

Wird der Bewertung der Oberflächendefekte die oben angegebene zulässige dauerhafteste Defektgröße von 6,13 mm zugrundegelegt, so kann diese Größe nicht das einzuhaltende Grenzmaß für die zerstörungsfreie Prüfung der Vollräder unter Praxisbedingungen sein, da die Feststellung der Defektgröße a mit Hilfe der verfügbaren Geräte kaum möglich ist. Als leicht feststellbares Maß bei der zerstörungsfreien Prüfung bietet sich die Defektlänge auf der Oberfläche des Rades an. Entsprechend den Prüfergebnissen der Defektgröße und -länge ergibt sich bei Bezug auf die Grenzkurve im Bild 1. 17 die zulässige Defektlänge zu

$$L_{Dzul} = 50 \text{ mm}$$

Diese zulässige Defektlänge stimmt mit dem Wert überein, der in einer Vorabsprache als zulässig in Betracht gezogen wurde. **Die zulässige Defektlänge ist anzuwenden auf den inneren und den äußeren Radscheibenbereich für Radien (gemessen von der Drehachse des Radsatzes) von 140 mm bis 375 mm. Im Bereich der letzten Krümmung der Radscheibe für Radien von mehr als 375 mm nahe dem Radkranz sind Oberflächendefekte generell als unzulässig anzusehen.**

Auf Grund praktischer und experimenteller Erfahrungen ist - wenn überhaupt - mit der Bildung von tangential verlaufenden Rissen zu rechnen. Die bei den BR früher aufgetretenen Schadensfälle mit radialen Rißbildungen hatten andere Ursachen und können hier außer Betracht gelassen werden. Erfahrungsgemäß sind die in tangentialer Richtung wirkenden Spannungen aber geringer, als die radial wirkenden Spannungen. Da für die Analyse radial und auch schräg in der Radscheibe verlaufende Defekte keine dringende Notwendigkeit besteht, so ist es zweckmäßig, das oben angegebenen Grenzmaß auch auf die nicht in tangentialer Richtung verlaufenden Defekte anzuwenden.

6. Bruchmechanische Analyse des Rißwachstums

Die bruchmechanische Analyse der Dauerfestigkeit und die Ableitung eines Kriteriums zur Gewährleistung der Dauerfestigkeit bewirkt noch nicht automatisch, daß Vollräder aus dem Stahl BV1, die durch Überwalzungen geschädigt sein können, auch wirklich dauerhaft sind. Notwendig ist in jedem Fall die zerstörungsfreie Prüfung aller potentiell geschädigten Vollräder. Dabei kann u.U. ein extremer Defekt, der aus dem bisher erfaßten Streufeld der Defektgeometrien herausfällt, als nicht gefährlich eingestuft werden, oder ein eigentlich unzulässiger Defekt übersehen werden. Dementsprechend ist auch eine Analyse der Rißausbreitung ausgehend von den rißartigen Überwalzungen erforderlich, um Aussagen über den erforderlichen Prüfzyklus, der bei Güterwagenradsätzen üblicherweise 6 Jahre beträgt, machen zu können.

Andererseits sind zwar bruchmechanische Berechnungen unter Verwendung des Schwellenwertes zum Nachweis der Dauerfestigkeit von Materialien und Konstruktionen durchgeführt worden, doch sind derartige bruchmechanische Dauerfestigkeitsanalysen und vor allem auch die erforderlichen Bewertungen in der dargelegten Art und Weise für solch ein sicherheitsrelevantes Bauteil wie Eisenbahnvollräder nicht bekannt, so daß die doch neuartige Variante des Dauerfestigkeitsnachweises auf der Basis der Bruchmechanik und der Monte-Carlo-Simulation sowie der Verwendung von Sicherheitsbeiwerten, die aus konventionellen Dauerfestigkeitsbewertungen abgeleitet wurden, von der Seite der Ermüdungsrißausbreitung her die bruchmechanische Dauerfestigkeitsbewertung untermauert und bestätigt.

Da die rißartigen Überwalzungen einer Mixed-Mode-Beanspruchung unterliegen, werden von ihnen ausgehende Ermüdungsrisse entsprechend den Gesetzmäßigkeiten der Bruchmechanik und vorliegender praktischer Erfahrungen sich nicht gradlinig, unter Beibehaltung des vorgegebenen Winkels zur Radscheibenoberfläche ausbreiten, sondern die Risse werden sich letztlich als Querrisse senkrecht zur Radscheibe einstellen. Bruchmechanisch zu analysieren ist, wie und wie schnell die Ablenkung des Ermüdungsrisse von der Richtung des rißartigen Walzdefektes erfolgt und wie groß die Restnutzungsdauer rißgeschädigter BV1-Vollräder ist.

6.1. FEM-Analyse der Geometrie des Pfades der Ermüdungsrißentwicklung

Für die Monte-Carlo Simulation der zyklischen Rißausbreitung wurden ähnliche Annahmen getroffen wie für die Simulation der Nichtausbreitung der Walzdefekte.

Da die Länge L des Walzdefektes an der Oberfläche viel größer als seine Tiefe bzw. Größe unterhalb der Oberfläche im Querschnitt bzw. –schliff ist, kann die Problematik der Ermüdungsrißausbreitung ebenfalls wieder als zweidimensional angesehen und analysiert werden. Verwenden läßt sich für eine derartige FEM-Analyse des Pfades der Rißausbreitung die bruchmechanische Modellierung nach Bild 3.9 unter der vereinfachenden Annahme einer zyklischen Einwirkung einer Membranspannung einerseits oder einer Biegespannung andererseits.

Es ist bekannt, daß die Größe des Wachstums der Ermüdungsrisse durch die Zugspannungen kontrolliert wird und die Rißausbreitung senkrecht zur Hauptspannungsrichtung im Bereich vor der Rißspitze erfolgt. Durch die Mixed-Mode-Beanspruchung werden gegenüber der reinen Modus-I-Beanspruchung der Ort des Maximums der Umfangsspannung und damit auch die Rißausbreitungsrichtung verändert. Der Riß wird sich somit nicht mehr gradlinig, sondern in der Ebene der maximalen Zugspannungen $\sigma_{g_{\max}}$ vor der Rißspitze ausbreiten. Anhand

dieser Hypothese, die ihre Bestätigung im Experiment bzw. in der technischen Realität findet, errechnet sich der Ausbreitungswinkel zu

$$\vartheta = 2 \cdot \arctan \left[\frac{K_I - \sqrt{K_I^2 + 8 \cdot K_{II}^2}}{4 \cdot K_{II}} \right]. \quad (6.1)$$

Der zutreffende Vergleichsspannungsintensitätsfaktor K_{vn} für die Mixed-Mode-Rißausbreitung wird aus der Beziehung gewonnen

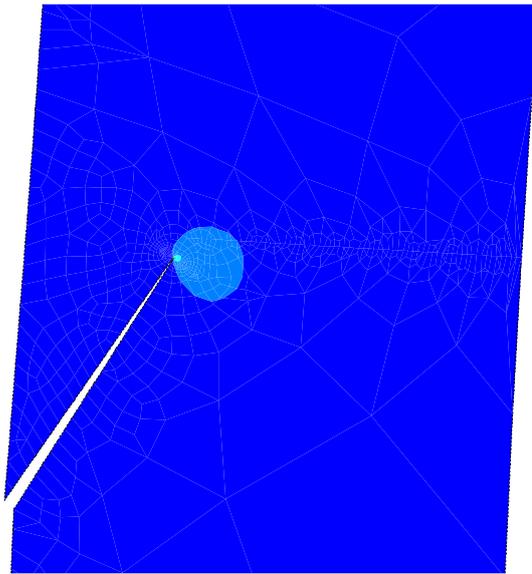
$$K_{vn} = \cos^3 \frac{\vartheta}{2} \cdot \left(K_I - 3 \cdot K_{II} \cdot \tan \frac{\vartheta}{2} \right). \quad (6.2)$$

Die FEM-Berechnung des Spannungsfeldes zeigt, daß die Ebene der maximalen Zugspannungen $\sigma_{g \max}$ vor der Rißspitze eines geraden, zur Oberfläche geneigten Risses nahezu senkrecht zu den äußeren Zugspannungen liegt (siehe Bild 6.1). Vorstellbar ist es, daß im Falle der zyklischen (oder auch der instabilen) Ausbreitung der vorhandene gerade Riß gleich abwinkeln wird. Ebenso ist auch zu erwarten, daß die weitere zyklische Rißausbreitung senkrecht zu den äußeren Zug- bzw. Biegespannungen und d.h. zur Bauteiloberfläche erfolgen wird. Diese Annahme wird qualitativ von der nahezu vollkommen symmetrischen Verteilung der Umfangsspannungen um die Rißspitze bezüglich der x -Achse vor der Spitze eines abgewinkelten Risses, wie sie im Bild 6.2 dargestellt ist, bestätigt.

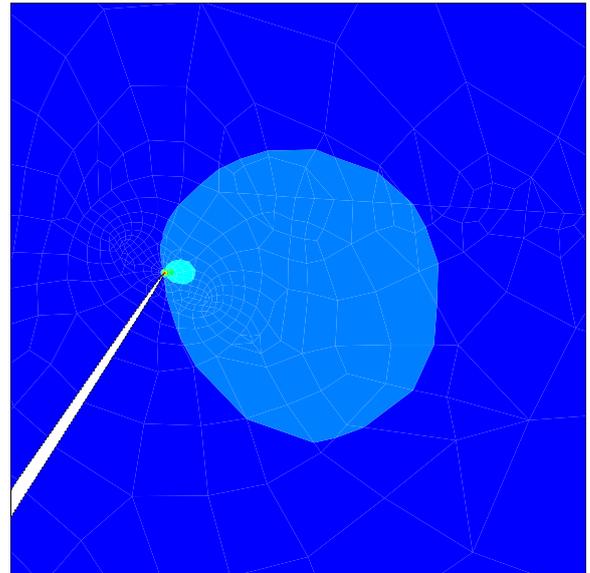
Für die quantitative Abschätzung des Weges, den die Rißspitze zurücklegt, wurde innerhalb des zur bruchmechanischen Analyse verwendeten FEM-Programms ein Makro geschrieben. Als Ausgangskonfiguration wurde der im Bild 3.9 dargestellte Riß angenommen. Die Berechnung wurde iterativ durchgeführt. Die Schrittgröße Δa in der zur Bauteiloberfläche senkrechten Richtung wurde als konstanter Wert angenommen mit $\Delta a = 0,01 \cdot W$, wobei W die Scheibenbreite bzw. die Radscheibendicke ist. Für jeden der erforderlichen Schritte wurden die Richtungsänderung ϑ der Rißausbreitung und der zutreffende Vergleichsspannungsintensitätsfaktor K_{vn} bestimmt.

Die Rißpfade wurden für beiden unterschiedlichen Grenzfälle der äußeren zeitlich veränderlichen Belastung der Scheibe, für die Zugbeanspruchung sowie für die Biegebeanspruchung, berechnet. Die Berechnungen wurden einerseits für extrem lange Anfangsrisse mit $a/W = 0,9$ und andererseits für extrem kurze Anfangsrisse mit $a/W = 0,1$ für unterschiedliche Neigungswinkel des Anfangsrisses von 10° , 20° , ... , 80° , 90° durchgeführt. Die Resultate der bruchmechanischen FEM-Berechnungen sind in dem Bild 6.3 wiedergegeben.

Die Berechnungsergebnisse zeigen in sehr anschaulicher Weise, daß sowohl bei zyklischer Zugbeanspruchung, als auch bei zyklischer Biegebeanspruchung die Ermüdungsrißausbreitung ausgehend von einem geraden, zur Bauteiloberfläche geneigten Riß praktisch von Anfang an senkrecht zur Scheibenoberfläche erfolgen wird.

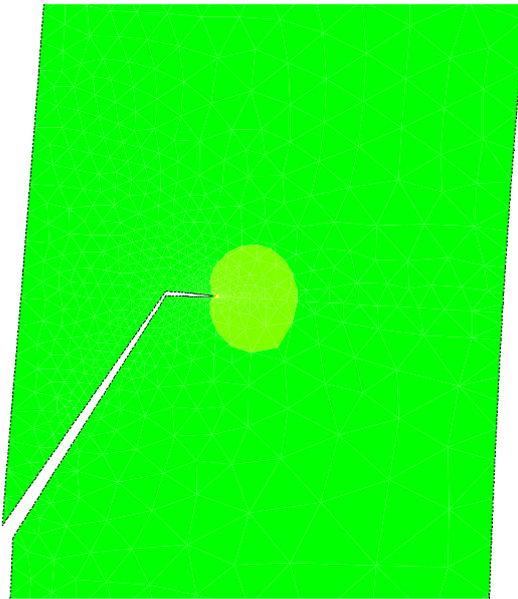


a)

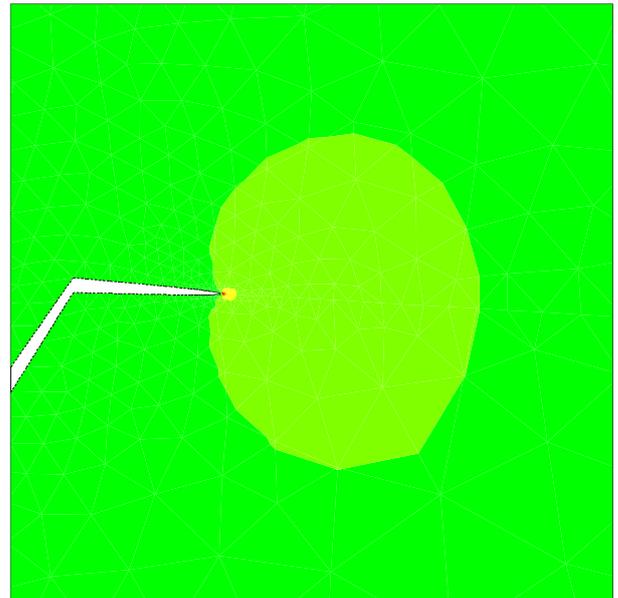


b)

Bild 6.1. Tangentiale Spannungen σ_g vor der Spitze eines geneigten geraden Kantenrisses
(Bild b = vergrößerte Wiedergabe des Ausschnitts um den Riβspitzenbereich).

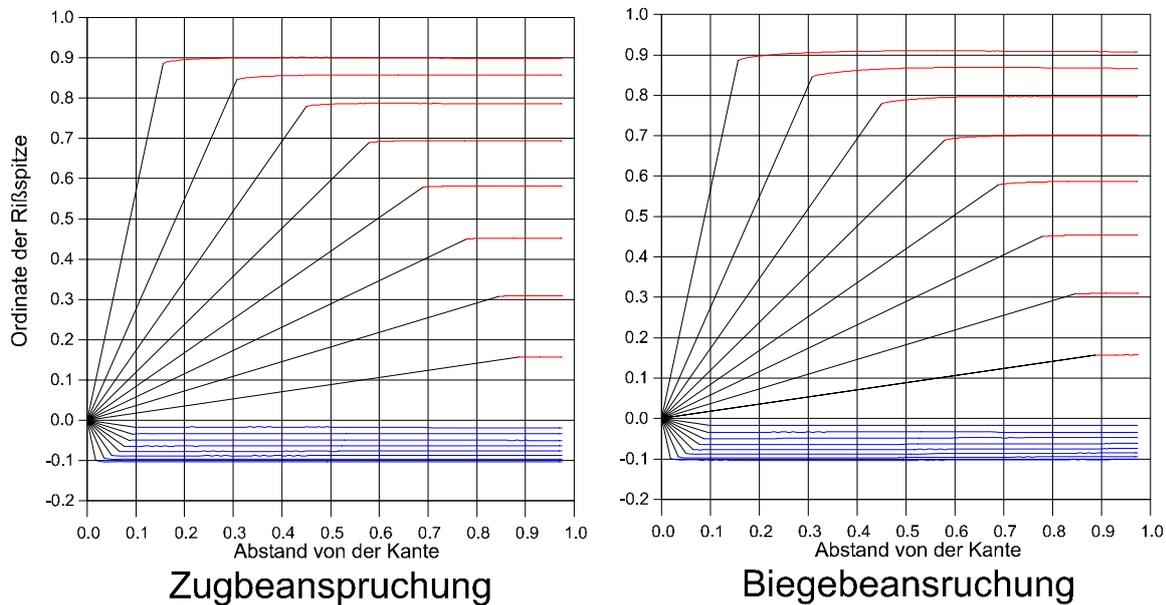


a)



b)

Bild 6.2. Tangentiale Spannungen σ_g vor der Spitze eines abgewinkelten Kantenrisses
(Bild b = vergrößerte Wiedergabe des Ausschnitts um den abgewinkelten Riβbereich).



Anfangskantenrisse - schwarz;
 von den Kantenrissen wachsende Risse - rot ($L/W=0,9$) und blau ($L/W=0,1$)
 Neigungswinkel = $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ, 80^\circ$

Bild 6.3. Rißausbreitung in der Scheibe.

Ein Unterschied zwischen den Vergleichspannungskoeffizienten K_{vm} für die gewinkelten Risse und den Spannungskoeffizienten K_l für die senkrechten geraden Kantenrisse mit gleichem Abstand der Rißspitze zur Bauteiloberfläche ist nur am Anfang der Rißausbreitung bemerkbar. Dieser Sachverhalt wurde an dem extrem ungünstigen Beispiel eines langen Anfangsrisse der relativen Größe $a/W = 0,9$ und einer großen Abweichung von der Querschnittsrichtung mit $\alpha = 10^\circ$ illustriert. Die Berechnungsergebnisse sind in der Tabelle 6.1 zusammengestellt und im Bild 6.4 veranschaulicht. Es läßt sich daraus schließen, daß es für die Berechnung des Rißfortschrittes des ursprünglich geneigten Risses in der Scheibe sowohl bei Zug- als bei Biegebeanspruchung ausreichend ist, die Ausbreitung eines senkrechten Kantenrisses mit gleichem Abstand der Rißspitze zur Scheibenoberfläche zu analysieren.

Die Berechnung des Rißfortschrittes nach anderen Rißausbreitungshypothesen z.B. nach RICHARD [6.1] führt zu praktisch gleichen Ergebnissen.

Tabelle 6.1: Vergleich der Spannungsintensitätsfaktoren für senkrechte gerade und gewinkelte Risse.

Abstand der Rißspitze von der Scheibenkante (a/W)	Zugbeanspruchung		Biegebeanspruchung	
	$F_I = \frac{K_I}{\sigma_z \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	$F_{vn} = \frac{K_{vn}}{\sigma_z \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	$F_I = \frac{K_I}{\sigma_{\max} \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$	$F_{vn} = \frac{K_{vn}}{\sigma_z \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}$
0,156	1,277	1,103	1,044	0,879
0,160	1,284	1,134	1,044	0,899
0,170	1,303	1,205	1,047	0,942
0,180	1,324	1,256	1,049	0,969
0,190	1,345	1,301	1,052	0,990
0,200	1,368	1,344	1,056	1,009
0,300	1,660	1,698	1,124	1,130
0,400	2,112	2,180	1,261	1,282
0,500	2,825	2,930	1,498	1,538
0,600	4,035	4,222	1,915	1,981
0,700	6,357	6,728	2,726	2,855
0,800	11,960	12,450	4,768	5,135
0,900	34,628	35,900	12,460	13,000

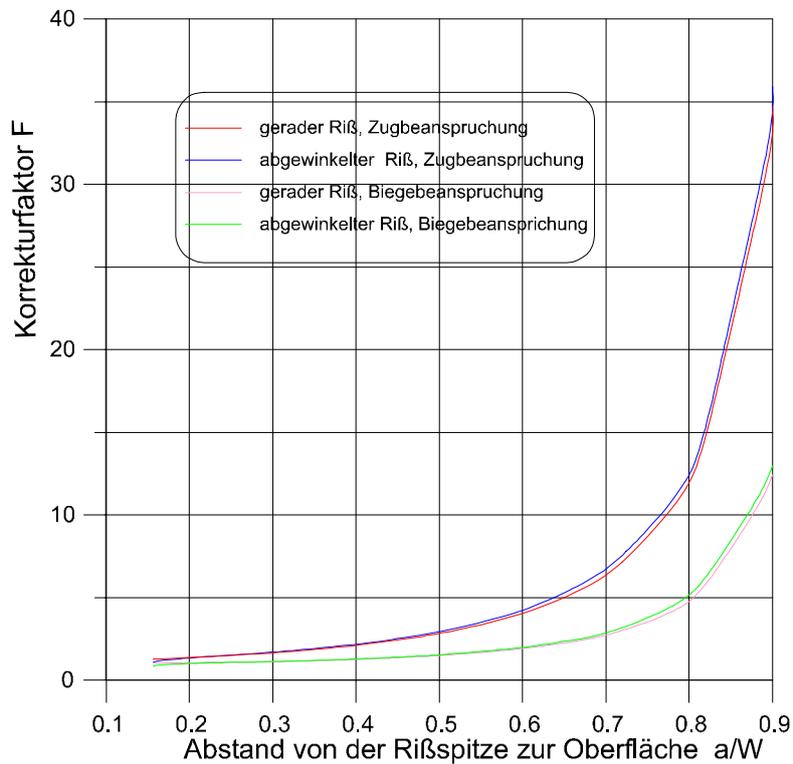


Bild 6.4. Vergleich der Spannungsintensitätsfaktoren für senkrechte gerade und gewinkelte Risse.

6.2. Monte–Carlo Simulation des Rißwachstums

Um ein Kriterium zu gewinnen, anhand dessen die Eisenbahnräder mit Oberflächendefekten im Radscheibenbereich auszumustern sind, wurde die repräsentative dauerfeste Defektgröße so gewählt, daß mit der Wahrscheinlichkeit von 90% alle rißartige Oberflächendefekte nicht ausbreitungsfähig werden. Um die verbleibenden Unsicherheiten, die aus einer solchen Vorgehensweise folgen, auszuschließen, wurde diese berechnete repräsentative Defektgröße durch einen Sicherheitsbeiwert dividiert. Die sich nunmehr ergebende Defektgröße wurde als Ausmusterungskriterium $a_{D_{zul}}$ festgelegt. Sie beträgt für die Außenseite $6,13 \text{ mm}$ und für die Innenseite $9,40 \text{ mm}$. Im Interesse einer unkomplizierten Durchführung der zerstörungsfreien Prüfung wurden jedoch einheitliche Grenzmaße für das gesamte Rad anhand des für die Außenseite des Vollrades zutreffenden Wertes festgelegt.

Die Eisenbahnräder der Güterwagen werden in sechsjährigen Zeitintervallen geprüft. Es stellt sich die Frage: Wenn es bei einem extrem ungünstigen Zufall der im Modell variierten Zufallswerte doch zur einer Ermüdungsrißausbreitung kommt, wird der Lebensdauer des Bauteils bis zur nächster Prüfung ausreichen, oder wächst der Riß in der Radscheibe durch?

6.2.1. Annahmen für die Simulation des Rißwachstums

Die Monte-Carlo-Simulation des Rißfortschrittes in der Radscheibe wurde mit ähnlichen Annahmen wie die Simulation der Dauerfestigkeit durchgeführt. Angenommen wurde, daß der Neigungswinkel des Oberflächendefektes der schon bekannter Neigungswinkelverteilung, Gl.(1.1), unterliegt. Der Oberflächendefekt wird als gerader Kantenriß in der Scheibe in die Berechnung einbezogen. Für die Ausbreitung derartigen Risses in der Scheibe wurden der Pfad und die Spannungsintensitätsfaktoren im Abschnitt 6.1. berechnet. Die in der Radscheibe wirkende Spannungen addieren sich aus den Eigenspannungen und radkraftbedingten Betriebsspannungen, die als Folge der wirkenden Aufstands- und Führungskräfte entstehen. Die Aufstands- und Führungskräfte sind proportional der Achsfahrmasse, die seinerseits den bekannten Zufallsverteilungen (Tabelle 2.3, Bild 2.1) unterliegen. Die Temperaturspannungen wirken im Betrieb nur in kurzen Zeitperioden und werden in die Berechnung nicht einbezogen. Der Spannungsverlauf in der Wandung der Radscheibe wurde durch die zwei ersten beiden Glieder der Taylor-Reihenentwicklung als Überlagerung von Membran- und Biegespannungen beschrieben.

Da infolge des außerordentlich hohen Rechenaufwandes jeder nicht Belastungszyklus als Zufallsgröße berücksichtigt werden kann, wurde der Rißfortschritt iterativ in Belastungsblöcken berechnet. Eine derartige Idealisierung ist vertretbar, weil die Belastung sich im Betrieb von einem Belastungszyklus zu dem anderen nicht sprunghaft ändert. Zwischen den aufeinanderfolgenden Belastungszyklen existiert eine gewisse Korrelation. Es wurde angenommen, daß im Laufe von 10^4 Belastungszyklen die zyklische Belastung gleich bleibt. Das entspricht einer zurückgelegten Entfernung von ca. 30 km. Die Höhe der Belastung in den einzelnen Belastungsblöcken ist jedoch ein Zufallswert. Es gibt auch keine Korrelation zwischen den aufeinanderfolgenden Belastungsblöcken.

Für den laufenden Riß wurde bei jeder momentaner Lage seiner Rißspitze der Vergleichsspannungskoeffizient K_{vm} berechnet. Die Geschwindigkeit des Rißfortschritts wurde anhand der Paris–Gleichung ermittelt

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_{vm}^n, \quad (6.3)$$

mit $C = C(R)$ und $n = n(R)$ als den experimentell ermittelten Kennwerten der Paris-Gleichung (siehe Tabelle 4.13). Die entsprechenden Werte $C = C(R)$ und $n = n(R)$ wurden für alle zufällige Beanspruchungsverhältnisse R anhand der linearer Interpolation aus der Tabelle 4.13 ermittelt. Es läßt sich zeigen, daß die übliche Form der Paris-Gleichung nur dann ihre Form beibehält, wenn $\log(C)$ und n der linearen Interpolation unterzogen werden. Für die experimentell untersuchten und somit vorgegebenen Stützwerte R_1 und R_2 gilt

$$v_1 = \frac{da}{dN} = C_1 \cdot K_{vm}^{n_1} \quad \text{und} \quad v_2 = \frac{da}{dN} = C_2 \cdot K_{vm}^{n_2}. \quad (6.2)$$

Durch Logarithmieren ergeben sich

$$\log(v_1) = \log(C_1) + n_1 \cdot \log(K_{vm}) \quad \text{und} \quad \log(v_2) = \log(C_2) + n_2 \cdot \log(K_{vm}). \quad (6.3)$$

Für einen Zwischenpunkt R innerhalb des Intervalls ($R_1 < R < R_2$) für denselben K_{vm} -Wert ergeben sich

$$\begin{aligned} \frac{\log(v_2) \cdot (R - R_1) - \log(v_1) \cdot (R_2 - R)}{R_2 - R_1} = \\ = \frac{\log(C_2) \cdot (R - R_1) - \log(C_1) \cdot (R_2 - R)}{R_2 - R_1} + \frac{[n_2 \cdot (R - R_1) - n_1 \cdot (R_2 - R)]}{R_2 - R_1} \cdot \log(K_{vm}) \end{aligned} \quad (6.4)$$

Die Gleichung (6.4) entspricht der Paris-Gleichung für den Zwischenpunkt R :

$$v = \frac{da}{dN} = C \cdot K_{vm}^n, \quad (6.5)$$

mit

$$\begin{aligned} \log(v) &= \frac{\log(v_2) \cdot (R - R_1) - \log(v_1) \cdot (R_2 - R)}{R_2 - R_1}; \\ \log(C_2) &= \frac{\log(C_2) \cdot (R - R_1) - \log(C_1) \cdot (R_2 - R)}{R_2 - R_1}; \\ n &= \frac{n_2(R - R_1) - n_1(R_2 - R)}{R_2 - R_1}. \end{aligned} \quad (6.6)$$

Für die Berechnungen wurden angenommen, daß der Riß sich nur dann im Lastzyklus ausbreiten kann, wenn die Schwingweite des Spannungsintensitätsfaktors in diesem Lastzyklus größer als der Schwellenwert bei dem zutreffenden Beanspruchungsverhältnis, d.h. $\Delta K_{vm} > \Delta K_{th}(R)$, ist.

Weiterhin wird berücksichtigt, daß dann, wenn nach einem Belastungszyklus oder einer Folge von Belastungszyklen mit großer Amplitude eine Belastung mit niedrigerer Amplitude folgt, es zur einer wesentlichen Verzögerung des Rißwachstums oder sogar zum zeitweiligen oder dauerenden Rißstillstand kommen kann. Der physikalischer Grund der „Rißbremsung“ ist die Existenz der plastischen Zone vor der Rißspitze, deren charakteristischer Radius durch die Beziehung

$$r_{po} \sim (K_{\max} / R_e)^2 \quad (6.7)$$

gegeben ist. Bei der Rücknahme der Belastung bleiben in dieser Zone Druckeigenspannungen zurück. Wenn der Riß im nächsten Zyklen mit einem geringeren Wert K_{\max} belastet wird, wird die plastische Zone kleiner als im vorherigen Zyklus. Die entstehende Zugspannungen vor der Rißspitze können durch die vorhandenen Druckeigenspannungen teilweise oder vollkommen kompensiert werden, wodurch die Rißausbreitungsgeschwindigkeit gemindert oder ganz zum Stillstand gebracht wird. Bei aufeinanderfolgenden Belastungszyklen mit unterschiedlichen Amplituden und Beanspruchungsverhältnissen ist für die Rißbremsung der im betrachteten Beanspruchungszyklus wirkende Maximalwert des Spannungsintensitätsfaktors K_{\max} maßgebend wie aus Gl. (6.7) folgt. Für die bruchmechanische Modellierung wurde angenommen, daß der Ermüdungsriß nur dann sich im betrachteten Zyklus i ausbreitet, wenn zum Spannungsintensitätsfaktor im vorhergehenden Zyklus $(i - 1)$ die Relation zutrifft

$$K_{\max}^i \geq 0,9 \cdot K_{\max}^{i-1} \quad (6.8)$$

Bei den Rißwachstumsrechnungen wurde das Rad als gebrochen betrachtet, wenn der Ermüdungsriß durch die Wandung der Radscheibe hindurchgewachsen war, oder wenn sein Spannungsintensitätsfaktor größer als Bruchzähigkeit des Stahls BV1 ist $K_{\max} \geq K_{lc}$. Der bisher bekannte Wert von K_{lc} beträgt für den Radstahl BV1 ca. $52 \text{ MPa}\sqrt{m}$ (vgl. Abschnitt 4.4.6.).

6.2.2. Ergebnisse der Simulation des Rißwachstums

Die ermittelte Bruchwahrscheinlichkeit ist von der Lastwechselzahl abhängig (Bild 6.5). Die Eisenbahnräder von Güterwagen haben eine jährliche Durchschnittsleistung von ca. 30 000 km. Das entspricht etwa 10^7 Belastungszyklen. Die Wahrscheinlichkeit des Bruches für die zulässige dauerfeste Rißgröße von 6,13 mm innerhalb des ersten Jahres (ca. 10^7 Lastwechsel) ist gleich Null, innerhalb von sechs Jahren (ca. $6 \cdot 10^7$ Lastwechsel) 0,15%. Befinden sich Walzdefekte der Größe $a = 11,17 \text{ mm}$ im Scheibenbereich, die nach den bruchmechanischen Dauerfestigkeitsberechnungen und –bewertungen nur eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90% gewährleisten, so sind die entsprechenden Bruchwahrscheinlichkeiten 0,34% für das erste Jahr und 2,6% für sechs Jahre. Der Kurvenverlauf im Bild 6.5 zeigt, daß Eisenbahnräder, die die ersten fünf Jahren des Betriebs unbeschadet überstanden haben, bei unveränderten Betriebsbedingungen sehr wahrscheinlich auch später nicht brechen werden.

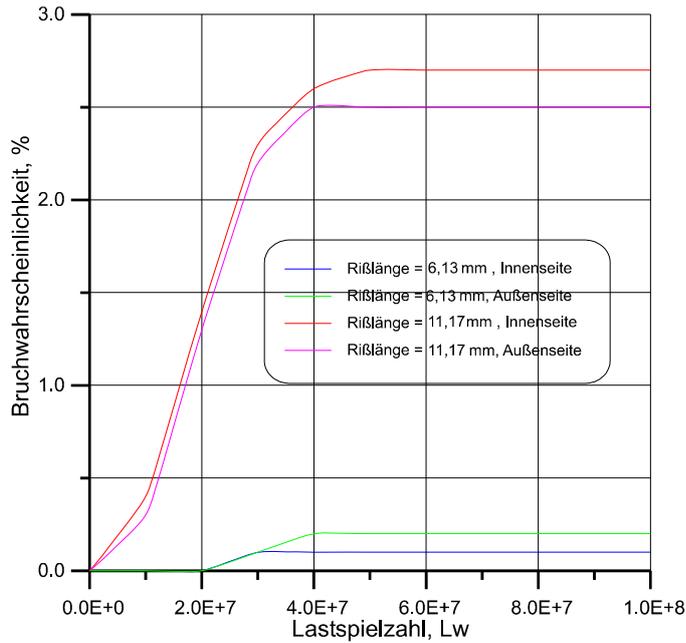


Bild 6.5: Die Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeit von der Nutzungsdauer.

Die Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeit vom Sicherheitsbeiwert S_{ad} zeigt das Bild 6.6. Der anfänglich steile Abfall der Bruchwahrscheinlichkeit geht ab dem Sicherheitsbeiwert von 1,6 in einen nahezu waagerechten Verlauf über. Zu erwarten ist, daß eine weitere Vergrößerung des Sicherheitsbeiwertes zur Gewährleistung der Dauerfestigkeit keine wesentliche Verbesserung der Bruchsicherheit bewirkt. Somit folgt, daß die Größe des Sicherheitsbeiwertes $S_{ad} = 1,35^2 = 1,82$ auf Grund der Praxiserfahrungen mit der Dauerfestigkeit richtig gewählt worden war.

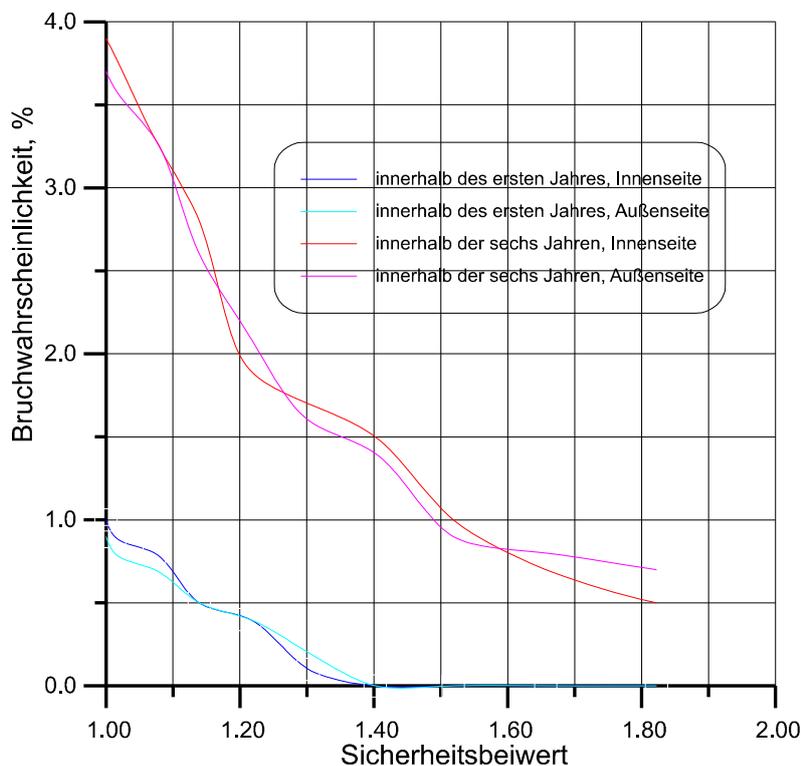


Bild 6.6: Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeit vom Sicherheitsbeiwert.

Um die Bruchwahrscheinlichkeit noch weiter im Detail zu analysieren, wurde die Bruchwahrscheinlichkeit für jeweils 10 mm breite kreisringförmige Bereichen der Radscheibe berechnet (Bild 6.7). Die numerische Simulation zeigt, daß der besonders gefährdete Bereich innerhalb der ersten Krümmung der Radscheibe liegt (zwischen ca. 170 mm und 210 mm). Der zweite Bereich mit einer relativ großen Bruchwahrscheinlichkeit liegt am Übergang der Radscheibe zum Radkranz ($R > 375 \text{ mm}$), entsprechend den Empfehlungen für die zerstörungsfreie Prüfung außerhalb des Bereiches, in dem Oberflächendefekte der als zulässig angesehenen Größe vorhanden sein dürfen.

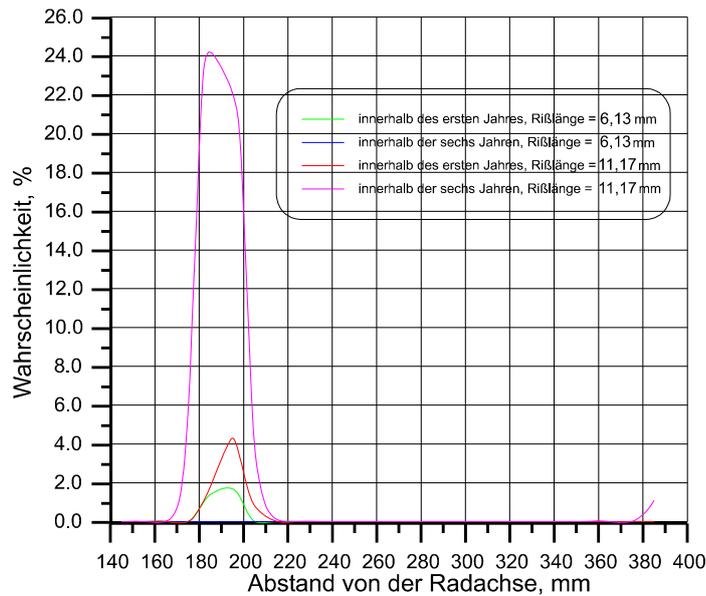


Bild 6.7: Die Abhängigkeit der Bruchwahrscheinlichkeit von der radialen Koordinate.

Die Analyse der Abhängigkeit den ermittelten Ergebnissen von der Größe bei der Simulation angenommenen Belastungsblöcken im Bereich von jeweils 10^3 bis 10^4 Belastungszyklen hat keinen nennenswerten Einfluß gezeigt.

7. Schlußfolgerungen aus den Untersuchungen

7.1. Die Ergebnisse der bruchmechanischen Analysen

Überwalzungen an der Oberfläche des Scheibenbereiches der BV1-Vollräder älterer Bauart lassen sich auf Grund ihrer geometrischen Gestalt im Querschliff als schräg zur Oberfläche verlaufende Risse idealisieren. Zur Analyse und Bewertung der Dauerfestigkeit derartiger Oberflächendefekte können die Methoden der Bruchmechanik herangezogen werden.

Zur Analyse der Materialbeanspruchung werden die Spannungsintensitätsfaktoren verwendet, die die nominellen Spannungen in der Umgebung des rißartigen Defektes und die geometrischen Parameter des Defektes selbst berücksichtigen. Von den relevanten Spannungen im Scheibenbereich der Vollräder, den radkraftabhängigen Spannungen, den Eigenspannungen und den bremsbedingten Temperaturspannungen, sind die Spannungen aus den beiden Radkraftkomponenten mit Hilfe der Methode der finiten Elemente berechnet worden. Als verursachende Größen dieser Spannungen wurden die miteinander korrelierten Kollektive der Rad aufstandskraft und der Führungskraft verwendet, die an vollbeladenen Güterwagen gemessen wurden. Die an zwei unterschiedlich verschlissenen BV1-Vollrädern gemessenen Eigenspannungen sind für die bruchmechanischen Berechnungen statistisch aufbereitet worden. Unter der Annahme, daß der Radkranzverschleiß als maßgebend für die sich ausbildenden und im Laufe der Lebensdauer verändernden Eigenspannungen ist, wurden die vom Radius der Meßstelle abhängigen Stichprobenparameter Mittelwert und Standardabweichung zur Interpolation, aber auch zur Extrapolation der Eigenspannungen innerhalb der realen Werte der Radkranzstärke verwendet. Die Radkranzstärke wurde als gleichverteilter Zufallswert innerhalb seiner zulässigen Grenzen angenommen, was der Realität bei gebrochenen Eisenbahnvollrädern entspricht, die durch Laufflächenquerrisse geschädigt worden waren. Für die temperaturabhängigen Spannungen, die durch die Einwirkung der Klotzbremsen auf die Laufflächen der Vollräder hervorgerufen werden, sind FEM-Berechnungen für den Fall einer Stoppbremsung aus einer Geschwindigkeit von 90 km/h verwendet worden. Die maßgebenden zeitabhängigen Temperaturspannungen stellen sich entsprechend den Berechnungen erst nach Beendigung des Bremsvorganges im Scheibenbereich ein.

Die für die Beanspruchung des Radscheibenmaterials im Bereich der Rißspitze maßgebenden Spannungsintensitätsfaktoren sind aus der einschlägigen Literatur nur in unzureichendem Maß bekannt, so daß eigene FEM-Berechnungen durchgeführt wurden, um alle maßgebenden Parameter der Rißgröße und -neigung erfassen zu können. Da sich die Spannungen im Bereich der Radscheibe mit guter Näherung als linear veränderlich mit der Koordinate in Dickenrichtung einstellen, sind die Spannungsintensitätsfaktoren sowohl für Membran-, als auch für Biegespannungen ermittelt worden.

Die bruchmechanische Eigenschaft der Dauerfestigkeit, der Schwellenwert der Ermüdungsrißausbreitung, ist aus der einschlägigen Literatur für Vollradstahl zwar ermittelt worden, doch unterscheidet sich der alte Vollradstahl BV1 von den modernen Vollradstählen, so daß eine Übertragung der bekannten experimentellen Daten auf das vorliegende Problem nur unter großem Vorbehalt möglich ist. Um die zutreffenden bruchmechanischen Eigenschaften zu gewinnen, wurden eigene Versuchen mit einer Ermüdungsresonanzapparatur durchgeführt. Da bekanntlich das Beanspruchungsverhältnis R als der Quotient aus der minimalen zur maximalen Nominalspannung einen wesentlichen Einfluß auf den Schwellenwert hat, wurden in einer Simulationsrechnung die Wahrscheinlichkeitsverteilungen des Beanspruchungsverhältnisses unter etwas vereinfachenden Bedingungen ermittelt. Es zeigte sich, daß das Beanspruchungsverhältnis durch die Überlagerung aller relevanten Spannungen zwischen -1 und $+1$ liegt. Dementsprechend mußten die experimentellen Untersuchungen über die gesamte Breite

des Beanspruchungsverhältnisses R vorgenommen werden. Üblicherweise werden derartige Experimente nur im Zugschwellbereich durchgeführt, da sich auf die in der Bruchmechanik üblichen Proben, die CT-Probe, die Dreipunkt-Biegeprobe und die übliche Zugprobe mit Mittelriß und Bolzeneinspannung, eine wechselnde Beanspruchung nicht aufbringen läßt. Verwendet wurden für die eigenen Untersuchungen beidseitig eingespannte Biegeproben, die sowohl einer schwellenden, als auch einer wechselnden Schwingbeanspruchung unterworfen werden können.

Die bruchmechanischen Dauerfestigkeitsberechnungen sind als Monte-Carlo-Simulation durchgeführt worden, um die reale Streubreite des dauerfesten Rißverhaltens erfassen zu können. Da nach den experimentellen Befunden alle Bereiche der Radscheibe mit Überwalzungen behaftet sein können, wurden die ersten Simulationsrechnungen mit 10000 Varianten der relevanten, stochastisch schwankenden Einflußgrößen für jeweils 10 mm breite Scheibenbereiche durchgeführt, um die am stärksten gefährdeten Scheibenbereiche zu ermitteln. Die Auftragung der repräsentativen Werte der dauerfesten Rißgrößen, denen in dem jeweils untersuchten Scheibenbereich eine Dauerfestigkeit von 90 Prozent entspricht, zeigt, daß die größte Gefährdung bei gebremsten Rädern auf der Scheibenaußenseite im Übergang zum Radkranz und zur Nabe vorliegt. Ungebremste Vollräder zeigen eine größere Dauerfestigkeit als gebremste Vollräder. Um die Dauerfestigkeit der gesamten Scheibenbereiche einschätzen zu können, wurden Monte-Carlo-Simulationen der Dauerfestigkeit für die beiden Radscheiben-seiten für gebremste Vollräder durchgeführt. Da die Monte-Carlo-Simulation zwar im Mittel realistische Werte ergibt, bei der Ermittlung der extremen Resultate auf Grund der verwendeten Annahmen über die Verteilungstypen der streuenden Einflußgrößen Abweichungen zwischen Simulation und Realität auftreten können, wurden als repräsentative Resultate für die minimale dauerfeste Rißgröße die Rißgrößen betrachtet, denen nach der Simulation eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 Prozent entspricht. Damit hat der repräsentative Wert der dauerfesten Rißgröße genau die Überlebenswahrscheinlichkeit, die bei konventionellen Dauerfestigkeitsberechnungen auf der Grundlage von Spannungen die Kennwerte der Dauerfestigkeit haben. Um aber auch für die restlichen 10 Prozent der Fälle mit kleineren dauerfesten Rißgrößen das Rißwachstum zu unterbinden und somit eine nahezu 100prozentige Dauerfestigkeit zu erreichen, werden Sicherheitsbeiwerte verwendet, deren Größe nach dem Stand der Technik des Dauerfestigkeitsnachweises für Spannungen bekannt ist. Da bei den bruchmechanischen Dauerfestigkeitsberechnungen die Sicherheitsbeiwerte jedoch nicht auf Spannungen, sondern auf Rißgrößen bezogen werden, sind Umformungen vorgenommen worden, wobei die auf die Spannungen bezogenen Sicherheitsbeiwerte quadriert werden müssen, um die Sicherheitsbeiwerte zu erhalten, die auf die Rißgröße bezogen sind.

Die bruchmechanischen Analysen für tangential, d.h. in Umfangsrichtung des Rades verlaufende Oberflächendefekte ergibt sich unter Berücksichtigung eines auf die Rißgröße bezogenen Sicherheitsbeiwertes von $1,35^2$, der aus konventionellen Dauerfestigkeitsbewertungen abgeleitet wurde, eine zulässige dauerfeste Defektgröße von $a_{D\text{zul}} = 6,13 \text{ mm}$.

Da die bruchmechanisch relevante Defektgröße a als die Größe der Überwalzung, die sich unter dem experimentell ermittelten Neigungswinkel in das Material hinein erstreckt, zerstörungsfrei nur in unzureichendem Maße erfaßbar ist, muß als relevante geometrische Größe für die zerstörungsfreie Prüfung die Länge L des Defektes auf der Oberfläche der Radscheibe herangezogen werden. Da die Defektlänge L in die bruchmechanischen Berechnungen infolge der Idealisierung des Risses als (ebener) Durchriß nicht eingeht, muß der Zusammenhang zwischen a und L auf Grund experimenteller Untersuchungen hergestellt werden. Da sich eine verwertbare Korrelation zwischen der Defektgröße a und der Defektlänge L nicht ableiten läßt, wurde für die Umrechnung der zulässigen Defektangaben die Grenzkurve des Streufel-

des herangezogen. Infolge dieser extremen Umrechnung ergibt sich für Vollräder mit Walzdefekten durch die zerstörungsfreie Prüfung eine zusätzliche, quantitativ jedoch nicht erfaßte Sicherheit.

Ausgehend von der zulässigen Defektgröße $a_{D\ zul}$, ergibt sich die **zulässige Defektlänge auf der Oberfläche** des Vollrades zu

$$L_{D\ zul} \approx 50\text{ mm}$$

Diese zulässige Defektlänge stimmt mit dem Wert überein, der in einer Vorabsprache als zulässig in Betracht gezogen wurde. Gegenüber den ursprünglichen Festlegungen für die Belange der Bahn wurde jedoch auf Grund der bruchmechanischen Dauerfestigkeitsanalysen und -bewertungen der Bereich, in dem Überwalzungen bis zu der oben genannten Größe vorhanden sein dürfen, eingeschränkt auf den Scheibenbereich mit der radialen Koordinate von 140 mm bis 375 mm gemessen von der Radsatzachse.

Radial verlaufende Oberflächendefekte lassen sich zwar in analoger Weise analysieren und bewerten, doch sind die Tangentialspannungen sowohl erfahrungsgemäß als auch entsprechend den durchgeführten Spannungsberechnungen geringer als die Radialspannungen. Für die Bewertung der radial wie auch der schräg auf der Oberfläche verlaufenden Überwalzungen können die Kriterien zugrunde gelegt werden, die für die Tangentialdefekte abgeleitet wurden.

Im Ergebnis der bruchmechanischen Untersuchungen sollten Defekte, die nachgewiesenermaßen oder vermutlich eher senkrecht als schräg in die Oberfläche hineinlaufen, generell nicht zugelassen werden. Dazu zählen nach bisherigen Erkenntnissen Rißnester, Überwalzungen bzw. Seigerungen oder Einschlüsse an der Unterseite des Radkranzes, aber auch rißartige Defekte bzw. Ermüdungsrisse an den Mitnehmerbohrungen.

Wird das oben angegebene Kriterium der Bewertung der Defekte bei der zerstörungsfreien Prüfung zugrunde gelegt, so ergibt sich, daß 62% der an den alten BV1-Vollrädern festgestellten Walzdefekte als zulässig angesehen werden können (vgl. Tabelle 1.2), was jedoch nicht automatisch bedeutet, daß auch der gleiche Prozentsatz der defekten Vollräder weiterverwendet werden kann, da Vollräder, wenn sie Überwalzungen aufweisen, meistens mehrere Defekte unterschiedlicher Größe im Scheibenbereich haben.

Der Ort der höchsten Beanspruchung und der Rißbildung liegt bei gebremsten Vollrädern nach den bruchmechanischen Berechnungen für die Bedingungen der Praxisbeanspruchung auf der Strecke auf der Außenseite der Radscheibe. Ist das Rad keiner Bremsbeanspruchung unterworfen, so liegt die kritische Stelle der Beanspruchung auf der Innenseite der Radscheibe im Bereich der nabennahen Krümmung bei der Radialkoordinate von etwa 180 mm. Ohne daß bei den durchgeführten Simulationsrechnungen die speziellen Bedingungen des Umlaufbiegeprüfstandes berücksichtigt wurden, ergeben sich nahezu ideale Übereinstimmungen hinsichtlich des nicht dauerfesten Bereiches der Radscheiben. Die Rißbildungen erfolgten unter den Prüfstandsbedingungen bei der Radialkoordinate von 171 mm.

7.2. Kritische Einschätzung des erreichten Standes der Untersuchungen

Zur umfassenden wissenschaftlichen Lösung der Problematik der Oberflächendefekte im Scheibenbereich der Vollräder sind die folgenden Komplexe betrachtet worden:

- 1) Da entgegen der ursprünglichen Annahme, daß im wesentlichen keine Versagensfälle an den BV1-Vollrädern älterer Bauart aufgetreten sind, im Verlaufe der betrieblichen Nutzung doch mehrere Räder dieser Bauart gebrochen sind, ist es unbedingt erforderlich, die Gesamtheit dieser **Schadensfälle bzw.** Schadensberichte aufzuarbeiten im Hinblick auf Gemeinsamkeiten und Besonderheiten bei der Schädigung (Bruchflächenverlauf, Rißausgangspunkte, geometrische Parameter der Ermüdungsrisse, Werkstoffeigenschaften, Betriebsbedingungen bei Auffindung des Bruchs, Schadensfolgen usw.), sofern das gegenwärtig überhaupt noch möglich ist. Bezüglich neuerer Schadensfälle wird seitens der FH Brandenburg ein Informationsaustausch mit der DB AG angestrebt.
- 2) Die Art und Größe der **herstellungsbedingten Defekte** sowie ihrer geometrischen Parameter wie Länge und Ausrichtung auf der Scheibenoberfläche, Ausdehnung und Neigung unter der Oberfläche sind weitergehend erfaßt worden. Da seitens der DB AG das Programm der zerstörungsfreien Prüfung der BV1-Vollräder mittlerweile abgeschlossen wurde, ist nicht damit zu rechnen, daß das statistische Datenmaterial vervollständigt werden kann. Die zur Zeit bekannten Daten über die Oberflächendefekte sind jedoch im wesentlichen ausreichend, um eine zufriedenstellende statistische Beschreibung der Defekte zu ermöglichen.
- 3) Ursprünglich war seitens der DB AG erklärt worden, daß eine Analyse der **Betriebsbelastungen**, d.h. der auf die Räder einwirkenden Aufstand- und Führungskräfte, für den fraglichen Vollradtyp bei Meßfahrten auf der Strecke durchgeführt werden soll. Diese Versuche wurden jedoch nicht realisiert. Für die Analyse des Verhaltens durch Überwalzungen geschädigter Vollräder mußte dementsprechend auf vorhandene Daten für Radkraftkollektive und Achsfahrmassenhistogramme zurückgegriffen werden. Ob durch die verwendete Datenbasis grundlegende Fehler eingeflossen sind, ist zu bezweifeln, da je nach der betrachteten Streckenführung sich unterschiedliche Radkraftkollektive ergeben.

Ausgehend von den bei Streckenversuchen gemessenen korrelierten Radkraftkomponenten in Form einer Koeffizientenmatrix, die von Messungen an anderen Radbauarten her schon bekannt sind, sind die Spannungen im Bereich der Radscheibe mit Hilfe eines FEM-Programms unter Zugrundelegung der nominellen Radscheibendicke entsprechend den Zeichnungsangaben berechnet worden. Die Dickentoleranzen der Radscheibe wurden näherungsweise dadurch berücksichtigt, daß die Spannungen bei abweichenden Radscheibendicken in den aus Untersuchungen bekannten Grenzen als umgekehrt proportional der Radscheibendicke angenommen wurden. Da bei reiner Biegebeanspruchung die Spannungen umgekehrt proportional dem Quadrat der Scheibendicke sind, sind somit etwas konservative Spannungen in der Rechnung berücksichtigt worden.

Neben den Radkraftspannungen sind auch die Spannungen infolge der bremskraftbedingten inhomogenen Temperaturverteilungen von Interesse, wobei die aus Überbremsungen resultierenden Temperaturverteilungen als generell schädigend nicht in die vorliegenden Untersuchungen einbezogen wurden. Letztere sind maßgebend für den Bruch von Vollrädern, bei denen die Rißbildung im Radkranz stattfindet, die aber hier nicht betrachtet werden. In die Untersuchungen einbezogen werden müssen die Spannungen infolge der Temperaturfelder, die sich bei normalen Stoppbremsungen ergeben. Ob der Einfluß der Bremsspannungen maßgebend ist für den Versagensfall, hängt nach bisherigen Erkenntnissen u.a. vom Ort der Schädigung ab. Da globale Schlußfolgerungen über die Einbeziehung oder Außerachtlassung der Bremsspannungen gegenwärtig nicht möglich sind, was auch von der Art der Rißausbreitung abhängen kann, sind die Temperaturspannungen als gleichbe-

rechtigt neben den Radkraftspannungen betrachtet worden. Da die größten Temperaturspannungen im Scheibenbereich sich erst dann einstellen, wenn das Fahrzeug zum Stillstand gekommen ist, ist die volle Berücksichtigung der Temperaturspannungen bei der zyklischen Beanspruchung für die meisten Beanspruchungsfälle eine konservative Annahme.

Die im Hinblick auf die Ursache dritte Art von Spannungen im Scheibenbereich der Vollräder ist durch die Eigenspannungen gegeben, die sich infolge des Herstellungsprozesses gebildet haben, die aber eventuell durch die Bremsungen und den Verschleiß des Radkranzes verändert wurden. Während man geneigt sein wird, die Eigenspannungsverteilung in Vollrädern infolge der Radgeometrie, des Radkranzverschleißes und der Radbeanspruchung als rotationssymmetrisch anzunehmen, zeigen Messungen zum Teil sehr starke Abweichungen von der Rotationssymmetrie. Die Konsequenz aus dieser Tatsache ist, daß die Eigenspannungsermittlungen nur experimentell vorgenommen werden sollten, und daß die Messungen am Rad nicht nur in einer radialen Schnittebene, sondern sinnvollerweise in mehreren radialen Ebenen vorgenommen werden sollten, die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Entsprechend den Erfahrungen und den technischen Möglichkeiten, wurden die Messungen an den BV1-Vollrädern in drei Schnittebenen durchgeführt. Inwieweit die vorliegenden Messungen an zwei verschiedenen Vollrädern mit unterschiedlichem Radkranzverschleiß repräsentativ und ausreichend für die Lösung der Forschungsproblematik sind, sei dahingestellt.

Da seitens der Deutschen Bahn AG kein Interesse gezeigt wurde an einer Sanierung von Vollrädern mit Oberflächendefekten durch Sandstrahlen der Radscheibenoberflächen sind durch Sandstrahlen hervorgerufenen Druckeigenspannungen (nach Größe und Tiefenwirkung) nicht ermittelt worden.

- 4) Berechnungen der **Spannungsintensitätsfaktoren** zur Beschreibung der Beanspruchung im Rißspitzenbereich bei linear-elastischem Materialverhalten sind mit Hilfe von Finite-Element-Programmen vorgenommen worden. Auf Grund der unterschiedlichen Größenordnung der Defektparameter a und L ist es sowohl für die bruchmechanische Dauerfestigkeitsanalyse als auch für die Analyse der zyklischen Rißausbreitung ausreichend, die rißartigen Defekte als ebene und schräg zur Oberfläche verlaufende, gerade Kantenrisse zu idealisieren.

Für die bruchmechanische Dauerfestigkeitsanalyse sind die Spannungsintensitätsfaktoren für die als eben idealisierten Defekte mit Hilfe eines FEM-Programms in Abhängigkeit vom Neigungswinkel und der relativen Durchdringung des Scheibenbereiches bestimmt worden. Durch eine vergleichende Gegenüberstellung der Spannungsintensitätsfaktoren für die wachsenden Ermüdungsrisse, die ihre Richtung gegenüber der Defektrichtung verändern, mit senkrecht zur Oberfläche sich ausbreitenden Ermüdungsrisse konnte auf Grund der Geringfügigkeit der Unterschiede der Spannungsintensitätsfaktoren auf die umfassende Bestimmung von Spannungsintensitätsfaktoren für abgewinkelte Ermüdungsrisse (mit den vielfältigen Variationen hinsichtlich der weiteren Entwicklungsrichtung) verzichtet werden.

- 5) Die experimentelle Ermittlung und statistische Aufbereitung der **bruchmechanischen Rißausbreitungseigenschaften** des alten Vollradstahls BV 1
- Schwellenwert ΔK_{th} ,
 - Rißwachstumsrate da/dN ,
 - statische und dynamische Bruchzähigkeit K_{Ic} , bzw. K_{Id}

konnte im Rahmen des DFG-Projektes nicht im ursprünglich vorgesehenen Umfang realisiert werden.

Die durch den Schwellenwert ΔK_{th} charakterisierte bruchmechanische Dauerfestigkeit rißgeschädigter Bauteile ist für den Vollradstahl BV1 im Beanspruchungsbereich von etwa $-1 \leq R \leq 1$ umfassend untersucht worden, so daß neben dem Beanspruchungsverhältnis auch die Größe des Streubereichs der Schwellenwerte beurteilt werden kann. Die Probenentnahmerichtung, d.h. die Richtung des Risses zur Walzrichtung, hat keinen Einfluß auf den Schwellenwert. Welcher Einfluß noch näher untersucht werden muß, ist der der Prüffrequenz. Während die Angaben aus der Literatur nicht eindeutig sind, ergibt sich aus den eigenen Untersuchungen auf Grund der durchgeführten Versuche eine Minderung des Schwellenwertes mit der Prüffrequenz. Da die Beanspruchungsfrequenz rollender Eisenbahnräder in der Größenordnung von etwa 10 Hz liegt, die Probenbeanspruchung jedoch in der Größenordnung von 64 bis 95 Hz lag, sind weiterführende Untersuchungen unbedingt erforderlich.

Die Rißwachstumsrate da/dN wird oftmals nur als abhängig von der Schwingweite des Spannungsintensitätsfaktors angegeben sowie weitgehend unabhängig vom Beanspruchungsverhältnis $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ und der Prüffrequenz. Nach eigenen Erfahrungen können jedoch sowohl das Beanspruchungsverhältnis, als auch die Beanspruchungsfrequenz einen statistisch gesicherten Einfluß haben, wobei nach Aussagen aus der Literatur die Rißwachstumsrate sich mit abnehmender Frequenz einem Grenzwert nähert. Unter diesem Aspekt wurden die experimentellen Rißwachstumsuntersuchungen bei unterschiedlichen Beanspruchungsverhältnissen und Frequenzbereichen durchgeführt. Während sich ein Einfluß der Prüffrequenz auf das Rißwachstum im Bereich der PARIS-Geraden nicht nachweisen ließ, zeigt das Rißwachstum im Bereich der Zugschwellbeanspruchung eine Zunahme der Rißwachstumsrate mit dem Beanspruchungsverhältnis, bei negativen Beanspruchungsverhältnissen, d.h. im Wechsellastbereich, besteht keine nachweisbare Abhängigkeit der Rißwachstumsrate vom Beanspruchungsverhältnis.

Die beim Bruch von Eisenbahnvollrädern maßgebenden Bruchzähigkeitseigenschaften, die weitgehend von der Größe der wirkenden Beanspruchungsgeschwindigkeit abhängen, sind im Rahmen der verfügbaren Zeit noch nicht untersucht worden. Unter Laborbedingungen werden als charakteristische Eigenschaften bei extremen Beanspruchungsgeschwindigkeiten die statische Bruchzähigkeit K_{Ic} , einerseits und die dynamische Bruchzähigkeit K_{Id} andererseits ermittelt. Die Bruchzähigkeitseigenschaften liegen beim Versagen des Bauteils Vollrad unter Praxisbedingungen zumindest für den Bruch durch die instabile Rißausbreitung ausgehend von Überwetzungen zwischen diesen Extremen. Um eine realistische Einschätzung des Bruchverhaltens vornehmen zu können, sind demnach sowohl die Einflüsse der Prüf- bzw. der realen Bruchtemperatur, als auch der realen Beanspruchungsgeschwindigkeit durch Interpolation zwischen den extremen Bruchzähigkeiten zu berücksichtigen. Die alleinige Verwendung der statischen Bruchzähigkeit als maßgebender Wert der Beanspruchbarkeit ergibt zu günstige, die Verwendung der dynamischen Bruchzähigkeit realistischere, aber auch zu ungünstige Bedingungen, so daß letztlich für eine realitätsnahe Bruchanalyse und -bewertung beide bruchmechanischen Kennwerte erforderlich sind.

- 6) Computerprogramme zur **rechentechischen Simulation** des relevanten Rißausbreitungsphänomens der Dauerfestigkeit, d.h. Ermittlung der Wahrscheinlichkeitsverteilung der dauerfesten Rißgröße, sowie auch der Wahrscheinlichkeitsverteilung der Rißwachs-

tumsdauer wurden erarbeitet. Standen die Analyse und Bewertung der Dauerfestigkeit der Walzdefekte im Mittelpunkt der Betrachtungen bei Berücksichtigung der wesentlichen Einflüsse und ihrer Korreliertheit mit anderen Parametern, so wurden auf Grund des Umstandes, daß derartige Dauerfestigkeitsuntersuchungen bisher noch nicht durchgeführt wurden, auch die Rißwachstumsanalysen zur Untermauerung der Dauerfestigkeitsaussagen genutzt. Der Bruch des Rades konnte wegen des Fehlens der Bruchzähigkeitskennwerte nur recht global als Ende der zyklischen Rißausbreitung berücksichtigt werden, doch kann davon ausgegangen werden, daß eine exaktere Berücksichtigung des Bruchverhaltens keine wesentlich geänderten Aussagen über die Restlebensdauer ergeben wird.

- 7) Die Ableitung der repräsentativen Rißgrößen, denen eine Dauerfestigkeitswahrscheinlichkeit von 90% zugeordnet werden kann, aus den durch Computersimulation gewonnenen Wahrscheinlichkeitsverteilungen der dauerfesten Defektgrößen, und der entsprechenden **zulässigen Defekt- bzw. Rißgrößen** $a_{D_{zul}}$ als Dauerfestigkeitsgrenzmaß bietet im Gegensatz zu den konventionellen Dauerfestigkeitsbewertungen anfänglich fehlerfreier Bauteile erstmals die Möglichkeit, rißartige Defekte in die Betrachtungen einzubeziehen.

Da die Monte-Carlo-Simulation zwar den mittleren Bereich der berechneten Wahrscheinlichkeitsverteilungen mit ausreichender Genauigkeit wiedergibt, für die extremen Ereignisse, auf die es bei der Forschungsproblematik letztlich ankommt, nur unzureichend erfaßt, da zum Teil willkürliche Annahmen z.B. hinsichtlich der verwendeten Wahrscheinlichkeitsverteilungen der berücksichtigten Einflußgrößen verwendet werden, wird bei der Ableitung zulässiger Grenzwerte für die Riß- bzw. Defektgrößen auf die repräsentativen 90%-Quantilwerte der simulierten Wahrscheinlichkeitsverteilungen zurückgegriffen, während die dabei noch verbleibenden Unsicherheiten beim Überleben der geschädigten Bauteile dann durch Sicherheitsbeiwerte - wie sie in der Technik üblich sind - kompensiert werden.

- 8) **Eine experimentelle Überprüfung** der bruchmechanisch abgeleiteten Sicherheitsaussagen, hinsichtlich der Grenzwerte der dauerfesten Rißgrößen anhand der experimentellen Beanspruchung von Proben mit Walzdefekten wird für erforderlich gehalten, da
- keine Praxiserfahrungen mit derartigen Dauerfestigkeitsgrenzwerten vorliegen,
 - für die Analyse der Dauerfestigkeit Vergleichsspannungsintensitätsfaktoren herangezogen wurden, deren Gültigkeit somit experimentell überprüft werden kann und
 - bei der Ermittlung der Schwellenwerte Bruchmechanikproben mit künstlich erzeugten Rissen im vollen Material der Radscheibe verwendet wurden, während der Kerbgrundbereich der Überwalzungen eine davon unterschiedliche Materialstruktur mit möglicherweise davon abweichenden bruchmechanischen Werkstoffeigenschaften aufweist.

Einerseits aus Zeitgründen, andererseits wegen nur wenig verfügbaren Materials mit Überwalzungen wurden derartige experimentelle Überprüfungen noch nicht durchgeführt.

Eine experimentelle Überprüfung des Rißwachstumsverhaltens wird auch zur Quantifizierung der Lastfolgeeffekte für erforderlich gehalten. Lastfolgeeffekte machen sich in einer Minderung der Rißausbreitungsgeschwindigkeit bemerkbar, wenn sich an der Rißspitze eine relativ große plastische Zone gebildet hat, durch die das Weiterwachsen des Risses infolge relativ geringer Schwingweiten der Beanspruchung gemindert wird.

- 9) Die Möglichkeiten zur **Sanierung** und der sinnvollen Weiterverwendung von Vollrädern mit Defekten durch spanende Bearbeitung der geschädigten Oberflächen, durch Sand-

strahlen o.ä. sind nicht analysiert worden, da seitens der Eisenbahnpraxis kein Interesse bestand und dementsprechend auch keine Unterstützung gegeben werden konnte.

- 10) Die bruchmechanischen Resultate für die Analyse und Bewertung der Dauerfestigkeit von Überwalzungen auf der Oberfläche des Scheibenbereichs der BV1-Vollräder lassen sich für die Praxis des Eisenbahnwesens mit Hilfe **zerstörungsfreier Prüfungen** nutzen. Die ursprünglich empirisch getroffenen Festlegungen über die zulässige Defektgröße wurden im wesentlichen bestätigt, jedoch auch hinsichtlich des Bereiches der Radscheiben, in denen Walzdefekte zulässig sind, modifiziert und letztlich in das Vorschriftenwerk der DB AG übernommen.

7.3. Weitere Anwendungsmöglichkeiten bruchmechanischer Dauerfestigkeitsanalysen und –bewertungen

In allen Walz- und Schmiedeerzeugnissen können Materialüberlappungen als Überwalzungen oder Schmiedefalten auftreten. Im folgenden Bild 7.1 sind nach Angaben von POOK [7.1] der Ort der Schädigung von Druckgasflaschen sowie die Bruchlastwechselzahlen (Anzahl der Füllungen und Entleerungen) wiedergegeben. Das Verhalten der rißartigen Defekte ist mit Hilfe der Bruchmechanik analysiert worden. Die Art und Weise, d.h. die genaue Grundlage, auf der die Bruchlastwechselzahlen für die drei unterschiedlichen Defektpositionen bestimmt wurden, ist jedoch nicht bekannt. Die in diesem Bericht dargelegte Methodik ließe sich jedoch ohne Schwierigkeiten auf derartige Defekte übertragen.

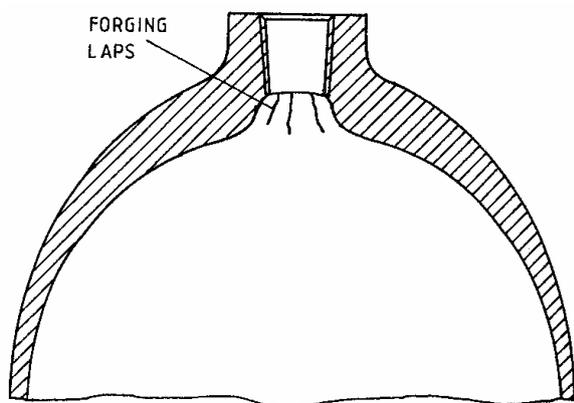
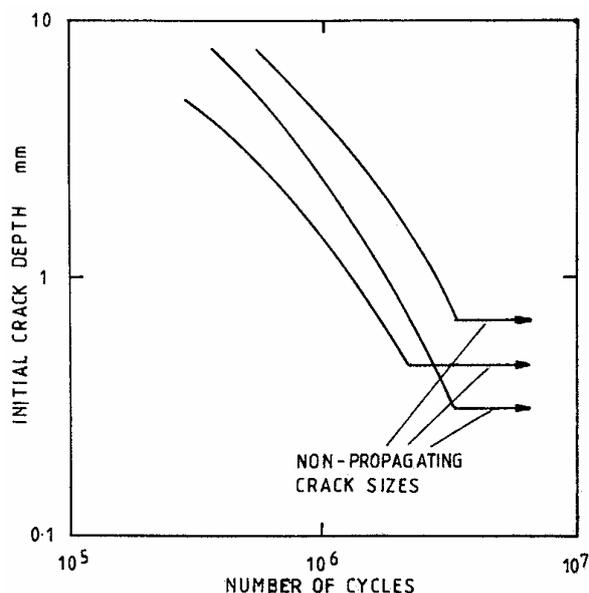


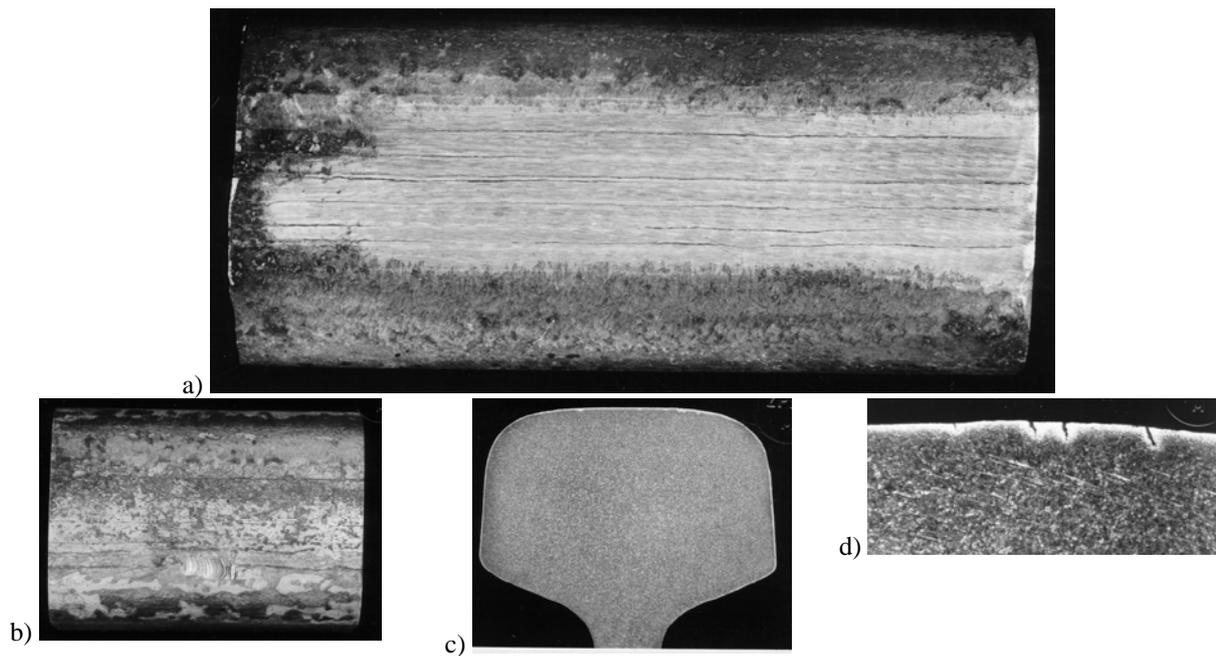
Bild 7.1: Schmiedefalten im Hals stählerner Druckgasflaschen und ihre Bruchlastwechselzahlen in Abhängigkeit von der ursprünglichen Größe der Schmiedefehler für drei unterschiedliche Defektpositionen [7.1].



Walzfehler mit rißartigem Charakter, d.h. Materialüberlappungen oder Haarrisse, sind auch von Eisenbahnschienen her bekannt. In den Lieferbedingungen von Eisenbahnschienen [7.2] ist festgelegt, daß die Schienen frei sein müssen von schädlichen Fehlern, so z.B. von Rissen aller Art, von Schalen usw. Werden bei der Prüfung derartige Fehler jedoch festgestellt, so muß der Abnehmer entscheiden, ob er die Defekte als akzeptabel betrachtet oder ob nicht. In den früheren RGW-Standards über Eisenbahnschienen war die Tiefe von zulässigen Haarrissen mit 1 mm festgelegt worden, wobei diese Festlegung jedoch nicht auf Grund wissenschaftlicher Untersuchungen, sondern als Übereinkunft derjenigen anzusehen ist, die an der Ausarbeitung der Festlegungen beteiligt waren.

Bekannt ist, daß Walzdefekte (mit rißartigem Charakter) in Eisenbahnschienen nicht nur im Schienenkopf, sondern auch im Schienensteg und im Schienenfuß auftreten können, wobei derartige Längs- oder Querdefekte letztlich nach einer gewissen Lebensdauer den Bruch der Schienen verursachen können. Dabei sind u.U. aber auch andere Beanspruchungen als die hier betrachteten Rißöffnungsarten I und II möglich, so daß Erweiterungen unter Einbeziehung der Rißöffnungsart III erforderlich sind. Auf der Grundlage dieses Berichtes ist eine Quantifizierung der zulässigen Größen von Überwalzungen in Eisenbahnschienen möglich.

Zur Veranschaulichung sind im folgenden Bilder von Walzdefekten in Eisenbahnschienen wiedergegeben.



*Bild 7.2: Längsverlaufende Haarrisse auf der Fahrfläche einer Eisenbahnschiene
a) Ansicht der Fahrfläche nach dem Beschleifen
b) Fahrfläche mit Entnahmestelle einer Probe zur Ermittlung der Rißtiefe,
c) Querschliff durch den Schienenkopf,
d) Vergrößerte Wiedergabe des Querschliffs mit den Haarrissen an der Fahrfläche.*



Bild 7.3: Von einem Walzfehler im Schienensteg ausgehender Ermüdungslängsriß.

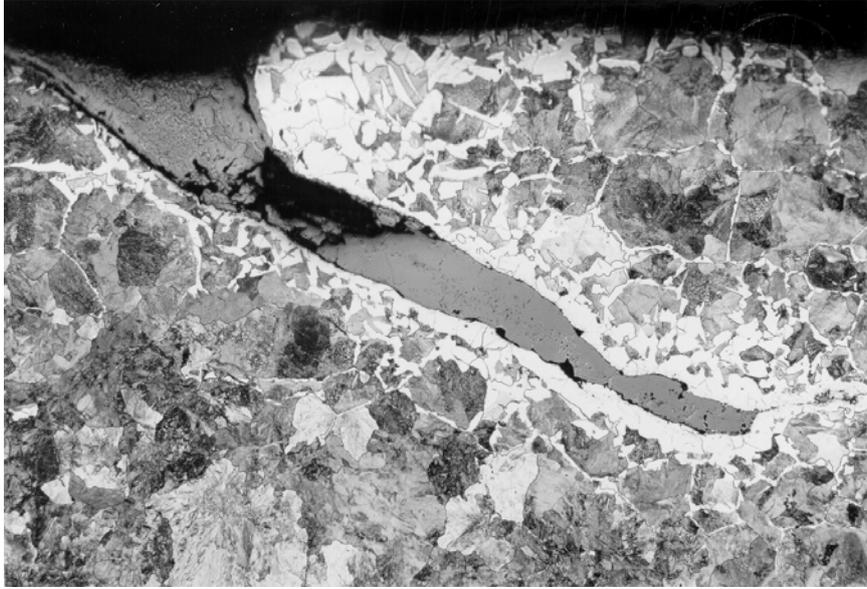
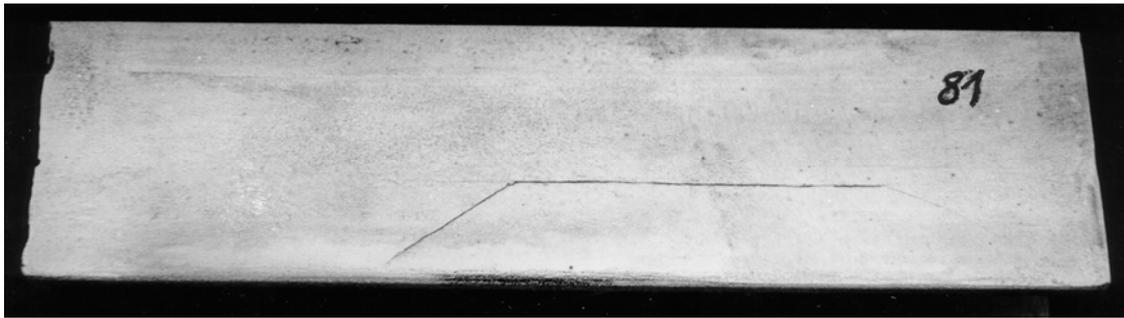
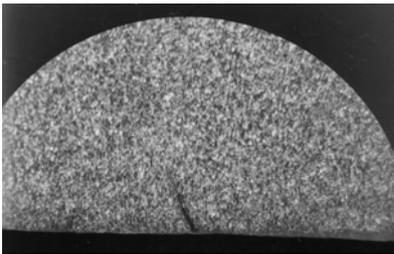


Bild 7.4: Mikroschliff durch eine quer zur Längsrichtung der Schiene verlaufende Überwälzung im Steg einer Zungenschiene.



a)



b)

Bild 7.5: Von einem Walzdefekt im Schienenfuß ausgehender Ermüdungslängsrißbildung

a) Ansicht der Unterseite des Schienenfußes,

b) Querschliff durch den Walzfehler.

7.4. Wirtschaftliche Verwertung der wissenschaftlichen Resultate

Ein wirtschaftlicher Gewinn, insbesondere Patente oder gewerbliche Schutzrechte sind nicht zu erwarten. Nach Auffassung der Autoren sind die durchgeführten Untersuchungen als Muster für einen bruchmechanischen Dauerfestigkeitsnachweis rißgeschädigter Bauteile aufzufassen. Da Bestrebungen im Gange sind, bruchmechanische Sicherheitsnachweise zu normen, werden der Arbeitsgruppe der TH Darmstadt/Fraunhoferinstitut für Werkstoffmechanik Freiburg (Prof. Ch. Berger) die Ergebnisse zur Kenntnis gebracht.

8. Literaturangaben

- [1.1] B. Fredrich: Betriebsfestigkeitsnachweis für Eisenbahnvollräder. Deutsche Bundesbahn, Versuchsanstalt Minden, Bericht 105 181, 7. Juni 1993.
- [1.2] Internationaler Eisenbahnverband (UIC): Technische Lieferbedingungen für Vollräder aus gewalztem, unlegiertem Stahl für Triebfahrzeuge und Wagen. UIC-Merkblatt 812-3.
- [1.3] Räder der Wagen (Terminologie, Katalog der Schäden). Forschungs- und Versuchsammt (ORE) Internationalen Eisenbahnverbandes (UIC), Utrecht Technisches Dokument DT 24/F-D-E, Januar 1972.
- [1.4] Frage E 162 "Zerstörungsfreie Prüfung von Eisenbahnmaterialien im Betrieb": Art und Größe der kritischen Fehler in Rädern und Radsatzwellen. Forschungs- und Versuchsammt des Internationalen Eisenbahnverbandes, Utrecht, Bericht E 162/RP5, April 1987.
- [1.5] Catalogue of Monobloc Wheel Fractures. British Railways, Railway Technical Centre, Derby, June 1981.
- [1.6] Arbeitsunterlagen. Deutsche Bundesbahn, Ausbesserungswerk Darmstadt, Hgl. F, 1993.
- [1.7] U. Börner, M. Korn: Rißuntersuchungen an Radscheiben. Deutsche Bahn AG, Versuchszentrum 1, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht Nr. 443-009/001, 31. März 1994.
- [1.8] U. Börner, M. Korn: Rißuntersuchungen an Radscheiben. Deutsche Bahn AG, Versuchszentrum 1, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht Nr. 443-009/002, 4. Juli 1994.
- [1.9] P. H. Müller, P. Neumann, R. Storm: Tafeln der mathematischen Statistik. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1973.
- [1.10] G. Härtler: Statistische Methoden für die Zuverlässigkeitsanalyse. VEB Verlag Technik, Berlin, 1983.
- [2.1] K.-D. Reemtsema: Lastannahmen und Sicherheiten für Güterwagen. Zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik – Glasers Annalen **107** (1983) 10, Seite 349 – 354.
- [2.2] Schienenfahrzeugbau – Lastannahmen – Senkrechter Stoß. Fachbereichsstandard TGL 33 398/05. Ausgabe: Juni 1986.
- [2.3] Schienenfahrzeugbau – Lastannahmen – Seitenstoß. Fachbereichsstandard TGL 33 398/06. Ausgabe: Dezember 1985.
- [2.4] Junggebauer u.a.: Meßfahrten zur Ermittlung von Beanspruchungs- und Belastungskollektiven an neuen Güterwagenrädern des Typs RAFIL. Deutsche Bahn AG, Versuchszentrum 2, ZTV 243, Bericht 110 433, Anlage 4.

- [2.5] B. Kögel: Bruchmechanische Bewertung fehlerhafter Eisenbahn-Radsatzlagergehäuse. Hochschule für Verkehrswesen „Friedrich List“ Dresden, Dissertation A, 1989.
- [2.6] G. Boudnitski, K.-O. Edel: Oberflächendefekte im Scheibenbereich. Fachhochschule Brandenburg, Brandenburg an der Havel, Arbeitsbericht, August 1995.
- [2.7] K.-O. Edel: Festigkeitsnachweis für spurkranzauftragsgeschweißte R7-Vollräder mit 920 mm Laufkreisdurchmesser. Deutsche Reichsbahn, Zentrum für Material- und Energieökonomie, Brandenburg-Kirchmöser, Anhang zum F/E-Bericht „Spurkranzschweißen an 920er spurstabilen Vollrädern“, Brandenburg, 18. Januar 1989.
- [2.8] K. Menz: Eigenspannungsmessungen an Vollradscheiben. Deutsche Bahn AG, Forschungs- und Versuchszentrum Kirchmöser, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht 543-005, 1995.
- [2.9] K. Wächter, F. Näbrich: Berechnung der Temperaturen und thermischen Spannungen für das klotzgebremste Vollrad für 22,5 t Achsfahrmasse. Hochschule für Verkehrswesen „Friedrich List“ Dresden, Untersuchungsbericht, Dezember 1986.
- [2.10] U. Villa: Temperaturspannungen infolge einer Stoppbremsung. Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, Berechnungsergebnisse, 19. März 1996.
- [3.1] K.-O. Edel: Einschätzung der Dauerfestigkeit von Eisenbahnvollrädern mit Oberflächendefekten im Radscheibenbereich. Fachhochschule Brandenburg, Innovationen - Berichte aus angewandter Forschung und Entwicklung, Brandenburg an der Havel, 30. September 1994.
- [3.2] O. L. Bowie: Solutions of Plane Crack Problems by Mapping Techniques. In: G. C. Sih (editor): Mechanics of Fracture, Vol. I "Methods of Analysis and Solutions of Crack Problems". Noordhoff International Publishing, Leyden, 1973.
- [3.3] Y. Murakami (editor): Stress Intensity Factors Handbook. Pergamon Press, Oxford, 1987.
- [3.4] W. K. Wilson: Research Report 69-1E7-FMECH-R1, Westinghouse Research Laboratories, Pittsburgh, 1969.
- [3.5] C. E. Freese: (Verweis auf BOWIE in [3.3] erscheint fraglich!)
- [3.6] H. Theilig, J. Nickel, K.-O. Edel, M. Hentrich: Spannungsintensitätsfaktoren. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1987.
- [3.7] H. Tada, P. C. Paris, G. R. Irwin: The Stress Analysis of Cracks - Handbook. Del Research Corporation, Hellertown, Pennsylvania, 1973.
- [3.8] H. A. Richard: Praxisnahe Beurteilung von Mixed-Mode-Rißproblemen. Deutscher Verband für Materialprüfung e.V., Berichte der 19. Sitzung des DVM-Arbeitskreises „Bruchvorgänge“, Freiburg, 1987, Seite 357 - 370.

- [3.9] W. W. Panasjuk, M. P. Sawruk, A. P. Dazischin: Spannungsverteilung neben Rissen in Scheiben und Schalen. Verlag 'Naukowa Dumka', Kiew, 1978.
- [3.10] M. P. Stallybrass: A crack perpendicular to an elastic half-plane. *Int. J. Eng. Sci.*, 1970, **8** (1970), 5, 351-362.
- [4.1] Internationaler Eisenbahnverband (UIC): Technische Lieferbedingungen für Wagen-Vollräder. UIC-Merkblatt 812-3. 2. Ausgabe, 1.1.1963.
- Internationaler Eisenbahnverband (UIC): Technische Lieferbedingungen für Vollräder aus gewalztem, unlegiertem Stahl für Triebfahrzeuge und Wagen. UIC-Merkblatt 812-3. 5. Ausgabe, 1.1.1994.
- [4.2] U. Börner, M. Korn: Rißuntersuchungen an Radscheiben. Deutsche Bahn AG, Versuchszentrum 1, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht Nr. 443-009/001, 31. März 1994.
- [4.3] U. Börner, M. Korn: Rißuntersuchungen an Radscheiben. Deutsche Bahn AG, Versuchszentrum 1, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht Nr. 443-009/002, 4. Juli 1994.
- [4.4] B. Fredrich: Betriebsfestigkeitsnachweis für Eisenbahnvollräder. Deutsche Bundesbahn, Versuchsanstalt Minden, Bericht 105 181, 7. Juni 1993.
- [4.5] M. Schaper: Ermittlung des Schwellwertes für Ermüdungsrißausbreitung für Vollradstahl. Akademie der Wissenschaften, ZFW Dresden, Ergebnisbericht 252/87, 26. Juni 1987.
- [4.6] K.-O. Edel, M. Schaper: Bruchmechanische Dauerfestigkeitsanalyse der rißgeschädigten Lauffläche überbremsender Eisenbahnvollräder. *Schienen der Welt* **23** (1992) 11, Seite 35 – 49.
- [4.7] H. Döker, V. Bachmann, D. E. Castro, G. Marci: Schwellwert der Ermüdungsrißausbreitung: Bestimmungsmethoden, Kennwerte, Einflußgrößen. *Zeitschrift für Werkstofftechnik* **18** (1987), Seite 323 – 329.
- [4.8] L. Hagn: Kritische Oberflächenfehler in hochbeanspruchten Wellen-Bereichen. *Der Maschinenschaden* **59** (1986) 3, Seite 93 – 102.
- [4.9] Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, Designation ASTM E 647-88, 1988.
- [4.10] R. Storm: Wahrscheinlichkeitsrechnung, mathematische Statistik und statistische Qualitätskontrolle. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 6. Auflage, 1976.
- [4.11] T. Yokobori, K. Sato: The Effect of Frequency on Fatigue Crack Propagation Rate and Striation Spacing in 2024-T3 Aluminium Alloy and SM-50 Steel. *Engineering Fracture Mechanics* **8** (1976), Seite 81 – 88.

- [4.12] K.-O. Edel: Die Ermittlung der bruchmechanischen Eigenschaften rißgeschädigter Brückenteile. VDI-Berichte Nr. 902, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991, Seite 313 – 342.
- [4.13] Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials. American Society for testing and Materials, Designation ASTM E 399-81, 1981.
- [4.14] RGW-Empfehlung zur Standardisierung RS 3642-72: Metalle. Prüfverfahren. Bestimmung der Bruchzähigkeit K_{Ic} bei statischer Belastung. 1972.
- [4.15] C. S. Carter, R. G. Caton: Fracture Resistance of Railroad Wheels. Boeing Commercial Airplane Company, Seattle, Report FRA-ORD&D-75-12, September 1974.
- [4.16] M. Castagna, T. Venturelli, S. Venci, G. Brazzoduro, F. Montechiaro, R. de Martini: Apport de la mécanique de la rupture à la recherche des qualités optimales des roues monoblocs. Fourth International Wheelset Congress, Paris, 1972.
- [4.17] H. Blumenauer, M. Beckert, H. Matzak, E. Schick, M. Streitenberger: Bruchmechanische Untersuchungen an Druckbehältern. VI. Symposium „Verformung und Bruch“, Technische Hochschule Otto von Guericke Magdeburg, 7.-9. September 1982.
- [4.18] J. C. Ritter: A Modified Thickness Criterion for Fracture Toughness Testing. Engineering Fracture Mechanics **9** (1977), Seite 529 – 540.
- [4.19] K.-O. Edel: Untersuchung des Bruchverhaltens von Eisenbahnschienen und – vollrädern. Technische Hochschule Otto von Guericke Magdeburg, Dissertation B, Januar 1987.
- [4.20] E. Nishioka, S. Nishimura, K. Hirakawa, K. Tokimasa, S. Suzuki: Fracture Mechanics Approach to the Strength of Wheelsets. Sixth International Wheelset Congress, Colorado Springs, 1978, Seite 2-4-1 bis 2-4-15.
- [4.21] K.-O. Edel: Die Anwendung der linear-elastischen Bruchmechanik in der Eisenbahntechnik. Zentrales Forschungsinstitut des Verkehrswesens, Zentrum für Material- und Energieökonomie, Brandenburg-Kirchmöser, Bericht, April 1983.
- [4.22] P. Fox, G. Hewitt: Wheel and Tyre Development on British Railways. Fourth International Wheelset Congress, Paris, 1972.
- [4.23] E. Schmidtman: Bruchmechanikuntersuchungen an Stählen – Einfluß der Belastungsgeschwindigkeit. In: Beiträge zur Bruchmechanik metallischer Werkstoffe. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 5, Nr. 20, 1975, Seite 77 – 85.
- [4.24] M. Holzmann, J. Man: Dynamická lomová houzevnatost (Dynamische Bruchzähigkeit). Zvaranie pre prax (Beilage zur Zeitschrift *Zvaranie*) (1977) 5/9, Seite 1 – 43.
- [4.25] M. Kaulfürst: Bruchzähigkeitsuntersuchungen an Stählen des Eisenbahnwesens. Technische Hochschule Otto von Guericke Magdeburg und Zentrales Forschungsinstitut des Verkehrswesens, Zentrum für Material- und Energieökonomie, Brandenburg-Kirchmöser, Praktikumsbericht, 27. Februar 1984.

- [4.26] J. M. Hyzak, I. M. Bernstein, D. H. Stone: The Effects of Microstructural Variations on the Strength and Toughness of Rail Steels. Association of American Railroads, Technical Center, Chicago, Ill., Report No. R-168, April 1975.
- [4.27] W. Mombrei, P. Ottlinger, D. Bösel: Einflüsse auf die Bruchneigung klotzgebremster Eisenbahn-Vollräder. *Die Eisenbahntechnik* **30** (1982) 8, Seite 423 – 426.
- [4.28] H.,-D. Piehl, M. Zerche, A. Lehmann: Klimadaten der Deutschen Demokratischen Republik – Ein Handbuch für die Praxis, Reihe B, Band 1 „Lufttemperaturen“. Meteorologischer Dienst der DDR, Potsdam, 1980.
- [4.29] K.-O. Edel, H. Hintze: Beanspruchung und Beanspruchbarkeit bruchgefährdeter Eisenbahnvollräder. Zentrales Forschungsinstitut des Verkehrswesens, Zentrum für Material- und Energieökonomie, Brandenburg-Kirchmöser, Zwischenbericht, Dezember 1984.
- [4.30] K. Mitura, P. Matussek, D. und R. Faja: Zur Entwicklung von Stählen für Radreifen und Vollräder unter Nutzung von Betriebserfahrungen. 14. Verkehrswissenschaftliche Tage, Hochschule für Verkehrswesen Friedrich List Dresden, 10.-13. September 1984, Vorträge der Tagungssektion VI, Seite VI/44 – VI/47.
- [4.31] U. Börner, B. Glaser: Untersuchung von Oberflächenfehlern an Radscheiben. Deutsche Bahn AG, Zentralbereich Forschung und Versuche, Forschungs- und Versuchszentrum Kirchmöser, Brandenburg-Kirchmöser, Versuchsbericht Nr. 543-001, 13. April 1995.
- [4.32] European Rail Research Institute: ERRI AG B 169/4.
- [5.1] H. A. Richard: Praxisnahe Beurteilung von Mixed-Mode-Rißproblemen. Deutscher Verband für Materialprüfung e.V., Berichte der 19. Sitzung des DVM-Arbeitskreises „Bruchvorgänge“, Freiburg, 1987, Seite 357 – 370.
- [5.2] B. Hänel: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Vorhaben AIF-Nr. 156 D; FKM-Nr. 69 15 41, Abschlußbericht, Entwurf 12/1993.
- [5.3] B. Fredrich: Betriebsfestigkeitsnachweis für Eisenbahnvollräder. Deutsche Bundesbahn, Versuchsanstalt Minden, Bericht 105 181, 7. Juni 1993.
- [6.1] H. A. Richard: Praxisnahe Beurteilung von Mixed-Mode-Rißproblemen. Deutscher Verband für Materialprüfung e.V., Berichte der 19. Sitzung des DVM-Arbeitskreises „Bruchvorgänge“, Freiburg, 1987, Seite 357 - 370.
- [7.1] L. P. Pook: A Brief Introduction to Fracture Mechanics and the Role of NDT. *British Journal of NDT* **34** (1992), 12, Seite 595 – 600.
- [7.2] Internationaler Eisenbahnverband (UIC): Technische Lieferbedingungen für Schienen. UIC 860V, 8. Ausgabe vom 1. Juli 1986.

