

Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken

Abschlussbericht

Band I - Hauptteil

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter den Förderkennzeichen 19 P 0061 A bis F gefördert.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.



Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken

Abschlussbericht

Band I - Hauptteil

TU Clausthal

Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB)

Abteilung Systemverhalten und Betriebsfestigkeit

Leibnizstraße 32

38678 Clausthal-Zellerfeld

Autoren:

Dipl.-Ing. M. Traupe (Koordinator)

Dipl.-Ing. H. Meinen

Prof. Dr.-Ing H.Zenner

Dezember 2004

Traupe, M., Meinen, H., Zenner, H.:

Sichere und wirtschaftliche Auslegung von
Eisenbahnfahrwerken, Abschlussbericht – Band I

BMBF-Projekt 19 P 0061 A bis F

Clausthal, Dezember 2004

Titelbild: Radsatzprüfstand der DB Systemtechnik, Minden

Dies ist der gemeinsame Abschlussbericht folgender am Vorhaben beteiligter Stellen (genannt sind die fachlichen Stellen der jeweiligen Partner):

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
Alstom LHB GmbH Herr Dr.-Ing. Sven Füsler Linke-Hoffmann-Busch-Straße 1 38239 Salzgitter	19 P 0061 A
TU Clausthal Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB), federführend Herr Prof. Dr.-Ing. Harald Zenner Leibnizstraße 32 38678 Clausthal-Zellerfeld	19 P 0061 B
Deutsche Bahn AG Herr Hartmut Koch Weserglaxis 2 32423 Minden	19 P 0061 C
Radsatzfabrik Ilsenburg GmbH Herr Jörg Villmann Schmiedestraße 16 38871 Ilsenburg	19 P 0061 D
Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH Herr Franz Murawa Alleestraße 70 44793 Bochum	19 P 0061 E
Gutehoffnungshütte Radsatz GmbH Herr Thomas Gerlach Gartenstraße 40 46145 Oberhausen	19 P 0061 F

Die Ergebnisse wurden durch das IMAB – TU Clausthal zusammengestellt.

Die Schwingversuche an Originalbauteilen wurden durch die folgenden Stellen durchgeführt:

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
------------------------------	-------------------

SincoTec Bauteil-Prüftechnik GmbH Herr Dr. Joachim Hug Freiberger Str. 13 38678 Clausthal-Zellerfeld	-
---	---

Radsatzfabrik Ilsenburg GmbH Herr Hans-Otto Holland Schmiedestraße 16 38871 Ilsenburg	-
--	---

Deutsche Bahn AG Herr Jens Schikora Pionierstraße 10 32423 Minden	-
--	---

Das Vorhaben wurde vor allem hinsichtlich des Bezuges zu Regelwerken begleitet durch:

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
------------------------------	-------------------

IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH Herr Dr. Bernd Hänel PF 800144 01101 Dresden	-
--	---

Inhaltsverzeichnis

Band I – Hauptteil

Vorwort	iii
Formelzeichen und Abkürzungen	vii
1. Einleitung und Problemstellung	1
2. Zielsetzung und Aufgabenstellung	3
3. Zusammenfassung	5
4. Ausblick	11
5. Stand der Technik	13
5.1 Rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit	19
5.2 Schwingfestigkeit von Presssitzen	30
5.3 Auslegungskonzepte und Schadensakkumulation	33
5.4 Eisenbahnfahrwerke	46
5.5 Radsatzwellen	48
6. Betriebsmessungen zur Lastannahme	57
6.1 Theoretische Beanspruchungen	57
6.2 Beanspruchungsmessungen	58
6.3 Kraftmessungen	62
6.4 Empfehlungen zur Durchführung von Betriebsmessungen	67
6.5 Festigkeitsnachweis Radsatzwellen	72
6.6 Ergebnisse aktueller Betriebsmessungen am ICE3	79
7. Spannungsberechnung	91
7.1 Absätze	91
7.2 Mulden	100
7.3 Presssitze	100
8. Schwingfestigkeitsversuche und -ergebnisse	101
8.1 Versuchsprogramm	101
8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche	101
8.2.1. Prüfkörper	101
8.2.2. Werkstoffe	102
8.2.3. Oberflächenrauigkeit	103
8.2.4. Eigenspannungen	104
8.2.5. Versuchsaufbau und Schwingversuche	104
8.2.6. Versuchsergebnisse	107
8.2.7. Fraktographische Untersuchungen	111
8.2.8. Bewertung der Ergebnisse	112
8.2.9. Originalwellen Schrifttum	117

8.3	Radsatzwellen 1:1, Presssitz	134
8.3.1.	Prüfkörper	134
8.3.2.	Werkstoffe	134
8.3.3.	Oberflächenrauigkeit	135
8.3.4.	Eigenspannungen	135
8.3.5.	Nennspannungen	136
8.3.6.	Versuchsaufbau und -durchführung	136
8.3.7.	Versuchsergebnisse	136
8.3.8.	Fraktographische Untersuchungen	138
8.3.9.	Ergebnisse im Schrifttum	140
8.4	Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche	158
8.4.1.	Prüfkörper	159
8.4.2.	Werkstoff	159
8.4.3.	Oberflächenrauigkeit	160
8.4.4.	Örtliche Spannungen	160
8.4.5.	Versuchsaufbau und -durchführung	161
8.4.6.	Versuchsergebnisse	162
8.5	Untersuchungen an Kleinproben	179
8.5.1.	Vorbemerkung	179
8.5.2.	Umlaufbiegeversuche	181
8.5.3.	Kleinproben im Schrifttum	183
8.5.4.	Rechnerische Dauerfestigkeitsabschätzung für Kleinproben	187
8.5.5.	Zyklische Kennwerte	195
8.6	Bewertung von Torsionsbeanspruchungen	196
9.	Lastannahmen für Radsatzwellen	199
9.1	Einführung	200
9.2	Synthetische Kollektive für die Messebene	200
9.3	Schädigungsäquivalente Beanspruchung der Messebene	202
9.4	Umrechnung auf äußere Stoßfaktoren	208
9.5	Beanspruchung der Nachweisebenen	209
10.	Ermittlung ertragbarer und zulässiger örtlicher Beanspruchungen	211
10.1	Radsatzwellen freie Oberfläche	211
10.1.1.	Grundsätzliche Überlegungen	211
10.1.2.	Normierung der ertragbaren Dauerfestigkeitswerte	213
10.1.3.	Ableitung aus statischen Kennwerten	216
10.2	Radsatzwellen Presssitz	224
10.2.1.	Auf Basis von Versuchen	224

10.2.2. Vorschlag für eine Berechnung mittels Einflussfaktorenverfahren	227
11. Sicherheitskonzept	233
12. Auslegungskonzept	237
12.1 Betriebsfestigkeitsnachweis	237
12.2 Dauerfestigkeitsnachweis	239
Nachwort zur Umsetzung der Forschungsergebnisse in die Bemessungspraxis	241
Literaturverzeichnis	245

Band II – Anhang

Anhang A	Dokumentation Bauteilversuche	1
	Tafel A-1 bis Tafel A-22	1
	Bild A-1 bis Bild A-58	14
Anhang B	Dokumentation Probenversuche	57
	Tafel B-1 bis Tafel B-8	57
	Bild B-1 bis Bild B-54	64
Anhang C	Festigkeitsversuche anderer Stellen	93
Anhang D	Berechnung Freie Oberfläche	107
Anhang E	Berechnung Absätze und Mulden	115
Anhang F	Berechnung Presssitze	125
Anhang G	Beispiel Laufradsatzwelle eines Triebzuges	137
Anhang H	Beispiel Treibradsatzwelle eines Triebzuges	148
Anhang I	Beispiel Laufradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges	157
Anhang J	Beispiel Treibradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges	167

Vorwort

Die Auslegung von Komponenten für Eisenbahnfahrwerke erfolgt nach einem spezifischen technischen Regelwerk. Dieses Regelwerk hat sich über Jahrzehnte bewährt. Aber es muss um den zukünftigen Erfordernissen zu genügen, in Teilen überarbeitet und ergänzt werden.

Das vorliegende Forschungsvorhaben soll am Beispiel von Radsatzwellen den gegenwärtigen Stand analysieren und neue Wege bei der Bemessung aufzeigen. Das betrifft die Lastannahme aber auch die Belastbarkeit. Letzteres bedeutet, dass die Schwingfestigkeit an Originalradsatzwellen experimentell ermittelt wird. Es sei daran erinnert, dass als Beginn einer methodischen Schwingfestigkeitsforschung die Ermüdungsversuche an „Eisenbahnachsen“ von August Wöhler gelten, die vor ca. 145 Jahren in Frankfurt / Oder durchgeführt wurden.

Die Initiative zu diesem Forschungsvorhaben ging aus von Herrn Dr. Günter Köhler, ALSTOM LHB GmbH. Die neue Rollenverteilung zwischen den Betreibern und den Systemhäusern ab 1994 hat die Notwendigkeit hierzu verstärkt.

Das Forschungsvorhaben wurde von einem Arbeitskreis begleitet, dem die Deutsche Bahn AG, die Systemhäuser ALSTOM LHB GmbH, Bombardier Transportation und SIEMENS SGP Verkehrstechnik GmbH und die Radsatzhersteller Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH, GHH Radsatz GmbH und Radsatzfabrik Ilseburg GmbH angehörten. Auf 8 Sitzungen des Gesamtarbeitskreises und weiteren Treffen in Arbeitsgruppen wurden vom federführenden Institut, dem IMAB TU Clausthal, über die Forschungsergebnisse berichtet. In einer offenen und kreativen Atmosphäre wurden die Ergebnisse eingehend diskutiert.

Dank sei an dieser Stelle dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) ausgesprochen für die finanzielle Unterstützung und dem Projektträger Mobilität und Verkehr, Bauen und Wohnen (PT MVBW) in der TÜV-Akademie Rheinland GmbH für die konstruktive Projektbegleitung. Ein weiterer Dank gilt den Finanzierungspartnern ZF Bahntechnik GmbH, Voith Turbo GmbH & Co.KG, Deutsche Plasser Bahnbaumaschinen GmbH sowie für die Unterstützung bei Arbeiten der Vossloh Locomotives GmbH.

Die Autoren dieses Berichtes bedanken sich bei allen Beteiligten für die engagierte und kooperative Zusammenarbeit und hoffen, dass die vorgelegten Ergebnisse einen deutlichen Fortschritt auch in Richtung Internationales Technisches Regelwerk bringen werden. Andererseits sind während der Bearbeitung des Vorhabens auch zahlreiche Fragen entstanden, die vorhandene Wissenslücken aufzeigen. Weiterer Forschungsbedarf auf der Lastseite und auf der Belastbarkeitsseite lässt sich damit konkret ausweisen.

Harald Zenner

September 2004

Hinweise

Der vorliegende Abschlussbericht umfasst zwei Bände.

- Band I - Hauptteil
- Band II - Anhang

Der Hauptteil enthält alle wichtigen Ergebnisse; im Anhang sind die Einzelergebnisse dokumentiert sowie Detailuntersuchungen und Berechnungsbeispiele untergebracht.

Band I enthält in Abschnitt 10.2.2 „Vorschlag für eine Berechnung mittels Einflussfaktorenverfahren“ einen Vorschlag der Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH (IMA) zur Auslegung von Presssitzen. Ein von der IMA erstellter Normenvorschlag für Radsatzwellen wird als eigenständiger Bericht „Lauf- und Treibradsätze – Berechnungsrichtlinie“ herausgebracht.

Während der Arbeiten zu diesem Vorhaben wurde auf Initiative des Verbandes Deutscher Verkehrsbetriebe, Verband Deutscher Verkehrsunternehmen e.V. (VDV), durch das IMAB TU Clausthal, eine Aufstockung des Vorhabens betreffs der besonderen Beanspruchungsverhältnisse im spurgebundenen innerstädtischen Nahverkehr beantragt, das bewilligt und am 01.04.2004 begonnen wurde. Die Ergebnisse dieser Untersuchung werden in

- Band III - Beanspruchungen im innerstädtischen Nahverkehr erscheinen.

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

a	Hebelarm und Ausnutzungsgrad
A	Proben- oder Bauteiloberfläche
A ₀	Bezugsoberfläche
A _ä	äquivalente Fläche
d	Probendurchmesser und kleiner Schaft- bzw. Muldengrund- durchmesser von Radsatzwellen mm
D	Sitzdurchmesser von Radsatzwellen mm
d'	Bohrungsdurchmesser von Radsatzwellen mm
D _N	Nabenaußendurchmesser von Radsatzwellen mm
e	Nenndehnung (in erster Linie aufgrund von Biegebelastung in Achsrichtung)
f _{dyn}	dynamische Überhöhung der Beanspruchung für eine definierte Häufigkeit
F _{Ei}	Eigenspannungsfaktor
F _O	Oberflächenfaktor
F _{stat}	statistischer Größeneinflussfaktor
F _T	Technologiefaktor
f _{y2}	Faktor für die Querkraft am Bogeninneren Rad aufgrund des Querschiebens im Gleis
h	Stufenhäufigkeit bei Beanspruchungskollektiven
H	Summenhäufigkeit bei Beanspruchungskollektiven
H ₀	geforderter Kollektivumfang für die Gesamtnutzungsdauer des Bauteiles
H _{0,ref}	Bezugsumfang von Beanspruchungskollektiven zur definierten Angabe von dynamischen Überhöhungsfaktoren
H _M	Umfang des gemessenen Kollektives
\hat{N}	Lebensdauer bei Beanspruchung mit variabler Amplitude
k	Neigung der Zeitfestigkeitsgerade
k*	material- und systembezogene Konstante im Tribosystem
K	Spannungsüberhöhungsfaktor nach Regelwerken, sofern diese keine weitergehenden Definitionen geben, vor allem nach EN 13103 und EN 13104
	Werkstofffaktor bei der Stützzifferberechnung
K _f	Kerbwirkungszahl
K _t	Nennspannungsformzahl als Verhältnis der maximalen örtlichen Spannung zur Nennspannung

$K_{t,\varepsilon 1}$	Dehnungsformzahl als Verhältnis der maximalen lokalen Dehnung zur Nenndehnung im Schaft
$K_{t,\sigma 1}$	Hauptspannungsformzahl als Verhältnis der maximalen lokalen ersten Hauptspannung zur Nennspannung im Schaft
$K_{t,\sigma v}$	Vergleichsspannungsformzahl als Verhältnis der maximalen lokalen Vergleichsspannung nach der GEH zur Nennspannung im Schaft
l	zylindrische Prüflänge
M_{RES}	Resultierendes Moment, welches unter zu Grunde Legung einer Vergleichsspannungshypothese Biege- und Torsionsmomente der Lastseite zusammenfasst
n	Stützziffer
N	Lebensdauer bei Beanspruchung mit konstanter Amplitude
P_0	Vertikalkraft von Wagenkasten und Drehgestell auf die Wellenschenkel bei stehendem Fahrzeug
P_1 bzw. P_2	Vertikalkraft auf die Wellenschenkel an der höher bzw. niedriger belasteten Fahrzeugseite (Bogenaußen- bzw. -innenseite)
$P_{\bar{U}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit
P_H	Hertzsche Pressung
q	Kerbwirkungszahl (EN-Bezeichnung)
Q_1 bzw. Q_2	Vertikalkraft im Radaufstandspunkt der höher bzw. niedriger belasteten Fahrzeugseite (Bogenaußen- bzw. -innenseite)
r	Korrelationskoeffizient
R_a	arithmetischer Mittenrauhwert
R_{fE}	Dauerfestigkeit gekerbter Probestäbe (EN-Bezeichnung)
R_{fL}	Dauerfestigkeit ungekerbter Probestäbe (EN-Bezeichnung)
R_m	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	Streckgrenze
R_z	gemittelte Rautiefe
S	Nennspannung (z.B. aufgrund von Biegebelastung in Achsrichtung)
s	Standardabweichung von Festigkeitswerten in Spannungsrichtung (logarithmische Merkmalswerte)
s^*	Schlupf
T	Torsionsspannung
t	Kerbtiefe
Y_1 bzw. Y_2	Querkraft im Radaufstandspunkt der höher bzw. niedriger belasteten Fahrzeugseite (Bogenaußen- bzw. -innenseite)
$\hat{\sigma}$	Höchstwert eines Amplitudenkollektives als lokale Spannung

α	Vertikale Beschleunigung des Wagenkastens als dynamischer Stoßfaktor der quasistatischen Belastung des Radsatzes
β	Horizontale Beschleunigung des Wagenkastens als dynamischer Stoßfaktor der quasistatischen Belastung des Radsatzes
χ^*	bezogener Spannungsgradient
ε	lokale Dehnung (in erster Linie aufgrund von Biegebelastung in Achsrichtung)
γ	Teilsicherheitsfaktor nach der Systematik von /ISO 2394/
μ	Querkontraktionszahl
μ_r	Reibungskoeffizient
v	Formparameter für exponentialverteilte Kollektive
σ	lokale Spannung (wenn keine spezifischen Angaben gemacht werden, ist die Vergleichsspannung nach der GEH gemeint)

Indizes

a	(Spannungs) Amplitude
aD	Dauerfest ertragbare Beanspruchungsamplitude
bW	Biegewechselbeanspruchung
calc	Berechnete Größe
d	Einfluss auf die rechnerisch abgeschätzte Kerbwirkungszahl von Presssitzen aufgrund des Schaftdurchmessers d
DN	Einfluss auf die rechnerisch abgeschätzte Kerbwirkungszahl von Presssitzen aufgrund des Nabenaußendurchmessers D_N
exp	Experimentell ermittelte Größe
k	bezogen gekerbte Proben oder Bauteile
l	Entsprechende Komponente einer Dehnung oder Spannung in Längsrichtung
max	Maximaler Beanspruchungswert bzw. Oberspannung
min	Minimaler Beanspruchungswert bzw. Unterspannung
mod	modifiziert
u	Entsprechende Komponente einer Dehnung oder Spannung in Umfangsrichtung
v	Vergleichsspannung
W	Einfluss auf die rechnerisch abgeschätzte Kerbwirkungszahl von Presssitzen aufgrund des Wellenwerkstoffes
x%	bezogen auf eine Überlebenswahrscheinlichkeit von x%
zdW	Zug-Druckwechselbeanspruchung
zul	zulässig

Abkürzungen

BEM	Randelementmethode (Boundary element method)
BPZ	Bereichspaarzählung (auch Range-pair-counting)
BR	Baureihe (Nummernsystem zur Fahrzeugbezeichnung)
DMS	Dehnmessstreifen
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
ERRI	Forschungs- und Versuchsanstalt des Internationalen Eisenbahnverbandes
FAQ	Häufig gestellte Fragen (Frequently asked questions)
FEM	Finite Elemente Methode
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese
HCF	Ermüdung im Bereich hoher Schwingungszahlen (High-Cycle-Fatigue)
ICE	Intercity Express
IST	Incremental-Step-Test
KGÜZ	Klassengrenzenüberschreitungsanzahl (auch Level-crossing)
KNN	Künstliche Neuronale Netze
LRS	Lauftragsatz
LCF	Niedrigwechsellermüdung (Low Cycle Fatigue)
NF	Französische Norm
Ore	Forschungs- und Versuchsanstalt des Internationalen Eisenbahnverbandes
prEN	Europäische Norm in der Entwurfsphase
RF	Rainflowzählung
RT	Raumtemperatur
SH	Schubspannungshypothese
SIH	Schubspannungsintensitätshypothese
SNCF	Französisches nationales Eisenbahnunternehmen (Société nationale de chemin de fer)
SWK	Stützwirkungskonzept bei inhomogener Spannungsverteilung
SWL	Synthetische Wöhlerlinien
TRS	Treibtragsatz
UIC	Internationaler Eisenbahnverband
VA	Beanspruchung mit variabler Amplitude
VT	Triebfahrzeug mit Verbrennungsmotor
WBS	Wellenbremsscheibe

1. Einleitung und Problemstellung

Sicherheit und Wirtschaftlichkeit von Fahrzeugen können nur dann erzielt werden, wenn eine hohe Auslastung der Komponenten durch eine sichere Bemessung gewährleistet ist.

Für den Festigkeitsnachweis im allgemeinen Maschinenbau und im Stahlbau sind in den letzten Jahren zum einen moderne Regelwerke entstanden (FKM-Richtlinie, Eurocode III etc.), zum anderen haben die Lastannahme durch Betriebsmessung und die Überwachung einen hohen Stellenwert erreicht.

Für die Kfz-Industrie gilt, dass gerade in Deutschland ein großes Know-how zur experimentellen und rechnerischen Festigkeitsbewertung von Komponenten und Bauteilen existiert. Neue Entwicklungen zur rechnerischen Lebensdauerabschätzung kommen vermehrt zum Einsatz. Ähnliches gilt für die Luft- und Raumfahrt, wobei jede Branche spezifische Methoden und Konzepte hervorbringt, die auf die jeweiligen betrieblichen Bedingungen abgestimmt sind.

Das historisch gewachsene Regelwerk der europäischen Bahnen hat sich bewährt. Aufgrund neuer technischer und wirtschaftlicher Entwicklungen sind jedoch Änderungen und Ergänzungen dringend notwendig, so z.B. für höherfestere Werkstoffe, neue Fertigungsprozesse und moderne Berechnungsverfahren sowie für neue Konstruktionen und Einsatzbedingungen und neue Verkehre.

Das Eisenbahnfahrwerk umfasst die Bauteile vom Drehgestell über die Radsatzlager, die Radsatzwelle bis zu den Rädern. Je nach Fahrzeugart können die Konstruktionen sehr unterschiedlich ausfallen. Die Bemessung von Eisenbahnfahrwerken hat sich über Jahrzehnte entwickelt, wobei Konstruktion, werkstofftechnische und fertigungstechnische Entwicklungen zum großen Teil berücksichtigt werden konnten. Auf dieser Grundlage und mit den Betriebserfahrungen der europäischen Bahnen konnten bisher sichere Eisenbahnfahrwerke gebaut werden.

Die so entstandenen Berechnungsrichtlinien müssen jedoch aus heutiger Sicht als verbesserungswürdig angesehen werden:

Das vorliegende Technische Regelwerk berücksichtigt nicht den heutigen Kenntnisstand auf dem Gebiet der Bauteilermüdung. Das Sicherheitskonzept ist nicht in allen Punkten transparent und nicht immer nachvollziehbar. Die Teilsicherheiten auf der Beanspruchungs- und der Beanspruchbarkeitsseite sind nicht einzeln ausgewiesen.

- Die Lastannahmen beruhen auf wenigen vereinfachten Fahrmanövern. Sie nehmen keinen Bezug auf Betriebsmessungen und somit auch nicht auf die Häufigkeit einzelner Betriebszustände und Lastkombinationen. Für neue Verkehre sind Betriebsmessungen für eine zuverlässige Lastannahme unbedingt erforderlich. Dabei sind Beanspruchungen für Strecken und Fahrzustände zu messen, die zu hohen Fahrwerksbeanspruchungen führen, wie z.B. Ein- und Ausfahrten von Bahnhöfen, Zufahrten zu Werkstätten, bogenreiche Gebirgsstrecken, das Nachschieben von Zügen und Weichenüberfahrten bei hoher Geschwindigkeit. Diese Messungen sind insbesondere dann erforderlich, wenn für spezifische Anwendungen begründete Zweifel an der Anwendung des Regelwerkes bestehen. Im Hinblick auf die Lastannahme wird auch die Fahrsimulation an Bedeutung gewinnen.

-
- Die bisherigen Normen sind zu pauschal, d.h. sie berücksichtigen nicht ausreichend die Bauart von Fahrzeugen und die unterschiedliche Qualität der Gleislage. Neue Entwicklungen verursachen eine große Vielfalt an technischen Lösungen, z.B. Neigetechnik und angetriebene Radsätze an Personenwagen (z.B.: ICE).
 - Ein modernes Bemessungskonzept sollte FEM- bzw. BEM-Rechnungen integrieren können.
 - Dem Einsatz höherfester Werkstoffe ist Rechnung zu tragen. Randschichtbehandlungen incl. Qualitätssicherung sind bisher nicht vorgesehen.
 - Vorteile moderner Konzepte der Überwachung und Instandhaltung, wie z.B. Onlineüberwachung und moderne Wartungskonzepte bieten, werden nicht honoriert.

Die gegenwärtige Situation ist dadurch gekennzeichnet, dass sich die Zuständigkeit und die Verantwortung für die Bauteilauslegung zunehmend von der Bahn auf die Hersteller von Komponenten und Fahrzeugen verlagern.

Im Rahmen der Europäisierung, z.B. beim Technischen Regelwerk, können sich für die deutschen Fahrzeughersteller Nachteile ergeben, wenn sich der durchaus vorhandene hohe technische Standard aufgrund nicht ausreichender aktueller Bemessungsdaten nicht durchsetzen lässt.

Nicht ausreichende aktuelle Bemessungsdaten bedeutet vor allem:

- unzureichende Kenntnis der ertragbaren Beanspruchungen für Komponenten aus höherfesten Stählen und für moderne Fertigungsverfahren
- unzureichende Lastannahmen aufgrund fehlender Betriebsmessungen für den modernen Rad-Schiene-Verkehr

Diese Daten sind die Voraussetzung für die Entwicklung eines zukunftsweisenden Bemessungskonzeptes für Eisenbahnfahrwerke.

Während die Betriebsmessungen das gesamte Fahrwerk betreffen, sollen die experimentellen Untersuchungen zunächst auf Radsatzwellen beschränkt werden. Daher werden die konzeptionellen Arbeiten und Vorschläge am Beispiel der Radsatzwelle durchgeführt. Radsatzwellen gehören zu den ältesten durch Schwingbruch gefährdeten Bauteilen. Bereits vor ca. 145 Jahren untersuchte A. Wöhler das Ermüdungsverhalten von „Eisenbahnachsen“. Seine systematischen Arbeiten gelten heute als Ausgangspunkt der Schwingfestigkeitsforschung, /Wöhl 58, Wöhl 63, Wöhl 66 und Wöhl 70/.

Forschungsvorhaben mit Bezug zur Schwingfestigkeit von Eisenbahnfahrwerken behandeln i.d.R. nur Teilaspekte, wie z.B. Eigenspannungen in Radscheiben, die Zerstörungsfreie Prüfung von Radsätzen oder spezielle Konzepte für Eisenbahnfahrwerke.

Die Ermittlung von ertragbaren Beanspruchungsamplituden im Dauerfestigkeitsbereich an Originalbauteilen einschließlich der Streuung, hier Radsatzwellen, stellt die Basis dar für die Ableitung zulässiger örtlicher Beanspruchungen für unterschiedliche Werkstoffe.

Die Ermittlung der dynamischen Belastungen wird durch Messung von Lastkollektiven im praktischen Betrieb erfolgen. Die Messung, Auswertung und Bewertung von Belastungen stellen deshalb den zweiten wesentlichen Schritt für ein neues Bemessungskonzept dar.

2. Zielsetzung und Aufgabenstellung

Ziel des Vorhabens ist die Entwicklung eines modernen Berechnungskonzeptes für die sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken und dessen experimentelle Absicherung. Das neue Auslegungskonzept wird exemplarisch für das Bauelement *Radsatzwelle* entwickelt und soll übertragbar auf andere nicht geschweißte Bauteile von Eisenbahnfahrwerken wie Radscheiben, Radsatzführungen, Radsatzlagergehäuse etc. sein.

Das Vorhaben wurde von der deutschen Bahnindustrie (Hersteller) initiiert, wobei Betreiber (Deutsche Bahn AG) und Hochschuleinrichtungen (Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit, TU Clausthal) beteiligt sind. Der Arbeitskreis zu diesem Vorhaben besteht aus 12 Unternehmen, wovon fünf eine Zuwendung des BMBF beantragt haben.

Die gemeinsame Arbeit am Projekt stärkt die wissenschaftlich-technische Kompetenz der beteiligten Unternehmen und damit letztlich deren Wettbewerbsfähigkeit. Durch die offene und transparente Gestaltung des Berechnungskonzeptes ergeben sich Möglichkeiten für verbesserte Detaillösungen bis hin zu neuen Fahrwerkskonzepten. Das Ergebnis der Forschungsarbeiten soll die Rahmenbedingungen für die deutsche Bahnindustrie verbessern, und den in Deutschland erarbeiteten Stand der Technik auf europäischer Ebene einbringen.

Das Vorhaben soll die Basis für ein Konzept zur rechnerischen Auslegung von Eisenbahnfahrwerken am Beispiel der Radsatzwelle herstellen. Das Konzept soll über den derzeitigen Stand hinausgehen und die in Abschnitt 1 aufgeführten Einschränkungen überwinden. Im Folgenden werden einige Hauptanforderungen an das neue Konzept dargestellt:

Das Konzept soll transparent und modular aufgebaut sein. Das bedeutet, dass alle eingehenden Faktoren in ihrer realen Größe berücksichtigt werden und zum Beispiel keine versteckten Sicherheiten enthalten. Faktoren der Last- und Festigkeitsseite sollen möglichst auch auf der Last- bzw. Festigkeitsseite Berücksichtigung finden. Ein modularer Aufbau bedeutet, dass Ergebnisse, die nicht direkt im Regelwerk enthalten sind, wie zum Beispiel FEM-Berechnungen, experimentelle Schwingfestigkeitsdaten und Messdaten in konsistenter Form berücksichtigt werden können. Dazu müssen die Schnittstellen sauber definiert sein. Hierfür ist u.a. eine Festlegung notwendig, in welcher Weise variable Beanspruchungsamplituden aus Messungen bewertet werden sollen.

Ziel ist ein rechnerisches Konzept, welches im Normalfall nicht auf Messungen oder Versuche angewiesen ist. Letzten Endes muss es verhältnismäßig einfach anwendbar sein. Das Konzept stellt zwischen Komponenten- und Fahrzeughersteller sowie Betreiber und Zulassungsbehörde eine Technische Vereinbarung dar, die von allen Stellen getragen werden muss. Dies muss vor dem Hintergrund eines europäischen Schienenverkehrs auch international durchsetzbar sein.

3. Zusammenfassung

Ein rechnerischer Festigkeitsnachweis stellt die Beanspruchbarkeit (Festigkeit) der auftretenden Beanspruchung (Last) gegenüber. Gefordert ist, dass die Beanspruchbarkeit um einen gewissen Abstand größer als die Beanspruchung ist, damit ein Versagen im Betrieb sicher ausgeschlossen werden kann. Versagen durch Ermüdung tritt dann auf, wenn an der kritischen Stelle eine lokale Überbeanspruchung des Werkstoffes auftritt.

Die Festigkeit kann auf unterschiedlichen „Ebenen“ definiert werden. Es kann eine zulässige Achslast, ein zulässiges Biegemoment, eine zulässige Nennspannung oder eine zulässige lokale Beanspruchung angegeben werden. Auch die Lastseite kann auf verschiedene Größen bezogen werden. Sie kann z.B. als maximale statische oder dynamische Achslast, als maximales Biegemoment, als maximale Nenn- oder maximale lokale Spannung definiert sein. Sie kann nicht nur als einzelner Wert, sondern auch als Häufigkeitsverteilung (bzw. Kollektiv) angegeben sein.

Es gibt keine allein richtige Ebene auf der ein Nachweis geführt werden muss. Mit welchen Größen der Nachweis geführt wird, richtet sich nach den jeweiligen technischen Möglichkeiten. Die messtechnischen und rechnerischen Mittel bestimmen die Ebene auf der die Last definiert wird und die rechnerisch und experimentell möglichen Methoden bestimmen auf welcher Ebene die Festigkeit definiert wird.

Eine Sicherheitszahl muss die Streuungen der Festigkeit und der Beanspruchung abdecken und einen ausreichenden Sicherheitsabstand gewährleisten. Die Sicherheitszahl muss aber auch die Unsicherheiten, die im jeweiligen technischen Kenntnisstand enthalten sind, abdecken. Konnten früher dynamische Beanspruchungen nicht gemessen werden, so musste die einzuhaltende Sicherheitszahl gegenüber der statischen Beanspruchung genügend groß gewählt werden. Die Sicherheitszahl muss also nach betrieblichen Erfahrungen für die bei der Nachweisführung jeweils verwendeten Größen angesetzt werden.

Ein anderer Schluss, der aus den gemachten Ausführungen gezogen werden muss ist, dass kein einzelner Baustein der jeweiligen Nachweiskette isoliert geändert werden darf. Es ist jeweils die Gesamtstruktur des Nachweises zu berücksichtigen. Können Unsicherheiten einer Größe aufgrund verbesserter Methoden minimiert werden, so kann auch die Sicherheitszahl, die diese vormals abgedeckt hat, kleiner gewählt werden. Des Weiteren muss nicht jede wissenschaftliche Erkenntnis umgesetzt und im Nachweis berücksichtigt werden, wenn betriebliche Erfahrungen diese nicht stützen.

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Vorhabens nach Bereichen gegliedert vorgestellt.

Lastannahme

Eine abgesicherte Lastannahme bildet die Grundlage einer sicheren und wirtschaftlichen Bemessung. In der ursprünglichen Projektplanung war vorgesehen, zur Erarbeitung der Lastannahme vorliegende lauftechnische Untersuchungen zu nutzen. Diese haben sich jedoch als nicht verwendbar erwiesen. Dies hat zwei Gründe: aufgrund der Ausbildung von Eigenformen ist die Kraftmessradsatztechnik auf Frequenzen unterhalb 30 Hz begrenzt. Es liegen jedoch auch oberhalb dieser Grenze schädigungsrelevante Beanspruchungsspitzen vor. Zum anderen können bei der Anwendung der Kraftmessradsatztechnik singuläre Strecken-

elemente, wie zum Beispiel Weichen nicht ausgewertet werden. Diese erzeugen im Fahrwerk jedoch maßgebliche Beanspruchungen.

An Stelle der laufftechnischen Messungen wurden von der DB AG aktuelle Messungen zur Verfügung gestellt, die die speziellen Anforderungen eines abgesicherten Festigkeitsnachweises erfüllen. Hierbei lagen sowohl die berechneten Kräfte als auch die diesen Berechnungen zu Grunde liegenden gemessenen Dehnungen vor. Im Hinblick auf die Radsatzwelle ist eine Bewertung der gemessenen und der nach den derzeitigen Regelwerken rechnerisch abgeschätzten Kräfte problematisch. Für die Beanspruchung eines Volumenelementes ist der zeitliche Zusammenhang der verschiedenen Kräfte maßgeblich. Für eine rechnerische Auslegung ist die Verwendung von umfangreichen Zeitreihen jedoch zu umständlich. Im Bericht wird daher vorgeschlagen, die auf der Radsatzwelle gemessenen Biegedehnungen bzw. das entsprechende Biegemoment direkt zu verwenden. Diese werden für einen Betriebsfestigkeitsnachweis direkt als Kollektive oder in Form eines Dauerfestigkeitsnachweises als schädigungsäquivalente einstufige Beanspruchung verwendet. Es wird ein Konzept vorgeschlagen, mit dem Messergebnisse für die rechnerische Auslegung aufbereitet werden können. So könnte in Zukunft eine Lastannahme erstellt werden, die nach unterschiedlichen Fahrwerkskonstruktionen oder Einsatzspiegeln unterscheidet. Die aus Sicht des Vorhabens zu erfüllenden Kriterien sind im Bericht dokumentiert.

Im Falle der ICE3 Messungen hat sich bei der Treibradsatzwelle gezeigt, dass die den Messungen entsprechenden schädigungsäquivalenten Beanspruchungen mit den nach /EN 13104/ anzunehmenden Beanspruchungen sehr gut übereinstimmen. Bei der Laufradsatzwelle liegt die schädigungsäquivalente Beanspruchung, die aus der Messung abgeleitet wird, oberhalb der Lastannahme nach /EN 13103/. Der isolierte Vergleich auftretender und abgeschätzter Belastungen kann jedoch keinen Indiz auf eine konservative oder nicht konservative Auslegung geben. Dafür müssten alle Glieder innerhalb der Nachweiskette in Betracht gezogen werden, so auch die erhöhten Sicherheitsfaktoren der Regelwerke für angetriebene Radsätze sowie für höherfeste Werkstoffe.

Da aufgrund des hohen Aufwandes von Betriebsmessungen nur vorliegende Messungen ausgewertet werden konnten, kann zum jetzigen Zeitpunkt keine quantitative Aussage zu anderen Verkehren bzw. Fahrzeugen gemacht werden.

Festigkeit der freien Oberfläche

1:1 Wellen

Mit den 1:1 Versuchen an Radsatzwellen sind für die Bereiche der freien Oberfläche ertragbare Spannungen ermittelt worden. In Anbetracht des geringen Probenumfangs sind zwar die Mittelwerte, aber nicht die Streuungen statistisch abgesichert. Die Mittelwerte der ertragbaren Spannungen für die Werkstoffe A1N, A4T und 34CrNiMo6 liegen im erwarteten Bereich. Auf Grund von umfangreichen Auswertungen in der Literatur wird eine Standardabweichung von $s=0,025$ als realistisch angesehen. Für den Werkstoff A5T hat sich gezeigt, dass die real ertragbaren Spannungen unter dem liegen, was bei den statischen Kennwerten des Werkstoffes nach den bisherigen Erfahrungen zu erwarten gewesen wäre. Dieses an 1:1 Wellen im Schwingversuch ermittelte Ergebnis lässt sich durch Zugversuche, das zyklische Spannungs-Dehnungsverhalten, Kleinprobenversuche und Schlibfbilder nicht erklären.

Es hat sich gezeigt, dass die in den jetzigen Regelwerken /EN 13103, EN 13104/ angegebenen Spannungsüberhöhungsfaktoren als zu niedrig anzusehen sind. Aufgrund des vergleichsweise geringen Spannungsgradienten bei Radsatzwellen ist die Stützwirkung so gering, dass die Frage, ob es sich um Form- oder Kerbwirkungszahlen handelt, sekundär ist. Die tatsächlichen Formzahlen liegen in der Regel um 15%, in Einzelfällen um 60% höher als im Regelwerk. Die Festlegung der Faktoren im derzeitigen Regelwerk ist aus einer französischen Norm /NF F 01-118/ entnommen und basiert auf Arbeiten von Kammerer /Kamm 64/. Es wurde gleichzeitig ein Sicherheitskonzept eingeführt, das neben dem Werkstoff auch die Antriebsart berücksichtigt. Die zum Teil recht hoch angesetzten Sicherheitsfaktoren gleichen hier die nicht adäquat berücksichtigten Spannungskonzentrationsfaktoren aus, so dass sich bei ausgeführten Fahrzeugen auch nach den derzeitigen Regelwerken eine ausreichende Bemessung ergibt, vgl. Abschnitt 8.1.

Mit diesem Bericht wird empfohlen, in Zukunft Spannungsüberhöhungen in ihrer realen Höhe zu berücksichtigen. In den Fällen, in denen die Anwendung von Formzahldiagrammen möglich ist, sind solche angegeben. Wenn Formzahldiagramme nicht zutreffen, muss eine FEM-Berechnung oder Messung durchgeführt werden. Es wird eine einfache Möglichkeit aufgezeigt, wie diese umgesetzt werden und in die weitere Berechnung einfließen kann.

Stichpunktartige röntgenografische Eigenspannungsmessungen ergeben im Bereich des Korbbogens an der Oberfläche Längszugspannungen. Diese erreichen die Höhe der Streckgrenze. In Tiefenrichtung klingen die Eigenspannungen sehr rasch ab und kehren sich in etwa 20 µm in Druckeigenspannungen um. Für den Werkstoff 34CrNiMo6 sind die Eigenspannungen an der Oberfläche im Druckbereich. Im Bereich der geschliffenen Sitze herrschen an der Oberfläche Druckeigenspannungen. Aufgrund der geringen Tiefe wird ihnen kein signifikanter Einfluss auf die Schwingfestigkeit beigemessen.

Eine Berechnung zur rechnerischen Ermittlung der ertragbaren und zulässigen Spannungsamplituden für die freie Oberfläche von 1:1-Wellen wird vorgeschlagen. Diese basieren auf den nach dem Stand der Technik geltenden Erkenntnissen und orientieren sich an den Mindestwerten für die statische Festigkeit der untersuchten Werkstoffe. Ergebnisse aus dem Forschungsvorhaben fließen hierin ein.

1:3-Wellen

An Bauteilen im Maßstab 1:3 aus dem Radsatzwerkstoff 34CrNiMo6 wurden Versuche zur Dauerfestigkeitsermittlung, zum Einfluss von Überlasten und zur Untersuchung des Trainiereffektes durchgeführt.

Trotz geringerer statischer Festigkeitswerte weisen die 1:3-Wellen im Umlaufbiegeversuch einen vergleichbaren Dauerfestigkeitswert zu den 1:1-Wellen aus. Dies ist durch die höhere Stützwirkung und den geringeren statistischen Größeneinfluss erklärbar. Die für die 1:3-Wellen ermittelte Dauerfestigkeit $\sigma_{av1:3}=382$ MPa liegt im Konfidenzintervall der 1:1-Wellen. Die Mittelwerte unterscheiden sich mit 90%iger Sicherheit nicht signifikant.

In den durchgeführten Versuchen zum Einfluss von Überlasten zeigt sich, dass in Bezug auf eine Grenzwahrscheinlichkeit von $N=10^7$ bei einem Überlastanteil von $\frac{n_{\bar{U}}}{n_{\bar{U}} + n_D} = 0,20$ % eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{U}}=50\%$ vorliegt. Die

Schwingspielzahlen der angerissenen Proben geben keinen Hinweis einer spezifischen Schädigung durch die Überlasten.

Die zur Untersuchung des Trainiereffektes durchgeführten Laststeigerungsversuche ergeben für die Dauerfestigkeit einen Wert, der praktisch gleich des im Treppenstufenverfahren gefundenen Wertes ist. Die Anwendung verschiedener Methoden zur Ermittlung der Dauerfestigkeit führt dabei zu vergleichbaren Resultaten. Ein dauerfestigkeitssteigernder Trainiereinfluss kann nicht nachgewiesen werden.

Kleinprobenversuche

Weil in der zurzeit gültigen Norm für die Auslegung von Radsatzwellen nach EN 13103/4 Kleinproben eine Rolle spielen, wurden in diesem Forschungsvorhaben Versuche mit Kleinproben aus Werkstoffen A1N, A4T, A5T und 34CrNiMo6 durchgeführt. Die an gekerbten Probestäben experimentell ermittelte Dauerfestigkeit fällt geringer aus als in der EN 13103/4 angegeben. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die dort angegebenen Werte aus Versuchen an UIC-Proben stammen. Bei der weiteren Verwendung der EN 13103/4 in der bisherigen Form ist es deshalb erforderlich, die angegebenen Werte zu korrigieren. Ein Änderungsantrag hierzu ist von der Industrie eingereicht.

An der diesbezüglich in EN 13103/4 vorgegebenen Verfahrensweise lässt sich zusammenfassend folgende Kritik üben:

Grundsätzlich sollten bei der Anwendung einer Norm zur Bemessung von Radsatzwellen keine Versuche an Kleinproben notwendig sein. Die Übertragung von Schwingfestigkeitsdaten von kleinen Probestäben auf Bauteile ist äußerst problematisch. Scharf gekerbte Probestäbe liefern keine brauchbare Aussage zum Bauteilverhalten.

Eine Sicherheitszahl sollte nicht vom verwendeten Werkstoff abhängig sein. Eigenschaften, wie eine unterschiedlich hohe Kerbempfindlichkeit, müssen bereits bei der Festlegung der zulässigen Spannungsamplituden Berücksichtigung finden.

Festigkeit von Presssitzen

Für Presssitze werden zwei in den derzeitigen Regelwerken nicht ausreichend beachtete Einflüsse aufgezeigt. Moderne Antriebskonzepte erfordern bei Treibradsatzwellen zum Teil enge Anordnungen von Bremsscheiben und Antrieben. Dies führt dazu, dass die Fügedurchmesser kaum größer als der dazwischen liegenden Schaft- bzw. Muldendurchmesser ist. Der festigkeitsmindernde Einfluss ist angemessen zu berücksichtigen. Bei Laufradsatzwellen ist aufgrund des fehlenden Antriebes zwischen den Radscheiben so viel Raum, dass die Übergänge zwischen dem Schaft- und Fügedurchmesser ohnehin günstig gestaltet werden können.

Die statische Werkstofffestigkeit steigert die Schwingfestigkeit des Bauteils nicht in dem Maße wie im Bereich der freien Oberfläche.

Die Festigkeitsabschätzung von Presssitzverbindungen kann nicht als abschließend bearbeitet angesehen werden. Der im Abschlussbericht gemachte Vorschlag kann nur vorläufigen Charakter haben. Zu dieser Fragestellung sind noch Grundlagen zu erarbeiten. Diese betreffen zum Beispiel die Festlegung eines tribologisch unschädlichen Schlupfes, die Berechnungsmöglichkeit der lokalen Vorgänge und Beanspruchungen im Presssitz sowie die Anwendbarkeit der linearen Schadensakkumulation. Prinzipiell stellt sich die Frage, ob angesichts

der Reibkorrosion eine um die Sicherheitszahl überhöhte experimentelle Prüfung ein geeignetes Mittel ist, um auf dem Niveau der Betriebsbeanspruchung eine sichere und wirtschaftliche Bemessung zu erreichen.

Nachweiskonzept

Als mögliche Nachweiskonzepte werden ein Betriebsfestigkeitsnachweis und ein Dauerfestigkeitsnachweis auf Basis der schädigungsäquivalenten Amplitude vorgeschlagen. Für Radsatzwellen, als beispielhaft behandeltes Bauteil, wird aufgrund der geforderten hohen Zyklenzahl und dem fälligen Kollektiv der Dauerfestigkeitsnachweis vorgeschlagen. Beide Arten des Nachweises ergeben vergleichbare Ergebnisse. Der Nachweis in Form des Dauerfestigkeitsnachweises hat jedoch den Vorteil, dass die Nachweisführung bei einem verhältnismäßig geringen Aufwand übersichtlich und für alle beteiligten Stellen nachvollziehbar bleibt.

Die in der Messung ermittelten variablen Amplituden werden in eine schädigungsäquivalente einstufige Beanspruchung umgerechnet. Speziell für Radsatzwellen wird dazu im ersten Ansatz eine Schadensakkumulation in modifizierter Form nach Haibach vorgeschlagen. Es sollte einheitlich eine Neigung von 7,0 eine Eckschwingspielzahl von 1.000.000 sowie eine effektive Schadenssumme von 0,3 verwendet werden. Die Bewertung basiert damit auf der Beanspruchbarkeit der Wellenbereiche ohne Sitze. Mit diesen Parametern kann das Kollektiv in eine schädigungsäquivalente einstufige Beanspruchung umgerechnet werden. Dies ermöglicht es, gemessene Beanspruchungen mit nach Normen abgeschätzten Beanspruchungen zu vergleichen und für die Auslegung bietet es den Übergang zu einem formalen Dauerfestigkeitsnachweis. Aufgrund der völligen Beanspruchungskollektive wird für Radsatzwellen diese Form des Nachweises empfohlen.

Sicherheitskonzept

Im derzeitigen Regelwerk variiert die Sicherheitszahl für Radsatzwellen je nach Verwendung und Werkstoff der Welle von 1,2 bis 1,85. Diese starke Variation der Sicherheitszahl kann nicht durch ein erhöhtes Sicherheitsbedürfnis bestimmter Komponenten erklärt werden. Die in Einzelfällen sehr hohen Sicherheitsfaktoren decken sonst nicht beachtete Faktoren der Bereiche Lastannahme oder Festigkeit ab.

Im Gegensatz dazu wird für die zukünftige Auslegung eine von Werkstoff und Verwendung der Radsatzwelle unabhängige Sicherheitszahl empfohlen. In den Beispielberechnungen ist als Anhaltswert ein Wert von 1,4 angesetzt worden. Eine solche Sicherheitszahl muss zukünftig jedoch an betrieblichen Erfahrungen gemessen werden, bevor sie festgelegt werden kann. Diese Sicherheitszahl gilt in Verbindung mit der Annahme sicherer Festigkeitswerte im Sinne einer bereits erhöhten Überlebenswahrscheinlichkeit. Zusätzlich muss die Lastannahme abgesichert sein.

4. Ausblick

Verwertung der Ergebnisse

Auf Basis der Ergebnisse dieses Vorhabens sollte eine *Richtlinie* zur Auslegung erstellt werden. Entwürfe hierfür bestehen bereits. Die in diesem Bericht dargestellten Untersuchungen und Vorschläge wären damit in kodifizierter Form als Algorithmus für eine Anwendung besser geeignet.

Aufgrund des hohen Stellenwertes, den die Betriebserfahrungen haben, sollte für eine längere Zeit die derzeitige und die in diesem Bericht vorgeschlagene Auslegung parallel Anwendung finden. Die während dieser Zeit gemachten Erfahrungen sollten dann in die Richtlinie einfließen. Dies trifft insbesondere auf die Lastannahme und das Sicherheitskonzept zu. Letztlich müssen neue Vorschläge über den entsprechenden Normenausschuss in die *europäische Normung* eingebracht werden.

Weitere Beanspruchungsmessungen an Nahverkehrsfahrzeugen

Derzeit werden im Rahmen einer vom IMAB der TU Clausthal beantragten und vom BMBF bewilligten Aufstockung Beanspruchungsmessungen an *Nahverkehrsfahrzeugen* des U- und Stadtbahnbereiches durchgeführt. Diese Ergebnisse sollen entsprechend des in diesem Bericht aufgestellten und vorgeschlagenen Konzeptes die notwendigen Eingangsdaten für eine Anwendbarkeit auch in diesem Bereich liefern. Während im Vollbahnbereich mit einem durchgehenden bzw. zusammenhängenden Schienennetz die Beanspruchungen relativ gut übertragbar sind, kann davon beim innerstädtischen Nahverkehr nicht ohne weiteres ausgegangen werden. Man kann von Inselnetzen sprechen, zwischen denen die auftretenden Beanspruchungen aufgrund der jeweiligen Trassierungen und Trassenführungen stark streuen. Im Rahmen der Aufstockung wird die Möglichkeit untersucht, mit Klassierboxen für solche Inselnetze eine einfache und wirtschaftlich günstige Methode zur Ermittlung der Beanspruchungen für solche Inselnetze zu realisieren. Dies eröffnet praktisch die Möglichkeit, Beanspruchungsdaten in einem wesentlich umfassenderen Rahmen als bisher zur Verfügung zu haben.

Forschungsprojekt „Sicherer und wirtschaftlicher *Betrieb* von Eisenbahnfahrwerken“

Bruchmechanische Konzepte und Betrachtungen werden in diesem Bericht nicht behandelt und im vorgeschlagenen Konzept nicht in Betracht gezogen. Sie haben bei einer spannungsorientierten Auslegung weniger Bedeutung als bei Sicherheitsbetrachtungen im Zusammenhang mit der Festlegung von *Inspektionsintervallen*. Im Rahmen eines aktuell beim BMBF beantragten Projektes „Sicherer und Wirtschaftlicher *Betrieb* von Eisenbahnfahrwerken“ werden diese Fragestellungen in einer deutsch-französischen Kooperation behandelt. Neben der Möglichkeit Inspektionsintervalle mit einem rechnerischen bruchmechanischen Hintergrund festlegen zu können, werden auch die Kenntnisse der auftretenden Beanspruchungen erweitert. Hierzu bietet gerade die deutsch-französische Kooperation neue Möglichkeiten. Beides, die Definition von Inspektionsintervallen und die Kenntnis von Beanspruchungen im grenzüberschreitenden Verkehr haben im Hinblick auf eine europäische Interoperabilität von Fahrzeugen einen hohen Stellenwert.

Bewertung von Presssitzen

Zur Frage der Auslegung von *Presssitzen* ist noch Grundlagenarbeit zu leisten. Die in den entsprechenden Fachkreisen in den vergangenen Jahren geleisteten Arbeiten zur statischen Auslegung von Pressverbindungen und insbesondere zu der lokalen Spannungsverteilung und Verformung lassen derzeit noch keine quantitative Übertragung auf das Problem der Ermüdungsfestigkeit zu. Auch ist nicht klar, wie diese Erkenntnisse auf die Auslegung gegen variable Beanspruchungsamplituden im Bereich hoher Schwingspielzahlen genutzt werden können. Der in diesem Bericht dargestellte Stand für Presssitze hat nur vorläufigen Charakter. Zukünftige Arbeiten müssten sich auch mit der Wirkung optimierender Verfahren wie zum Beispiel der Molybdänbeschichtung von Sitzflächen auseinandersetzen.

5. Stand der Technik

Die Verkehrs- und Fahrzeugtechnik ist im besonderen Maße mit der Fragestellung der Werkstoffermüdung konfrontiert. Durch rotierende oder schwingende Komponenten werden die Strukturen zyklisch beansprucht. Früher wurde auch bei schwingenden Beanspruchungen gegen die statisch ertragbaren Spannungen ausgelegt. Der Sicherheitsfaktor wurde entsprechend hoch gewählt, um die noch weitgehend ungeklärten Effekte wie Ermüdung und Kerbwirkung auszugleichen.

August Wöhler hat mit seinen Arbeiten die Phänomene der Dauer- und Zeitfestigkeit als erster systematisch untersucht /Mann 70/. Er stellte in Ermüdungsversuchen fest, dass wiederholte Beanspruchungen auch weit unterhalb der statischen Festigkeit des Bauteiles Versagen hervorrufen können. Dabei ist nicht nur die Höhe der Beanspruchungen (Amplitude), sondern auch die Häufigkeit von Bedeutung. Unterhalb einer Beanspruchungshöhe wird die spezifische Beanspruchung praktisch unendlich oft ertragen. Dieser Grenzwert wird im Allgemeinen als Dauerfestigkeit bezeichnet. Oberhalb der Dauerfestigkeit spricht man vom Zeitfestigkeitsbereich. Die Grenzkurve, die beide Bereiche zusammenfasst, wird als Wöhlerlinie bezeichnet. Im Zeitfestigkeitsbereich ist die Lebensdauer, d.h. die ertragbare Anzahl der Schwingspiele (Lastwechsel) abhängig von der Beanspruchungsamplitude. In doppelt-logarithmischer Darstellung kann die Abhängigkeit von Lebensdauer und Beanspruchungshöhe durch eine Gerade beschrieben werden, /Basq 10/. Dabei ist es möglich als Versagenskriterium den Anriss oder den Bruch des Bauteiles zu definieren. Schon Wöhler erwog eine zeitlich begrenzte Bemessung unter Zulassung einer gewissen Anzahl Schwingspiele oberhalb der Dauerfestigkeit. Daraus resultieren zwei Bemessungskonzepte. Zum einen eine dauerfeste Bemessung, bei der alle Schwingspiele unterhalb der Dauerfestigkeit liegen und zum anderen eine betriebsfeste Bemessung bei der Beanspruchungen oberhalb der Dauerfestigkeit zugelassen werden, **Bild 5–1**. Die Lebensdauer ist dann begrenzt.

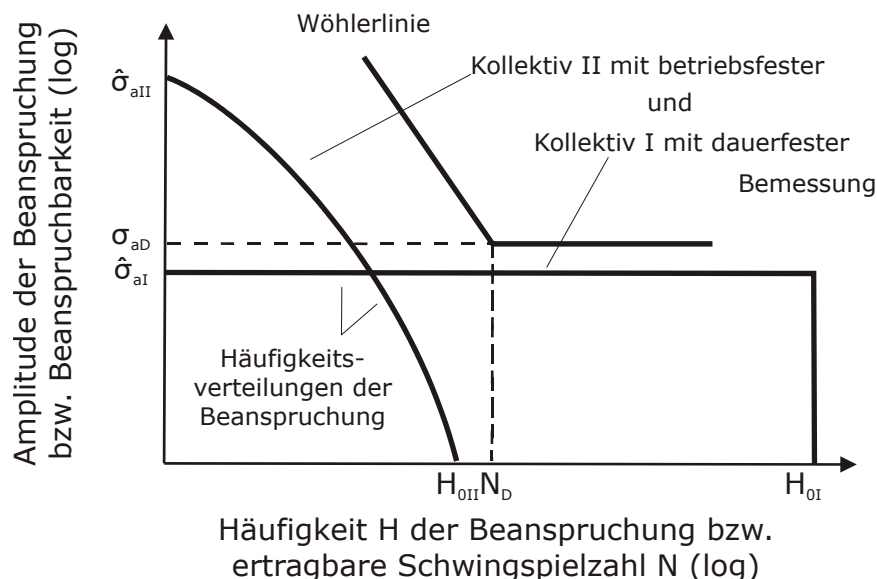


Bild 5–1: Schematische Darstellung einer dauer- und betriebsfesten Auslegung

In der Praxis werden auch bei einer Nachweisführung entsprechend des Dauerfestigkeitskonzeptes einige Schwingspiele oberhalb der Dauerfestigkeit (zul. Spannungsamplitude) liegen. Rechnerisch wird bei variablen Amplituden der

Betriebsfestigkeitsnachweis mittels einer Schadensakkumulationshypothese umgesetzt, näheres siehe Abschnitt 5.3. Dazu muss als skalare Größe die Schadenssumme D eingeführt werden, vgl. (5-27).

Neben der Frage der Festigkeit bzw. der ertragbaren Zyklenzahl sind zur Bewertung auch Größen zur Beschreibung der auftretenden Schwingspiele notwendig. Diese werden mit den sog. Zähl- oder Klassierverfahren zur Verfügung gestellt. Dabei ist wesentlich, dass Reihenfolge, Schwingungsform (Sinus, Dreieck...) und Frequenz nur eine untergeordnete bzw. keine Rolle spielen. Als maßgebliche Parameter werden Amplitude und Häufigkeit der Schwingspiele sowie ggf. deren Mittelwert erfasst. Die auftretende Spannung wird in Klassen unterteilt (Klassierverfahren). Anschließend wird gezählt, wie häufig bestimmte Klassenwechsel vorkommen. Ergebnis ist ein Kollektiv bzw. eine Matrix, die die Häufigkeitsverteilung von Schwingspielen unterschiedlicher Amplitude und ggf. Mittelwerten enthält. Näheres kann /FVA 88/ oder am Beispiel der Radsatzwelle Abschnitt 6 entnommen werden.

Bei den bisherigen Ausführungen wurde von einem fehlerfreien Bauteil ausgegangen. Auch der abstrakte Begriff der Schadenssumme trägt nicht der Tatsache Rechnung, dass der Vorgang der Ermüdung aus Phasen der Mikrorissbildung, des Mikrorisswachstums und schließlich des makroskopischen Rissfortschrittes bis zum Ermüdungsbruch besteht, **Bild 5–2**. Die Anteile der einzelnen Phasen an der Gesamtlebensdauer hängen sowohl von der Beanspruchung als auch vom Werkstoff und von der Bauteilgeometrie ab und können von Fall zu Fall sehr unterschiedlich sein.

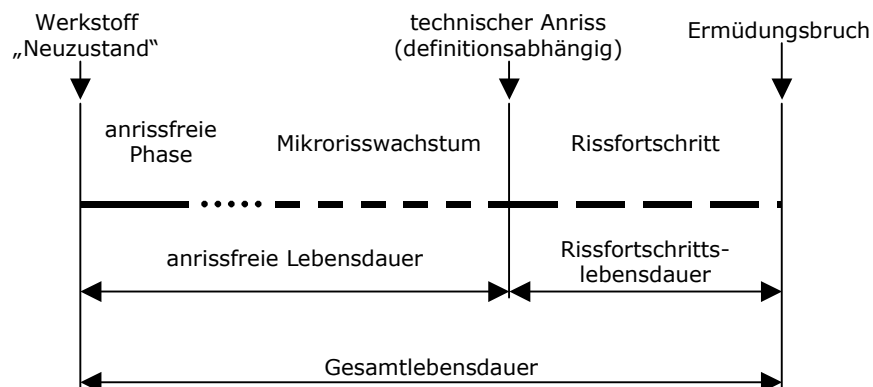


Bild 5–2: Phasen des Ermüdungsprozesses (nach Gudehus)

Ein Riss oder Anriss stellt eine unendlich scharfe Kerbe dar. Dies hat an der Risspitze theoretisch eine unendlich hohe Spannung zur Folge. Diese Spannung kann nicht mehr gegen die endliche Werkstofffestigkeit bewertet werden. Als Beanspruchungsparameter wird die Spannungsintensität genutzt, die eine Basisgröße der Bruchmechanik darstellt. Diese nimmt einen endlichen Wert an. Sie hängt von der Beanspruchung, der Bauteil- und der Rissgeometrie sowie der Risstiefe ab. Nach /Pari 60/ kann der Schwingbreite der Spannungsintensität eine zyklische Rissfortschrittsrate je Schwingspiel da/dN zugeordnet werden.

Die (Riss-) Bruchmechanik, die davon ausgeht, dass ein Anriss vorhanden ist, eignet sich für Bauteildimensionierungen gegen Ermüdung in den meisten Fällen nicht. Da sie jedoch die Frage nach der Rissfortschritts- oder Restlebensdauer bei vorhandenem Anriss einer bestimmten Größe beantwortet, ist sie eng mit der zerstörungsfreien Prüfung (zFP) verknüpft, d.h. mit Fragen der Wartung und Inspektion.

Zerstörungsfreie Prüfungen werden im Rahmen von Inspektionen durch den Betreiber durchgeführt. Mögliche Verfahren sind neben einer einfachen Sichtprüfung Ultraschall-, Röntgen-, Wirbelstrom- oder Magnetpulverprüfungen. Die Verfahren unterscheiden sich sowohl im apparativen Aufwand als auch in den analytischen Möglichkeiten. Dabei ist neben einer möglichst hohen Auflösung vor allem die Zuverlässigkeit (Wahrscheinlichkeit) mit der ein Riss definierter Größe gefunden wird, ausschlaggebend.

Bei der Bauteildimensionierung gegen Ermüdung können auch Schwingversuche zur experimentellen Ermittlung der Schwingfestigkeit angewendet werden. Um Einflüsse der Fertigung und der Bauteilgestalt realistisch zu erfassen, stehen hier Bauteilversuche im Vordergrund. Diese können mit konstanter Amplitude als Wöhler- oder Einstufenversuch oder mit variablen Beanspruchungsamplituden als Gaßner- oder Betriebsfestigkeitsversuch durchgeführt werden. Dabei kann mit realen oder synthetischen Lastfolgen geprüft werden. Bei größeren Strukturen kann für eine zutreffende Prüfung auch das Aufbringen mehrerer äußerer Lasten in bestimmtem zeitlichen Zusammenhang notwendig sein. Auch mit dem experimentellen Nachweis soll für alle im Betrieb befindlichen Komponenten ein Versagen mit hoher Wahrscheinlichkeit ausgeschlossen werden. Gerade bei komplexen Strukturprüfungen ist es wirtschaftlich nicht möglich, Festigkeitsstreuungen durch einen entsprechenden Versuchsumfang statistisch abzusichern. An Stelle dessen wird die zu überstehende Prüflast erhöht. Eine weitere Erhöhung oder Verschärfung kann notwendig sein, wenn die Prüfung sonst nicht in einem wirtschaftlich vertretbaren Zeitraum erfolgen kann. Dabei muss die schädigende Wirkung der Prüfbelastung der Betriebsbelastung vergleichbar sein. Im Allgemeinen besteht die Gefahr, dass sich die Lasterhöhung zu veränderten Schädigungsmechanismen führt und so die Prüfung als Abbildung der Betriebsbeanspruchung verfälscht.

Bei der Auslegung gegen Ermüdungsbruch kann prinzipiell nach zwei Konzepten bzw. Strategien verfahren werden. Diese sind an die speziellen betrieblichen Bedingungen angepasst. Für die gleiche Anlage kann für verschiedene Bauteile das eine oder andere Konzept Anwendung finden.

Safe-Life-Konzept

Dieses Konzept wird verfolgt, wenn eine Komponente eine geforderte Lebensdauer sicher erreichen soll, ohne dass in dieser Zeit Inspektionen möglich sind, die ein mögliches Versagen in einer frühen Phase des Ermüdungsprozesses sicher entdecken würden. Dies ist der Fall, wenn die Komponente wie bei Automobilen nicht durch geschultes Personal inspiziert wird. Ein weiteres Argument für das Safe-Life-Konzept ist, wenn aufgrund der Beanspruchungsfrequenz die notwendigen Inspektionsintervalle so kurz werden, dass ein wirtschaftlicher Betrieb aufgrund der häufigen Stillstandszeiten nicht möglich ist.

Fail-Safe-Konzept

Nach diesem Konzept wird ein teilweises Versagen von Komponenten während der Nutzungsdauer toleriert. Dieses Versagen darf jedoch nicht zum Totalausfall führen. Hauptmerkmal solcher Komponenten ist, dass es sich um Bauteile mit mehreren redundanten Lastpfaden, z.B. Verbundkonstruktionen, handelt. Der partielle Ausfall wird während des Betriebes vor einem Totalausfall entdeckt. Dies muss durch Inspektionen sichergestellt werden, die einen Anriss bzw. Riss in der Struktur während der stabilen Rissfortschrittsphase aufdecken. Beispiele hierfür sind Flugzeugstrukturen. Ein wesentliches Merkmal des Fail-Safe-Konzeptes ist

die Verwendung von schadenstoleranten Werkstoffen, d.h. Werkstoffen, die eine hohe Duktilität und Risszähigkeit besitzen.

In den unterschiedlichen Technikbereichen haben sich unterschiedliche Methoden durchgesetzt, mit denen die an der technischen Entwicklung beteiligten Stellen eine ausreichende Sicherheit erzielen. Dabei sind das Maß der Sicherheit bzw. die Wahrscheinlichkeit eines Versagens und die Methoden vor allem auch an die spezifischen betrieblichen Anforderungen angepasst.

Im *Automobilbau* nimmt bei der Freigabe der Versuch die zentrale Rolle ein. Diese folgt der rechnerischen Vordimensionierung. Dabei werden bei Komponenten möglichst einfache Tests mit konstanter oder variabler Amplitude durchgeführt. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn für ein einzelnes Bauteil Änderungen im Herstellprozess beurteilt werden müssen. Für Baugruppen und vor allem für die Gesamtstruktur werden komplexe und aufwendige Versuche durchgeführt. Diese geben das Beanspruchungsgeschehen im Nachfahrversuch unter Verwendung der Beanspruchungszeitverläufe in geraffter bzw. verschärfter Form wieder. Schließlich wird im Fahrversuch (Dauerlauf) auf speziellen Teststrecken eine gegenüber dem Fahrzeugleben beim Kunden zeitgeraffte Beanspruchung aufgebracht. Die im Automobilbau produzierten hohen Stückzahlen und geringen Herstellkosten des Einzelproduktes erlauben eine sehr umfangreiche experimentelle Absicherung. Mit Ausnahme einiger weniger Komponenten findet das Safe-Life-Konzept Anwendung, da zuverlässige Festigkeitsinspektionen weltweit nicht sichergestellt werden können.

In der *Luft- und Raumfahrt* kommen neben dem rechnerischen Festigkeitsnachweis ebenfalls Versuche zum Tragen. Diese gliedern sich in Prüfungen von Komponenten, Baugruppen und der Gesamtstruktur (Full-Scale Test). Aufgrund der geringeren Stückzahlen und der verhältnismäßig hohen Kosten des einzelnen Produktes ist der Stichprobenumfang bei der Prüfung gering. Eine statistische Absicherung ist nur bedingt gegeben. Bei Flugzeugen hat aus Gründen der Effizienz Leichtbau höchste Priorität. Verbundstrukturen und das Fail-Safe-Konzept finden Anwendung. Inspektionen durch geschultes Personal sind vorgeschrieben.

Im *Schienenfahrzeugbau* herrscht der Dauerfestigkeitsnachweis vor. Auch wenn dieser formal zwar als Dauerfestigkeitsnachweis geführt wird, bildet er häufig in Form eines schädigungsäquivalenten Nachweises einen Festigkeitsnachweis gegen variable Amplituden ab. Die Lebensdauer von Schienenfahrzeugen beträgt in der Regel 30 Jahre und mehr. Die Lebensdauer einiger Komponenten im Fahrwerksbereich ist aufgrund des Verschleißes auf geringere Laufleistungen beschränkt. Dies gilt zum Beispiel für Radreifen oder Vollräder. Für einige Komponenten werden Bauteilprüfungen zur Freigabe gefordert. Hierzu zählen Drehgestelle und zum Teil auch Radscheiben. Diese werden als Betriebsfestigkeits-, Blockprogramm- oder Einstufenversuche durchgeführt. Die hohen geforderten Lebensdauern und der hohe Grad internationaler Standardisierung führt dazu, dass Änderungen der Entwicklungsmethoden nur sehr langfristig vorgenommen werden können. Neue Methoden und Technologien können nur wesentlich langsamer als zum Beispiel in der Automobilentwicklung eingeführt werden. Regelwerke spielen in der Entwicklung und im Betrieb von Schienenfahrzeugen eine wichtige Rolle. Dies liegt zum einen am internationalen Verkehr (Interoperabilität). Zum anderen sind die Fahrzeuge zum Teil langlebiger als wirtschaftliche, betriebliche und auch personelle Strukturen.

Man kann also nicht pauschal von *dem* Stand der Technik sprechen. Eine Wertung zwischen den in den verschiedenen Bereichen etablierten Methoden ist

nicht möglich. Jeder Technikbereich verwendet und optimiert die Modelle und Methoden in Rückkopplung gemachter Betriebserfahrungen, die den jeweiligen Anforderungen an Sicherheit, betrieblicher Umsetzbarkeit und Wirtschaftlichkeit genügen.

Begriffe zum Stand der Technik sind in der Rechtsprechung lange Zeit verwendet worden, ohne dass es eine definierende Grundlage gab. Die drei hierarchischen Begriffe „allgemein anerkannte Regeln der Technik“, „Stand der Technik“ und „Stand von Wissenschaft und Technik“ sind erst durch das Bundesverfassungsgericht 1978 rechtsverbindlich definiert worden /BVG 78, Baue 87/. Diese Definitionen werden im Folgenden erläutert.

Die *anerkannten Regeln der Technik* sind

- von der Mehrheit der Fachleute anerkannt,
- wissenschaftlich begründet,
- praktisch erprobte und
- ausreichend bewährte

Regeln zum Lösen technischer Aufgaben. Normen wie DIN- oder EN-Normen erfüllen diese Anforderungen. Dabei ist es notwendig, dass bei ihrer Entstehung auch neutrale Fachleute ausreichende Möglichkeiten zur Prüfung und Stellungnahme haben. Wer bei der Produktion die allgemein anerkannten Regeln der Technik befolgt, hat die Vermutung für sich, dass das Produkt den berechtigten Sicherheitserwartungen der Allgemeinheit entspricht. Diese Vermutung ist jedoch im Einzelfall rechtlich zu prüfen.

Die Anforderungen an die eigene Sorgfaltspflicht gehen aber über die allgemein anerkannten Regeln der Technik hinaus. Hierzu muss der *Stand der Technik* eingehalten bzw. beachtet werden. Dieser

- umfasst das Fachleuten verfügbare Wissen,
- ist wissenschaftlich begründet,
- praktisch erprobt und
- ausreichend bewährt.

Dieses Wissen muss noch nicht in Form von Regeln im Rahmen eines umfassenderen Regelwerkes nieder- bzw. festgeschrieben sein. Die Kenntnis bestimmten Wissens ist ausreichend. Dessen Anwendung ist aber auch erforderlich. Was im Einzelfall dem Stand der Technik entspricht, muss gutachterlich geprüft werden. Dazu müssen Schrifttum, wissenschaftliche Kongresse und Fachveranstaltungen einbezogen werden. Mit dem Einhalten diesen nachweisbaren Standes der Technik kommt der Produzent als Unternehmen und der Ingenieur als Einzelperson seiner vollen Sorgfaltspflicht nach.

Die dritte Stufe bildet der *Stand von Wissenschaft und Technik*. Dieser ist

- wissenschaftlich begründet,
- technisch als durchführbar erwiesen,
- ohne praktische Bewährung,
- öffentlich zugänglich,
- ohne räumliche Grenzen.

Der Stand von Wissenschaft und Technik grenzt den verschuldungsbegründeten Konstruktions- gegen den verschuldungsfreien Entwicklungsfehler ab. Das Einhalten des Standes von Wissenschaft und Technik wird nur für Arbeiten im Bereich des Bundesatomgesetzes und der Strahlenschutzverordnung gefordert. Für alle anderen Fälle geht dieser Stand über die üblichen Sorgfaltspflichten hinaus. Für allgemeine sicherheitsrelevante Problemstellungen ist sicherlich auch von Bedeutung, dass im Stand von Wissenschaft und Technik *keine* praktische Bewährung, im Stand der Technik aber eine praktische Erprobung und ausreichende Bewährung eingeschlossen ist.

5.1 Rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit

Auf Grund von Ergebnissen aus Schwingversuchen und Erfahrungen ist es möglich, Schwingfestigkeitsdaten rechnerisch abzuschätzen. Die Berechnungsmethoden und -ansätze basieren auf experimentellen Beobachtungen. Die Erfassung der verschiedenen Einflüsse geschieht weitgehend auf empirischem Weg. Die beeinflussenden Parameter auf die Schwingfestigkeit sind jedoch vielfältig, was diese Vorgehensweise auf bestimmte Anwendungen beschränkt. Allerdings hat sich die empirische Methodik insofern bewährt, als den Ingenieuren für die praktische Tätigkeit ein handhabbares Werkzeug zur Verfügung steht, das innerhalb von bestimmten Gültigkeitsgrenzen verlässliche Abschätzungen liefert.

Im Folgenden werden Methoden zur rechnerischen Abschätzung vorgestellt, die in Bezug auf die Festigkeitsberechnung von Radsatzwellen späterhin Anwendung finden.

Bestimmung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit

Nach einer Auswertung der IABG, /IABG - I/, von 62 Versuchsreihen (unlegierte und niedriglegierte Stähle) ergibt sich im Bereich $R_{p0,2}=200$ bis 1600 MPa ein linearer Zusammenhang zwischen Zug-Druck-Wechselfestigkeit und 0,2-Dehngrenze, vergl. **Bild 5-3** und **Tafel D-1**:

$$\sigma_{zdW} = 0,45 \cdot R_{p0,2} + 98 \quad (5-1)$$

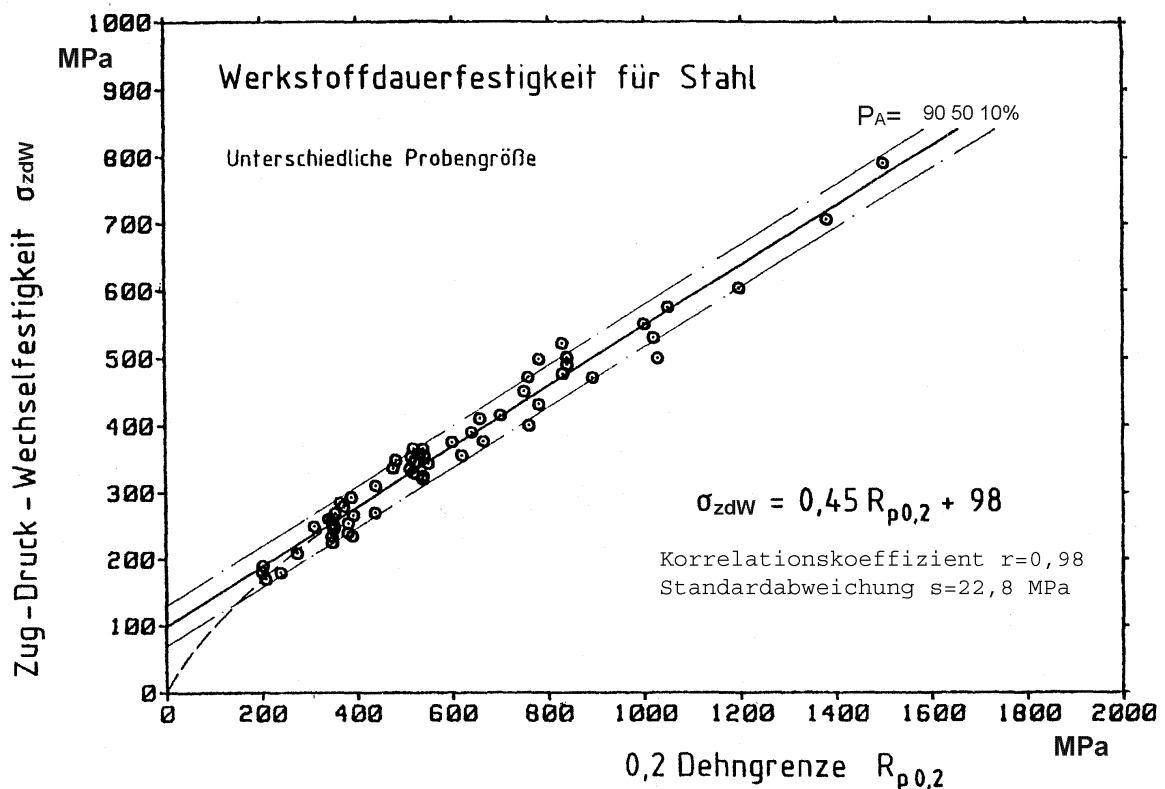


Bild 5-3: Zug-Druck-Wechselfestigkeit in Abhängigkeit von $R_{p0,2}$, /IABG - I/

5.1 Rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit

Die zugrunde gelegten Ergebnisse sind an Proben unterschiedlicher Größe ermittelt worden:

Oberfläche A

$$A = \pi \cdot d \cdot l \quad (5-2)$$

Durch Normierung auf $A_0 = 800 \text{ mm}^2$, /IABG - I/, vergl. **Bild 5-4**, erhält man die Gleichung

$$\sigma_{\text{zdW}} = 0,44 \cdot R_{p0,2} + 100 \quad (5-3)$$

die einen etwas höheren Korrelationskoeffizienten aufweist als Gleichung (5-1), s. **Bild 5-5**.

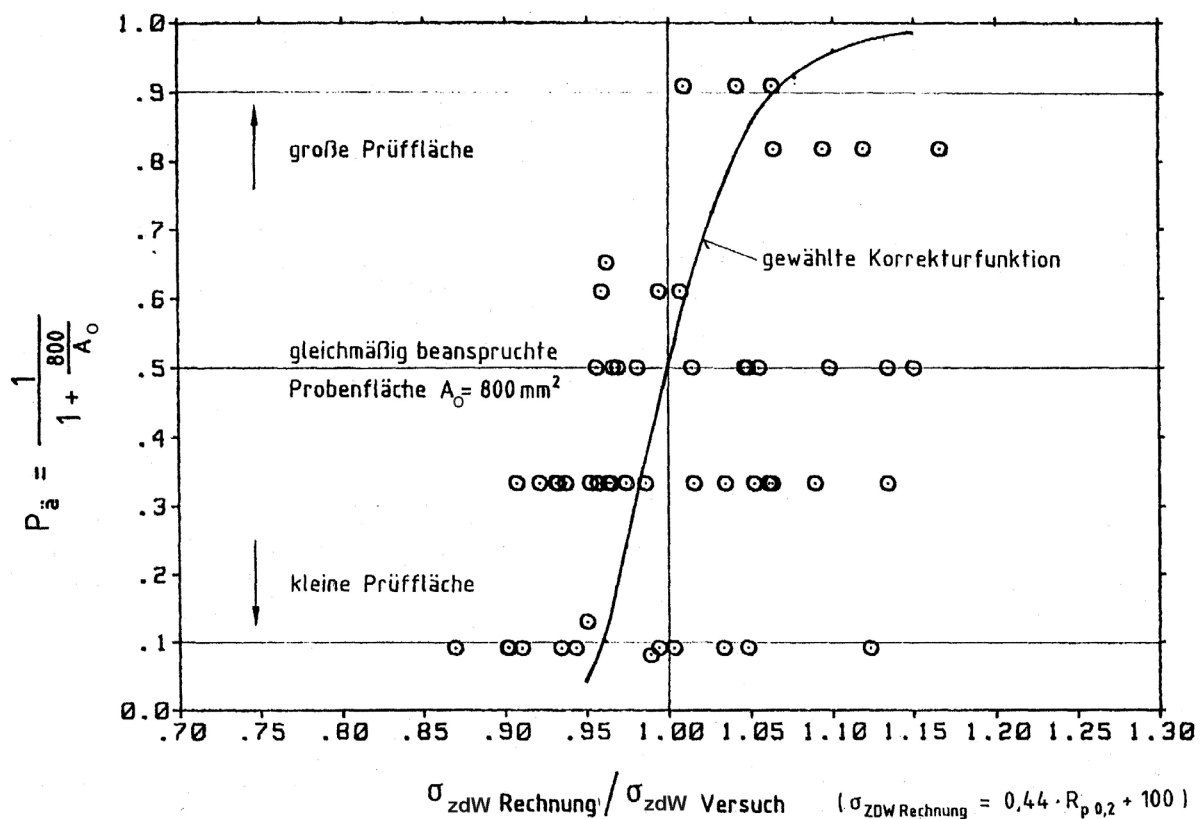


Bild 5-4: Statistischer Größeneinfluss bei Zug-Druck-Wechselproben unterschiedlicher Größe, /IABG - I/

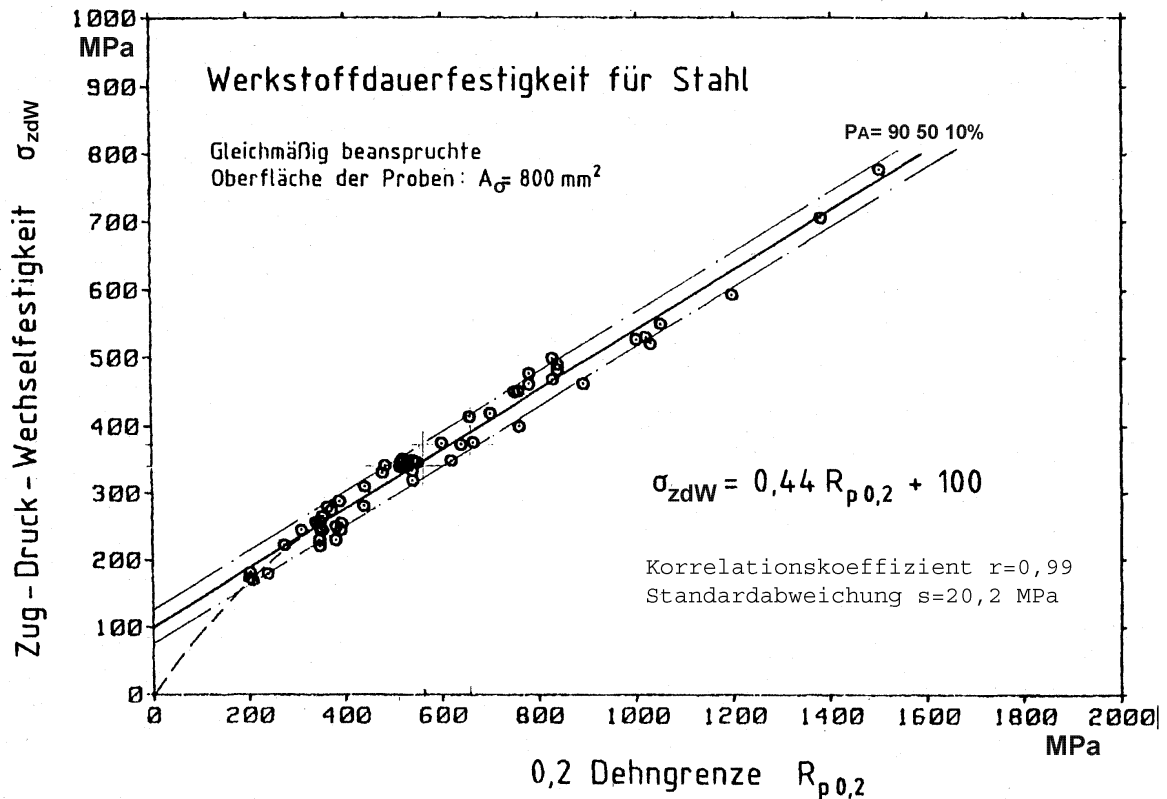


Bild 5—5: Zug-Druck-Wechselfestigkeit in Abhängigkeit von $R_{p0,2}$ bei normierter Probenoberfläche, /IABG - I/

In dieser Untersuchung der IABG wurde festgestellt, dass die Korrelation zwischen σ_{zdW} und $R_{p0,2}$ besser ist als zwischen σ_{zdW} und R_m . Gleichung (5-3) wird deshalb als eine gute Näherung angesehen.

In /Huff 02/ wird darauf hingewiesen, dass es zwischen der Schwingfestigkeit der Bauteile und der „Grundfestigkeit“ einen solchen linearen Zusammenhang gibt. Werden am Bauteil diese Festigkeitswerte nicht erreicht, kann das daran liegen, dass Fehlstellen vorliegen oder ungünstige Eigenspannungen aus dem Fertigungsprozess wirksam sind. Entscheidend ist der Werkstoffzustand am Ort der Rissentstehung (eingelagerte Teilchen, Riefen, Beschädigungen, Korrosionsnarben, u.s.w.).

In /Liu 89/ wurden für 24 Versuchsreihen (unlegierte und niedriglegierte Stähle) folgende Korrelationsformeln ermittelt, s. **Tafel D-3** sowie **Bild 5—6** bis **Bild 5—8**:

$$\sigma_{zdW} = 0,493 \cdot R_m - 12 \quad r = 0,945 \quad (5-4)$$

$$\sigma_{zdW} = 0,447 \cdot R_{p0,2} + 90 \quad r = 0,926 \quad (5-5)$$

$$\sigma_{zdW} = 0,817 \cdot R'_{p0,2} - 29 \quad r = 0,974 \quad (5-6)$$

5.1 Rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit

Hier erweist sich die zyklische 0,2-Dehngrenze $R'_{p0,2}$ als besonders geeignete Bezugsgröße. Der Unterschied zwischen Gleichung (5-3) und Gleichung (5-5) ist gering.

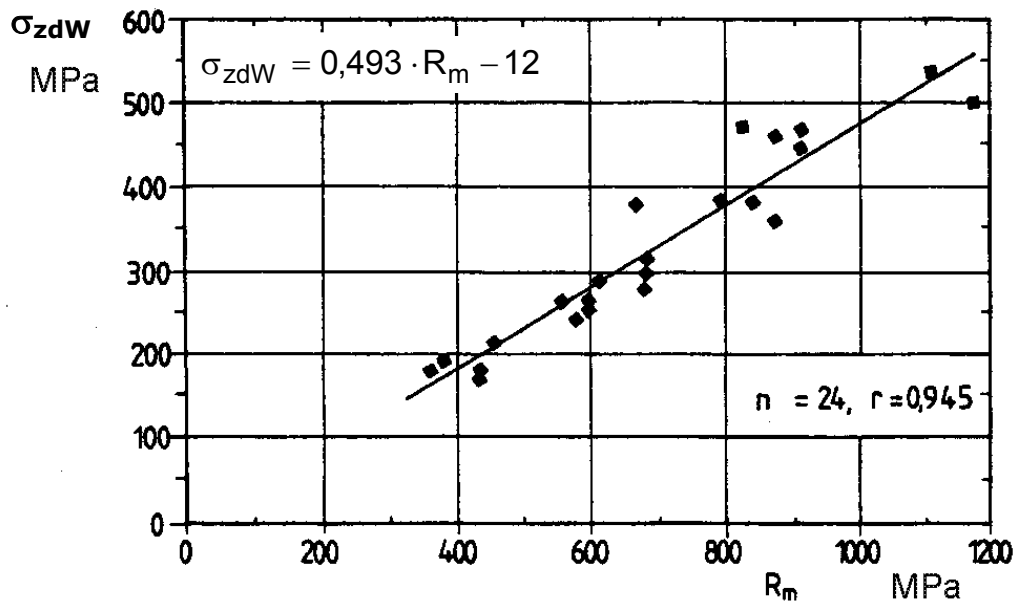


Bild 5—6: Abhängigkeit der Zug-Druck-Wechselfestigkeit von der Zugfestigkeit R_m , /Liu 89/

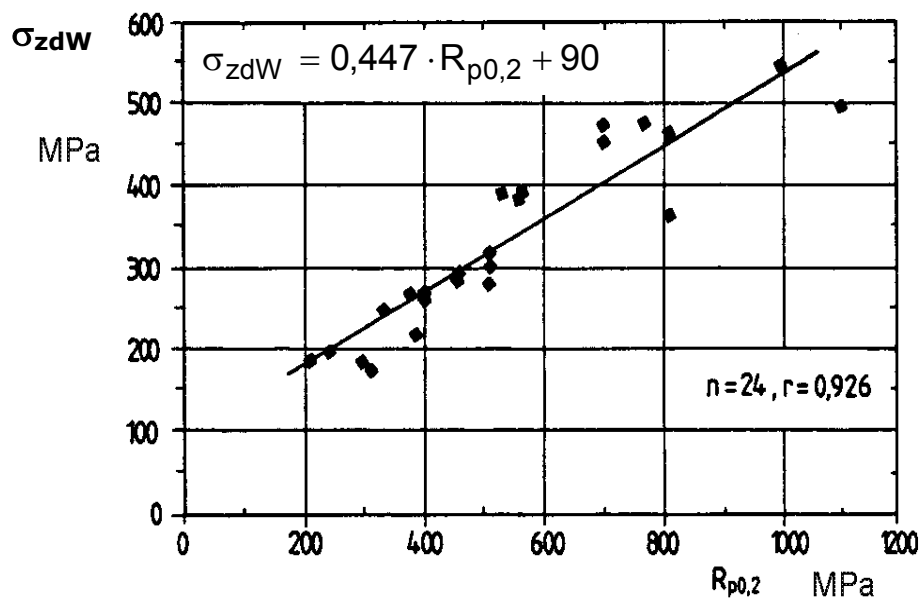


Bild 5—7: Abhängigkeit der Zug-Druck-Wechselfestigkeit von der statischen 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$, /Liu 89/

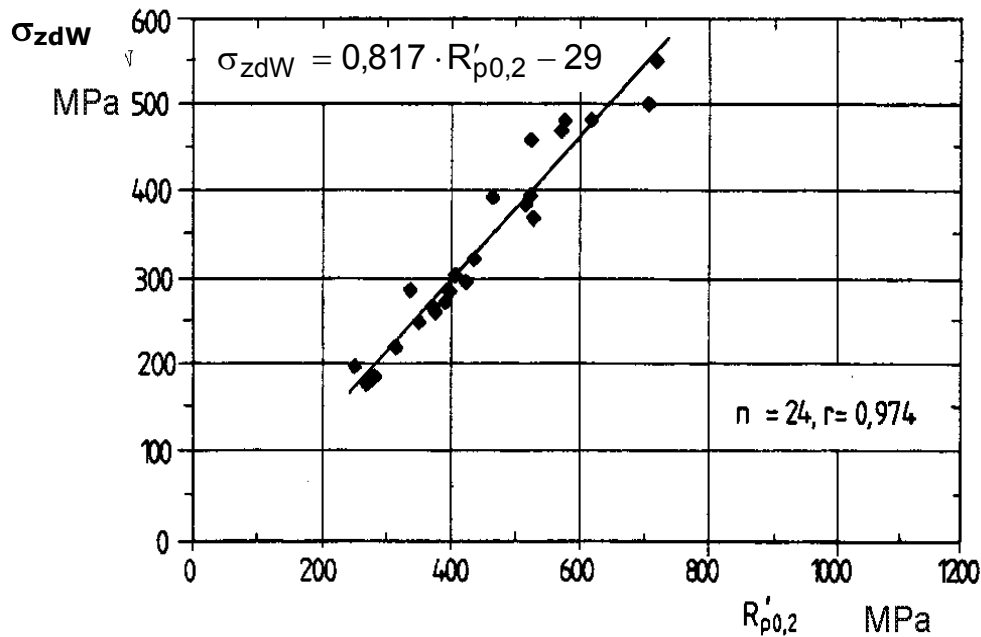


Bild 5–8: Abhängigkeit der Zug-Druck-Wechselfestigkeit von der zyklischen 0,2-Dehngrenze $R'_{p0,2}$, /Liu 89/

Bestimmung der Biegewechselfestigkeit

Nach dem Stützwirkungskonzept ist die Zug-Druck-Wechselfestigkeit und die Biegewechselfestigkeit über die Stützziffer n folgendermaßen verknüpft:

$$\sigma_{bW} = n \cdot \sigma_{zdW} \quad (5-7)$$

Bestimmung der Stützziffer n

Mit der Stützziffer n wird erfasst, dass, wenn ein Spannungsgradient $\chi^* > 0$ vorliegt, die örtlich ertragbare Amplitude zunimmt. Dies wird als Grund dafür angesehen, dass sich eine Formzahl K_t nicht voll auswirkt, d.h. die Kerbwirkung ausgedrückt durch die Kerbwirkungszahl

$$K_f = \frac{S_{aD \text{ glatt exp}}}{S_{aD \text{ gekerbt exp}}} \quad (5-8)$$

in der Realität kleiner ist als K_t .

Nach Siebel und Stieler, /Sieb 55/, gilt:

$$n = 1 + \sqrt{K \cdot \chi^*} \quad (5-9)$$

K ist ein Werkstoffkennwert. Das bezogene Spannungsgefälle als Maß für den Spannungsgradienten an der höchstbeanspruchten Stelle kann nach **Bild 5–9** bestimmt werden.

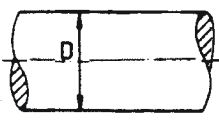
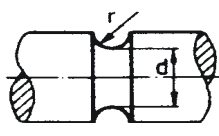
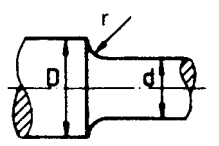
	χ^* [mm ⁻¹]
	$\frac{2}{D}$
	$\frac{2}{D} + \frac{2}{r}$
	$\frac{4}{D+d} + \frac{2}{r}$

Bild 5—9: Bezogener Spannungsgradient χ^* an Wellen bei Biegung

Um den K-Wert zu bestimmen, ist es sinnvoll die Dauerfestigkeit für Biegung (Umlaufbiegung) für glatte Probestäbe σ_{bW} mit σ_{zdW} zu vergleichen, denn es gilt

$$n = \frac{\sigma_{bW \text{ glatt}}}{\sigma_{zdW \text{ glatt}}} \quad (5-10)$$

Mit $\chi^* = 2/D$ für Biegung und glatten Probestäben kann geschrieben werden

$$n = 1 + \sqrt{\frac{2K}{D}} \quad (5-11)$$

Auf die Bestimmung von K wird in Kapitel 10.1.3 eingegangen.

Statistischer Größeneinfluss

Unter statistischem Größeneinfluss wird die Abhängigkeit der Festigkeitseigenschaften von der Bauteilgröße infolge der statistischen Verteilung von Fehlstellen verstanden. Mit zunehmender Bauteilgröße steigt die Wahrscheinlichkeit eines Bruchausgangs. Fehlstellen sind Poren, Lunker, Einschlüsse, Gefügeanomalien oder Oberflächenfehler. Auch für die Übertragung von Ergebnissen an Probestäben auf Bauteile spielt der statistische Größeneinfluss eine Rolle.

Bei schwingender Beanspruchung ist die ertragbare Spannungsamplitude abhängig von der Größe der kritischen Oberfläche. Der Faktor für die Erfassung des statistischen Größeneinflusses ist

$$F_{\text{stat}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{ao}} \quad (5-12)$$

$$F_{\text{stat}} = \left(\frac{A_o}{A}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (5-13)$$

Für Gleichung (5-3), $\sigma_{zdw}=f(R_{p0,2})$, war die Bezugsoberfläche $A_o=800 \text{ mm}^2$ verwendet worden. Ist an einem Bauteil die äquivalente Oberfläche $A < A_o$, so ist $F_{\text{stat}} > 1$, ist $A > A_o$, so ist $F_{\text{stat}} < 1$.

Die äquivalente Fläche lässt sich mit dem Spannungsintegral bestimmen. Für einfache Kerbformen gibt es Näherungsformeln. Nach /Böhm 82, Scho 88, Jung 97/ in /Liu 01/ gilt:

$$A = C_1 \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{d}{2\rho}\right)^{C_2} \cdot \left[1 - C_3 \left(\frac{t}{\rho}\right)^{C_4}\right]^{\kappa C_5} \quad (5-14)$$

	Koeffizienten				
	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Zug-Druck	11,2	-0,95	0,2	-0,95	-0,45
Umlaufbiegung	11,2	-0,95	0,2	0,1	-0,49

Tafel 5-1: Koeffizienten für die Näherungsformel (5-14)

Nach Liu kann die Näherungsformel

$$A = B_{\text{ä}} \cdot L_{\text{ä}} \quad (5-15)$$

verwendet werden, /Liu 01/. Die äquivalente Breite und Länge bei Wellen kann nach **Bild 5–10** bestimmt werden.

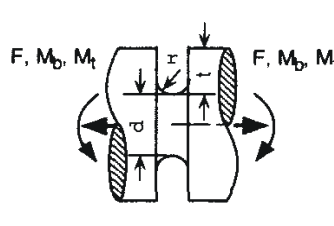
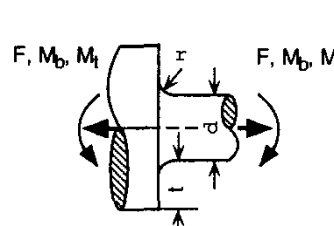
	Umlaufkerbe	abgesetzte Welle
Geometrie		
Beanspruchungsart	für Zug-Druck und Umlaufbiegung	
$B_{\text{ä}}$	$d\pi$	$d\pi$
$L_{\text{ä}}$	0,5 r	0,4 r

Bild 5–10: Äquivalente Breite $B_{\text{ä}}$ und Länge $L_{\text{ä}}$ nach /Liu 01/

Auf die Bestimmung des Weibull-Exponenten κ , Gleichung (5-13), wird in Kapitel 10.1.3 eingegangen.

Eigenspannungen

Sind die Eigenspannungen an der Oberfläche bekannt und ist davon auszugehen, dass diese im Betrieb nicht abgebaut werden, so können diese wie Mittelspannungen behandelt werden, d.h. je nachdem ob Zug- oder Druckeigenspannungen vorliegen, wird die ertragbare Amplitude erniedrigt oder erhöht.

Im Folgenden werden nur die Eigenspannungen in Längsrichtung betrachtet. Da die Eigenspannungen in Umfangsrichtung, wie Messungen zeigen, das gleiche Vorzeichen haben, ist ihr zusätzlicher Einfluss gering.

Der Eigenspannungsfaktor F_{Ei} ergibt sich zu

$$F_{Ei} = \frac{\text{örtlich ertragbare Amplitude mit Eigenspannungen}}{\text{örtlich ertragbare Amplitude ohne Eigenspannungen}} \quad (5-16)$$

Dabei werden zwei Bereiche unterschieden, vergl. auch /FKM 02/.

$$-\infty \leq R \leq 0$$

und $0 < R \leq 0,5$

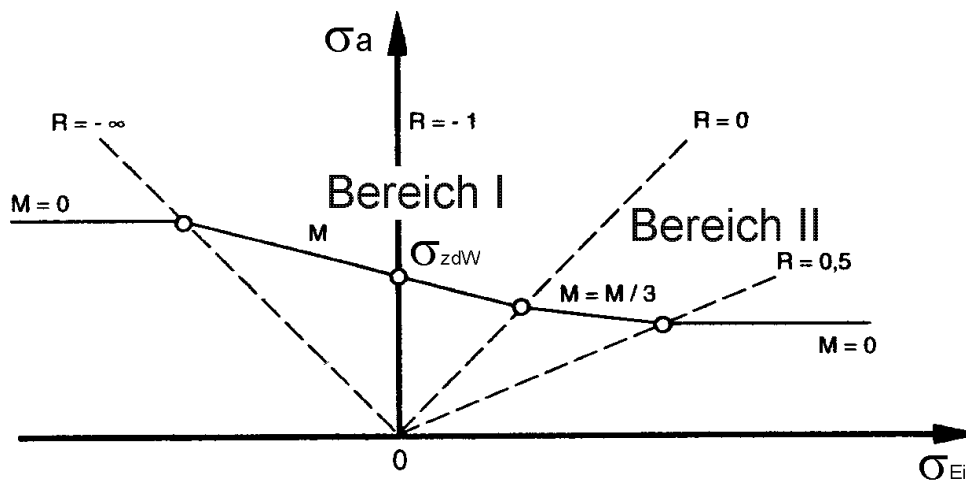


Bild 5–11: Einfluss der Mittelspannung bzw. Eigenspannung auf die ertragbare Amplitude

Für den Bereich I gilt:

$$F_{Ei} = 1 - M \frac{\sigma_{Ei}}{\sigma_{zdW}} \quad (5-17)$$

und für den Bereich II:

$$F_{Ei} = \frac{1 + \frac{M}{3}}{1 + M} - \frac{M}{3} \frac{\sigma_{Ei}}{\sigma_{zdW}} \quad (5-18)$$

M bedeutet Mittelspannungsempfindlichkeit. Nach /FKM 02/ gilt für Stähle:

$$M = 0,00035 \cdot R_m - 0,1 \quad (5-19)$$

Die ertragbare Amplitude mit Eigenspannungen beträgt

$$\begin{aligned} \sigma_a &= f(\sigma_{Ei}) \\ &= F_{Ei} \cdot \sigma_{zdW} \end{aligned} \quad (5-20)$$

Oberflächeneinfluss

Die folgende Betrachtung bezieht sich allein auf spanend bearbeitete Oberflächen. Randschichtbehandelte Oberflächen (Festwalzen, Kugelstrahlen, Nitrieren) werden nicht betrachtet.

Nach /Gude 99/ gilt für Stähle

$$F_o = 1 - 0,22(\lg R_z)^{0,64} \cdot \lg R_m + 0,45(\lg R_z)^{0,53} \quad (5-21)$$

d.h. die Schwingfestigkeit hängt ab von der Rauigkeit R_z . Sie nimmt mit zunehmender Zugfestigkeit R_m ab, s. **Bild 5–12**.

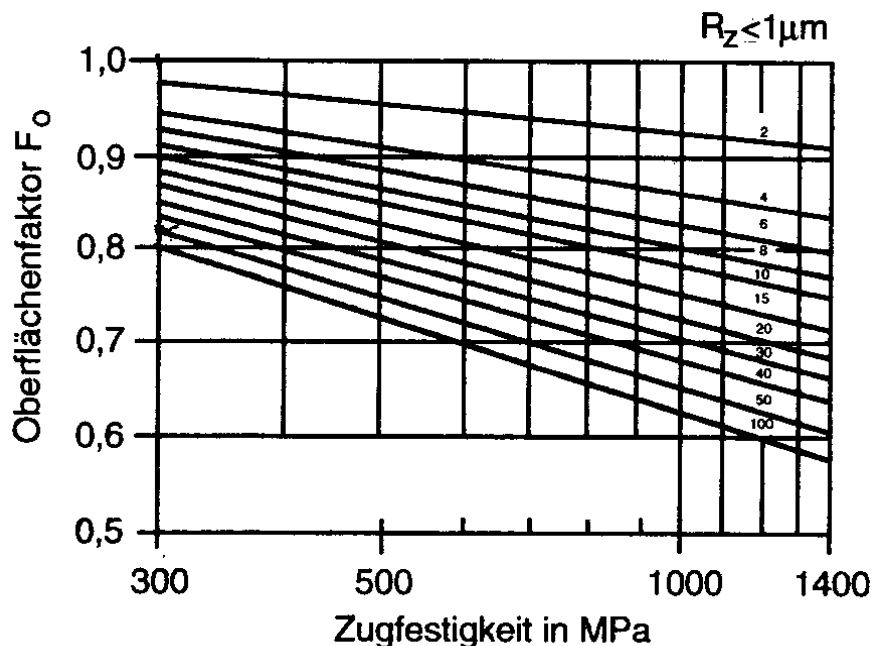


Bild 5–12: Oberflächenfaktor F_o nach /Gude 99/

R_z ist die gemittelte Rauhtiefe nach DIN 4768, vergl. **Bild 5–13**.

$$R_z = \frac{1}{5}(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5) \quad (5-22)$$

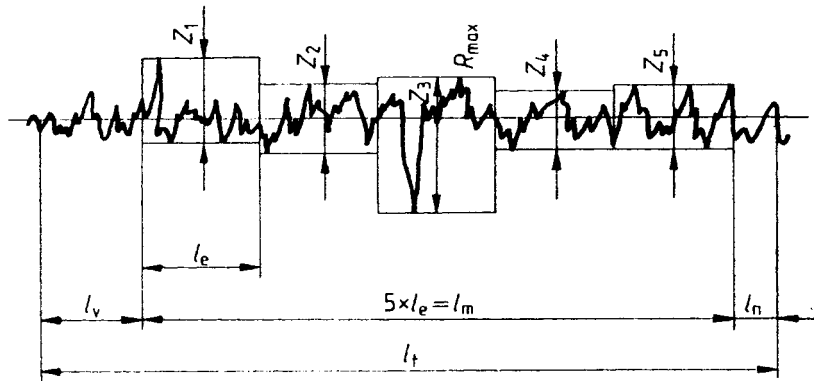


Bild 5–13: Gemittelte Rauhtiefe nach DIN 4768

Die Rauhtiefe R_z ist zur Erfassung des Einflusses der Oberflächentopographie auf die Schwingfestigkeit keine besonders geeignete Kenngröße, da sie die Mikrogeometrie nur sehr unvollständig erfasst. Neuere Vorschläge sind zurzeit noch Gegenstand der Forschung.

Technologischer Einfluss

Jede Änderung der absoluten Bauteilgröße führt in der Regel auch zu fertigungsbedingten Änderungen der Werkstoffeigenschaften im Bauteilinneren und an der Oberfläche. Reinheit, Gefügestand, Verschmiedungsgrad, Vergütungsstand, Härte, Oberflächenbeschaffenheit und ähnliche von der Bauteilgröße abhängige Eigenschaften beeinflussen die Dauerfestigkeit.

Bei Wärmebehandlungen ist beispielsweise zu erwarten, dass Abschreckvorgänge in Abhängigkeit der Bauteilabmessungen zu unterschiedlichen Gefügeausbildungen und Eigenspannungszuständen führen. Alle durch Fertigung und Wärmebehandlung bedingten abmessungsabhängigen Veränderungen des Werkstoffzustandes und ihre Auswirkungen auf die Schwingfestigkeit werden durch den technologischen Faktor erfasst.

Für die Dauerfestigkeitsberechnung geschmiedeter Bauteile aus Stahl werden in /Gude 99/ mit Bezug auf /Zenn 77/, /FVV 81/ und /Hück 83/ basierend auf der Zugfestigkeit angeschmiedeter Probestäbe sowie der Verschmiedungsart folgende technologische Faktoren genannt:

$$\text{faserfluss geschmiedet: } F_T = \frac{2313 - R_m}{1790} \quad (5-23)$$

$$\text{gesenk geschmiedet: } F_T = \frac{2195 - R_m}{1790} \quad (5-24)$$

$$\text{freiform geschmiedet: } F_T = \frac{2069 - R_m}{1790} \quad (5-25)$$

Wie **Bild 5–14** zeigt ist der Technologiefaktor F_T abhängig vom Schmiedeprozess. Er nimmt jeweils mit zunehmender Zugfestigkeit ab.

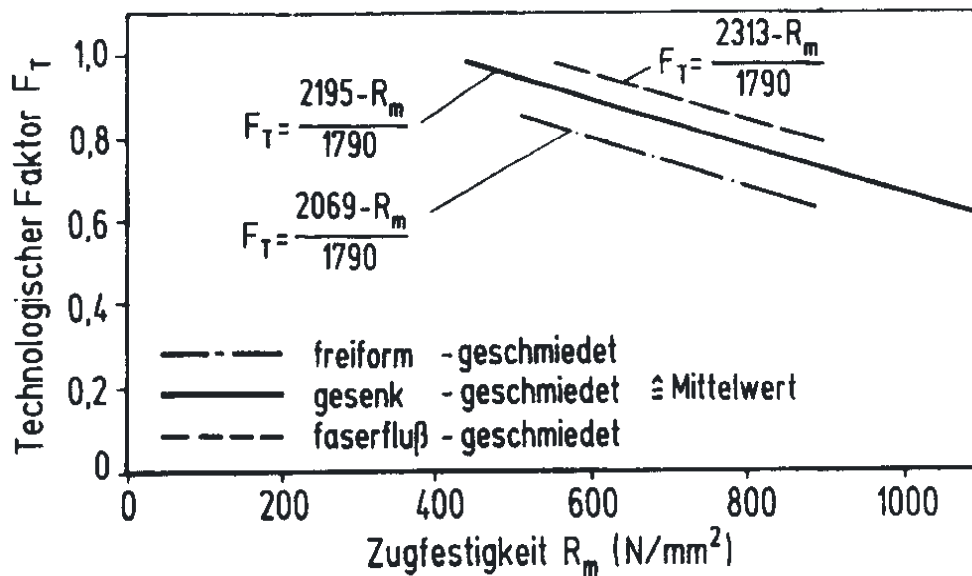


Bild 5–14: Technologiefaktor nach /Gude 99/

5.2 Schwingfestigkeit von Presssitzen

Die Auslegung hinsichtlich einer ausreichenden statischen Tragfähigkeit bzgl. Biege- und Torsionsmomenten (Verhindern von Durchrutschen) wird in diesem Bericht nicht behandelt. Dies ist Gegenstand der DIN 7190, /DIN 7190/.

Die Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen wird neben der werkstofflichen Ermüdung auch durch eine Reibermüdung begrenzt. Dabei kommt es bei schwingender Belastung zwischen der Welle und der Nabe zu einem lokalen Gleiten. Der Schlupfweg ist auf der druckbeanspruchten Seite kleiner als auf der zugbeanspruchten, da sich hier aufgrund der äußeren Last die Kantenpressung und damit auch die Reibkräfte erhöhen, **Bild 5–15**.

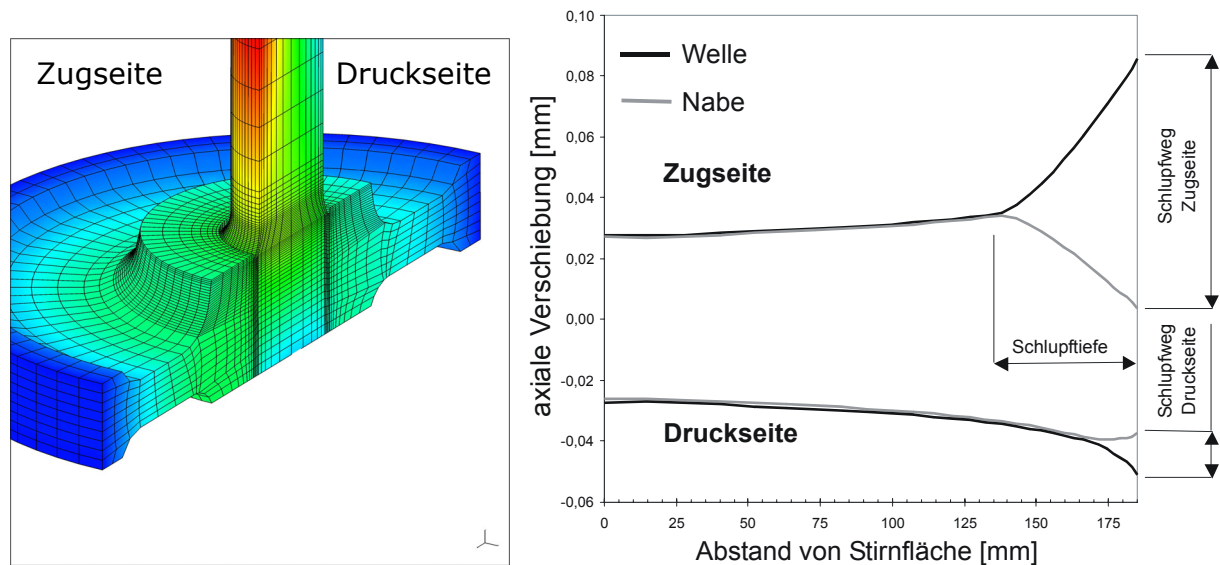


Bild 5–15: Schlupfweg- und tiefe (links) nach FEM-Rechnung (rechts) bei einer biegebelasteten Welle

In /Smet 01/ werden lastabhängig folgende Bereiche unterschieden:

1. schlupflose Biegemomentübertragung,
2. schlupfbehafte Biegemomentübertragung,
3. Klaffen und
4. Lösen.

Der Bereich der schlupflosen Biegemomentübertragung ist unter praktischen Gesichtspunkten kaum relevant, da die zulässigen Lasten dann sehr gering bzw. die notwendigen Bauteilabmessungen sehr groß wären. Im Bereich der schlupfbehafte Biegemomentübertragung kann der Schlupf tribologisch unschädlich oder tribologisch schädlich sein, je nachdem, ob der tatsächliche Schlupf s_w kleiner oder größer als der Grenzschlupf $s_{w,zul}$ ist. Im Bereich des Klaffens, wird die Flächenpressung durch die äußere Last auf der Zugseite lokal aufgehoben und es entsteht ein Spalt zwischen Welle und Nabe. Im Bereich des LöSENS ist die äußere Belastung dann so hoch, dass sich die Nabe von der Welle schiebt und es zu einer Trennung kommt. Die Bereiche Klaffen und LöSENS sind für Eisenbahnfahrwerke nicht interessant, da hier eine ausreichende Gestaltfestigkeit nicht mehr gegeben ist. Der relevante Lastbereich ist die schlupfbehafte Biegemomentübertragung. Eine zuverlässige Festlegung eines tribologisch unschädlichen

Schlupfes gibt es aber nicht. Hier spielen eine ganze Reihe von Parametern eine Rolle.

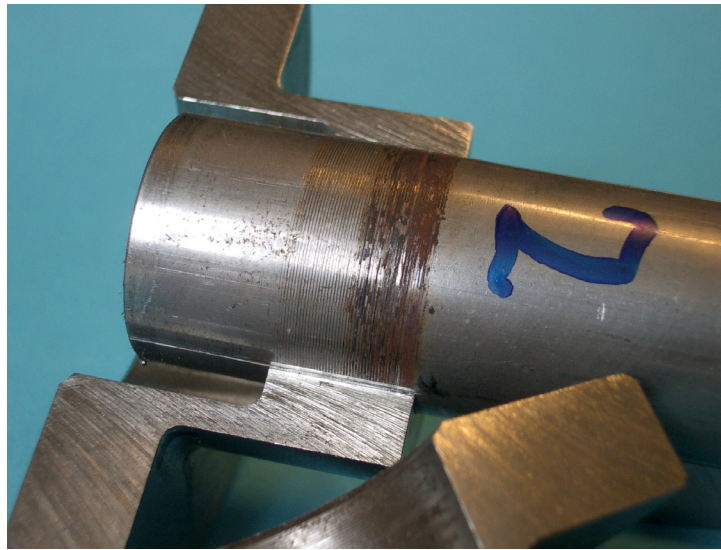


Bild 5–16: Durch Reibkorrosion geschädigte Welle-Nabe-Verbindung, nach /Diet 03/

Überschreitet der Schlupf einen Grenzwert, führt dies zu Reibkorrosion, welche im Extremfall die Oberfläche der Welle zerrüttet und damit Anrisse erzeugt, **Bild 5–16**. Die kennzeichnenden Einflussgrößen sind:

- der Schlupfweg bzw. die Schlupfwegamplitude,
- die Fugenpressung und
- die Höhe der schwingende Beanspruchung.

Dies sind lokale Größen, die wesentlich von der geometrischen Gestaltung der Welle und Nabe abhängen. Darüber hinaus können sie sich während der schwingenden Beanspruchung ändern. Der Schlupfweg und die Schlupftiefe können mittels FE-Methode rechnerisch ermittelt werden. Dies ist jedoch aufwendig, und muss in jedem Einzelfall an Versuchen kalibriert werden, in dem der berechnete mit dem gemessenen Schlupf verglichen und an diesen durch ändern der Kontaktparameter angenähert wird. Eine zuverlässige Kenntnis der quantitativen Einflüsse auf die Schwingfestigkeit (Gestaltfestigkeit) gibt es bisher nicht, so dass kein rechnerisches Konzept abgeleitet werden kann. Die Gestaltfestigkeit muss experimentell ermittelt werden.

Dabei wird die Gestaltfestigkeit ausgehend von der Zug-Druck-Wechselfestigkeit des ungekerbten Bauteiles mit einer Kerbwirkungszahl K_f für den Presssitz abgemindert. In dieser experimentell ermittelten Kerbwirkungszahl sind für den jeweiligen Fall alle angesprochenen Vorgänge und Einflüsse enthalten. Eine Arbeit in der Kerbwirkungszahlen ermittelt wurden, ist zum Beispiel /Koll 84/. Solche Kerbwirkungszahlen sind bereits in das allgemeine Regelwerk eingegangen, /DIN 743 und FKM 02/. Wegen der zahlreichen Einflüsse können diese jedoch nicht alle vorkommenden Ausführungen abdecken, /Leid 03/, **Bild 5–17**.

5.2 Schwingfestigkeit von Presssitzen

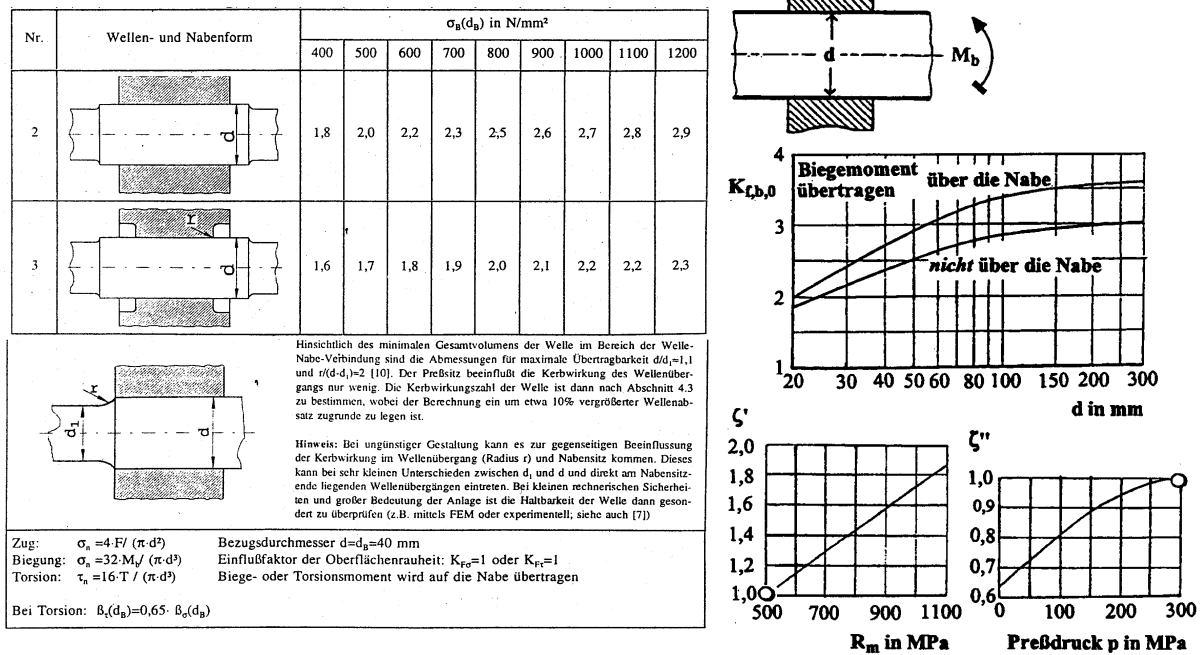


Bild 5–17: Auszug aus /DIN 743/ (links) und /FKM 02/ (rechts) mit Kerbwirkungszahlen für Presssitze

Die Kerbwirkungszahlen beziehen sich auf die Nennspannungen an der Nabenkante mit dem Fügedurchmesser D (in **Bild 5–17** als d bezeichnet).

Lokale Spannungen sind mit einfachen Mitteln für Pressverbindungen nicht zu ermitteln. In wissenschaftlichen Arbeiten sind in letzter Zeit Methoden entwickelt worden, die auf Basis von FEM-Berechnungen mit lokalen Spannungen arbeiten. Ausgangspunkt bildet das Ruiz-Kriterium, welches zur Lokalisierung des Anrissortes geeignet ist, /Ruiz 86/. Da solche Modelle jedoch nicht als Stand der Technik im Sinn der durchgängigen industriellen Anwendung angesehen werden können, wird auf eine genauere Darstellung in diesem Bericht verzichtet.

Bei wechselnden Beanspruchungen ist auch der Schlupf in der Verbindung wechselnd. Damit ändert sich in Abhängigkeit von der Zahl und Höhe der Schwingspiele der Zustand des tribologischen Systems zwischen Welle und Nabe. Im Allgemeinen stellt sich mit zunehmender Beanspruchungsdauer eine Erhöhung des Haftbeiwertes und damit eine Verringerung des Schlupfes ein. Dies führt zu einer Tragfähigkeitssteigerung, d.h. zu höheren Festigkeiten bzw. Lebensdauern. Dies wird häufig auch als Trainiereffekt bezeichnet werden, /Garz 01, Grop 97/.

Während sich bei Schwingversuchen von Stählen ab einer Ecklastschwingspielzahl von etwa $5 \cdot 10^5$ bis $5 \cdot 10^6$ eine zumindest für technische Betrachtungen ausgeprägte Dauerfestigkeit abzeichnet, ist dies bei Welle-Nabe-Verbindungen nicht der Fall. Ein Versagen kann auch nach 10^7 Schwingspielen auftreten, **Bild 5–18**.

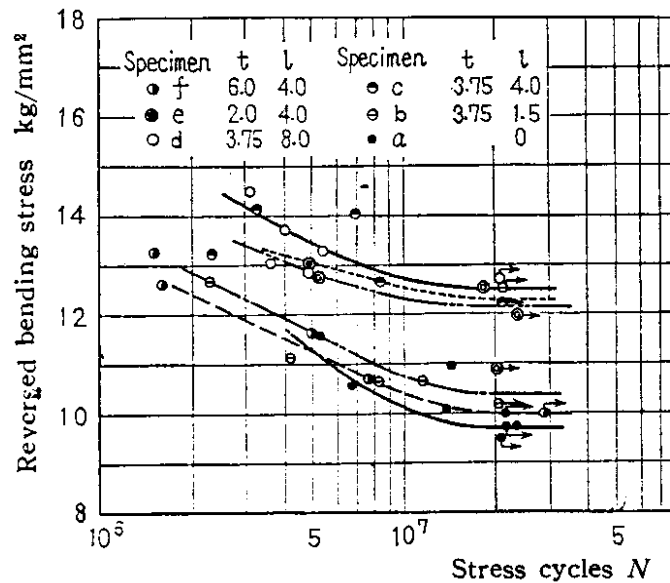


Bild 5—18: an Presssitzen kleiner Abmessungen unterschiedlicher Geometrien ermittelte Wöhlerlinien /Nish 67/

Neben der Dauerfestigkeit und der Eckschwingspielzahl ist die Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden von Interesse. Steile Neigungen liegen in der Regel bei scharf gekerbten Bauteilen oder Proben vor. In /Olde 99/ werden als Normierung für Passfederverbindungen eine Neigung $k = 4,7$ und eine Eckschwingspielzahl von $1,1 \cdot 10^7$ verwendet. Die im Schrifttum vorliegenden Einzelergebnisse lassen für biegebelastete zylindrische Pressverbindungen ähnliche Eckschwingspielzahlen jedoch höhere, das heißt flachere Neigungen erwarten, /Nish 67, Horg 65, Hira 98, Fisc 87/. Während die Ergebnisse von Wöhlerversuchen verhältnismäßig zahlreich sind, ist die vorhandene Datenbasis von Versuchsergebnissen mit variablen Amplituden wesentlich geringer. An dieser Stelle besteht noch dringender Forschungsbedarf im Hinblick auf die Schädigungsmechanismen. Einige Versuche wurden sowohl an Proben als auch an Bauteilen durchgeführt, /Fisc 87/. Dabei zeigt sich, dass der Abfall der Festigkeit bei variabler Beanspruchungsamplitude nicht so hoch ist wie bei konstanter Amplitude. Zur Schadensakkumulation wird eine fiktive Wöhlerlinie mit einem weiteren Abfall der Festigkeit auch im Dauerfestigkeitsgebiet bei einer Neigung von $2k-2$ vorgeschlagen. Dies ergibt etwas kürzere Lebensdauern als eine Schadensakkumulation mit der nach Haibach modifizierten Form der Miner Regel ($2k-1$). In der gleichen Arbeit wird darauf hingewiesen, dass sich im Versuch für kleine Beanspruchungsamplituden höhere Lebensdauern ergeben als nach der Schadensakkumulationsrechnung zu erwarten wären.

5.3 Auslegungskonzepte und Schadensakkumulation

Vorbemerkung

Ein Festigkeitsnachweis von schwingend beanspruchten Bauteilen schließt immer auch einen statischen Festigkeitsnachweis ein, der bei duktilen metallischen Werkstoffen in der Regel ein Nachweis gegen Fließbeginn, d.h. gegen bleibende Verformung ist.

Für den Festigkeitsnachweis schwingend beanspruchter Bauteile gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten

- die dauerfeste Auslegung und
- die betriebsfeste Auslegung

Im Folgenden sollen die Eigenschaften sowie die Vor- und Nachteile beider Auslegungsmethoden vorgestellt und diskutiert werden.

Ob eine dauerfeste oder betriebsfeste Auslegung vorzunehmen ist, liegt in erster Linie an der Kollektivform und an der Häufigkeit der zu ertragenden Schwingspiele. **Bild 5–1** zeigt eine Wöhlerlinie mit ausgeprägter Dauerfestigkeit und zwei Kollektive. Bei einem Rechteckkollektiv wie Kollektiv I mit einer Summenhäufigkeit $H_0 > N_D$ (N_D – Eckschwingspielzahl) kommt nur eine dauerfeste Auslegung in Frage: die auftretende Spannungsamplitude muss mit einem Sicherheitsabstand unterhalb der Dauerfestigkeit σ_{aD} liegen. Sie darf beliebig oft auftreten.

Bei einer Kollektivform wie bei Kollektiv II kann eine betriebsfeste Auslegung vorgenommen werden, d.h. es werden Spannungsamplituden oberhalb der Dauerfestigkeit zugelassen. Da Amplituden oberhalb der Dauerfestigkeit schädigen (Werkstoffermüdung), ist die ertragbare Schwingspielzahl bei der betriebsfesten Auslegung immer begrenzt. Die betriebsfeste Auslegung muss gewährleisten, dass während der Nutzungsdauer einer Komponente kein Versagen auftritt.

Die Idee der betriebsfesten Auslegung stammt von Ernst Gaßner. Er führte 1938 die ersten Versuche mit veränderlicher Amplitude (8-Stufen-Blockprogrammversuch) zum Lebensdauernachweis an Flugzeugstrukturen durch.

Der Vorteil der betriebsfesten Auslegung ist in erster Linie Leichtbau. Dieser wird durch eine endliche Lebensdauer erkauft. Würde man für das Kollektiv II in **Bild 5–1** eine dauerfeste Auslegung vornehmen, dann müsste der Kollektivhöchstwert unterhalb der Dauerfestigkeit liegen. Das kann bei gegebener Geometrie und bei gegebenem Werkstoff nur durch eine Vergrößerung des tragenden Querschnittes erreicht werden, was zu einer starken Gewichtszunahme führen würde, die die Funktion (Flugzeuge) und die Wirtschaftlichkeit (Fahrzeuge) in Frage stellen würde.

Schadensakkumulation

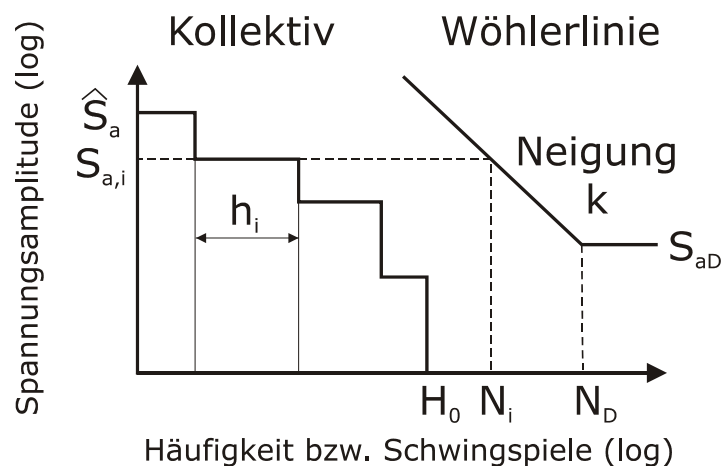


Bild 5–19: Prinzipielle Darstellung von Wöhlerlinie und gestuftem Kollektiv

Zur quantitativen Bewertung von Amplitudenkollektiven (variable Amplituden) aus Beanspruchungsmessungen können Schadensakkumulationshypothesen genutzt werden, /Haib 02, Gude 99/. Diese weisen prinzipiell auf Basis der Wöhlerlinie (Beanspruchbarkeit bei konstanter Amplitude) jedem einzelnen Schwingspiel eine Einzelschädigung zu, **Bild 5–27**. Diese ergibt sich als Kehrwert der ertragbaren Schwingspielzahl N_i für jede Amplitudenstufe i . Ausgehend von einem Stützpunkt kann die auf der jeweiligen Spannungsstufe $S_{a,i}$ ertragbare Anzahl der Schwingspiele N_i mit Hilfe der Gleichung für die Zeitfestigkeitsgerade berechnet werden.

$$N_i = N_D \cdot \left(\frac{S_{aD}}{S_{a,i}} \right)^k \quad (5-26)$$

Multipliziert mit der Stufenhäufigkeit h_i ergibt sich die Schädigung D_i für eine Stufe.

$$D_i = \frac{1}{N_i} \cdot h_i = d_i \cdot h_i \quad (5-27)$$

Summiert über alle relevanten Stufen ergibt sich die Gesamtschädigung D_{ges} für das Kollektiv.

$$D_{ges} = \sum_i \frac{h_i}{N_i} \quad (5-28)$$

Theoretisch müsste erwartet werden, dass Versagen auftritt wenn $D_{ges} = 1$ erreicht ist. In Wirklichkeit streut die Schadenssumme, **Bild 5–24**. Der Quotient aus einer effektiv anzusetzenden Schadenssumme D_{eff} und der Gesamtschädigung D_{ges} wird mit z als Wiederholbarkeit bezeichnet und ergibt mit dem Teilumfang H_0 multipliziert die Lebensdauer \hat{N} bei variabler Beanspruchung.

$$\hat{N} = z \cdot H_0 = \frac{D_{eff}}{D_{ges}} \cdot H_0 \quad (5-29)$$

Die Einführung einer vom theoretischen Wert 1,0 abweichenden effektiven Schadenssumme ergibt sich aus dem Vergleich von Schädigungsrechnungen und Versuchen mit variablen Beanspruchungsamplituden. Bei diesem „Nachrechnen“ von Versuchen hat sich gezeigt, dass Bauteile im Mittel bei effektiven Schadenssummen kleiner als 1,0 versagen. Umfangreiche Untersuchungen hierzu sind in /Euli 94, Euli 97/ durchgeführt und ausgewertet worden. In /FKM 02/ wird für nicht geschweißte Stahl- Stahlguss und Aluminiumbauteile als effektive Schadenssumme $D_{eff} = 0,3$ und für Temper-, Grau- und Sphärogussbauteile $D_{eff} = 1,0$ vorgeschlagen. Die anzusetzende effektive Schadenssumme müsste dabei streng genommen auch von der verwendeten Modifikation der Miner-Regel (siehe Seite 36) abhängig gemacht werden. Dies wird jedoch von keinem entsprechenden Regelwerk oder Berechnungsvorschlag berücksichtigt.

Damit hat man als Ergebnis die Lebensdauer bei variabler Amplitude für eine spezifischen Kollektivhöchstwert \hat{S}_a ähnlich einem Punkt der Wöhlerlinie für Versuche mit konstanter Amplitude. Variiert man nun den Kollektivhöchstwert so erhält man eine Reihe von Punkten, die die sog. Gassner- oder Lebensdauerlinie ergeben.

Hinsichtlich der Bewertung der Amplituden unterhalb der Bauteildauerfestigkeit gibt es unterschiedliche Annahmen, die als Modifikationen der Miner-Regel bekannt sind. An dieser Stelle werden vier vorgestellt.

Miner-elementar (vielfach fälschlicherweise auch als Corten-Dolan-Modifikation bezeichnet)

Ausgegangen wird davon, dass auch Schwingspiele unterhalb der Dauerfestigkeit entsprechend der Zeitfestigkeitsgeraden schädigen. Es wird auch für die Stufen unterhalb der Dauerfestigkeit entsprechend (5-26) eine Teilschädigung berechnet. Dies ist eine relativ harte Annahme.

Miner-original

Nach dieser Hypothese wird Beanspruchungsstufen unterhalb der Dauerfestigkeit keine schädigende Wirkung beigemessen. Die ertragbare Anzahl an Schwingspielen N_i ist dann unendlich bzw. die Stufenschädigung D_i gleich null. Dies ist die unkonservativste Annahme, die denkbar ist. Besonders bei Kollektiven, bei denen der Kollektivhöchstwert die Dauerfestigkeit nur geringfügig überschneidet, hat sich Miner-original als ungeeignet erwiesen.

Miner-konsequent

Diese Modifikation setzt um, dass sich die Dauerfestigkeit in Abhängigkeit der Kollektivform absenkt, /Gnil 80, Haib 02/. Hierzu werden zwei Parameter eingeführt. Zum einen ein Schädigungsexponent γ , der beschreibt, wie rasch die Dauerfestigkeit sinkt und eine Restdauerfestigkeit $S_{aD,B}$, die die Dauerfestigkeit beschreibt, die bei Bruch des Bauteiles noch vorliegt. Zwischen der Schadenssumme D und der aktuellen Dauerfestigkeit S_{aD} besteht folgender Zusammenhang:

$$D = \frac{1 - \left(\frac{S_{aD}}{S_{aD,0}}\right)^\gamma}{1 - \left(\frac{S_{aD,B}}{S_{aD,0}}\right)^\gamma} \quad (5-30)$$

Wird die Restdauerfestigkeit $S_{aD,B}$ zu Null gesetzt, ergibt sich für den Abknickpunkte der jeweils aktuellen Wöhlerlinie:

$$\begin{aligned} S_{aD} &= S_{aD,0} \cdot (1-D)^{1/\gamma} \\ N_D &= N_{D,0} \cdot (1-D)^{-(k-\gamma)/\gamma} \end{aligned} \quad (5-31)$$

Möglichkeiten für den Abfall der Dauerfestigkeit mit der aktuellen Schadenssumme in Abhängigkeit des Schädigungsexponenten sind in **Bild 5–20** dargestellt.

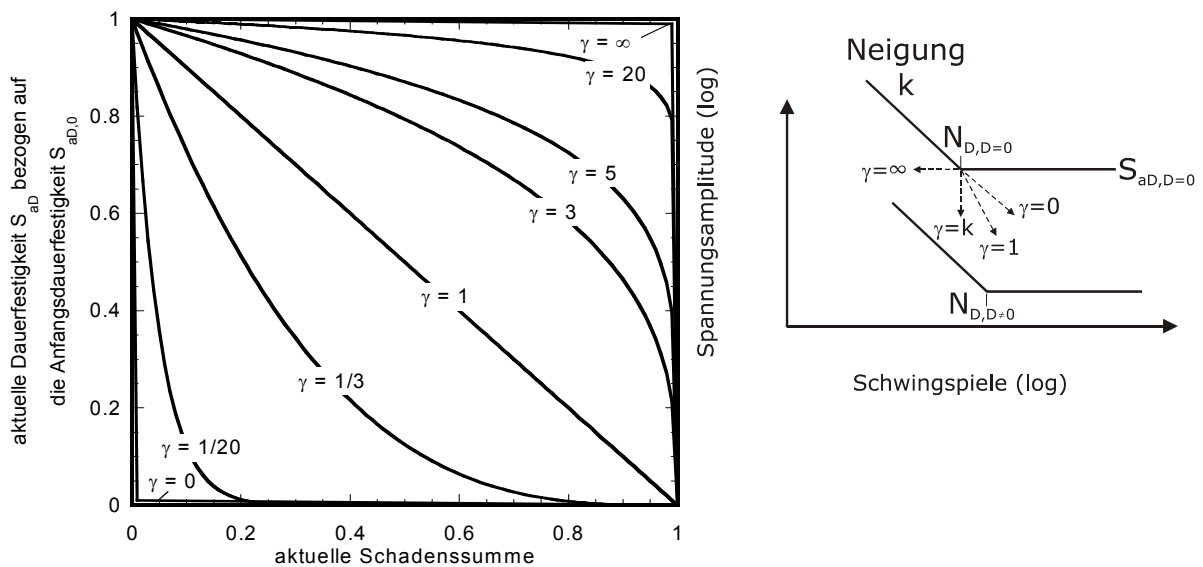


Bild 5–20: Abfall der Dauerfestigkeit mit zunehmender Schädigung in Abhängigkeit des Schädigungsexponenten (links) und Verschiebung des Abknickpunktes der Wöhlerlinie (rechts), nach /Haib 02/

Häufig verwendete Parameter sind ein Schädigungsexponent $\gamma = k - 2$ und eine Restdauerfestigkeit $S_{ad,B} = 0$. In dieser Fassung ist diese Modifikation auch im allgemeinen technischen Regelwerk enthalten /FKM 02/. Bei einer Restdauerfestigkeit $S_{ad,B} = 0$ ergeben sich für $\gamma = 0$ bzw. $+\infty$ als Grenzfälle die Modifikation Miner-elementar bzw. -original. Der Rechnungsgang wird im Rahmen dieses Vorhabens entsprechend /FKM 02/ durchgeführt.

Miner modifiziert nach Haibach

In /Haib 70/ wird eine modifizierte Form der Miner-Regel vorgeschlagen. Diese berücksichtigt ebenfalls den Dauerfestigkeitsabfall aufgrund der zunehmenden Schädigung. Es wird dabei praktisch gegen eine fiktive Wöhlerlinie gerechnet. Diese besteht oberhalb der ursprünglichen Dauerfestigkeit aus der Zeitfestigkeitsgeraden und unterhalb aus einer fiktiven Verlängerung, **Bild 5–21**. Diese hat die geänderte Neigung $(2k-1)$. Der weitere Abfall der ertragbaren Amplitude oberhalb der Schwingspielzahl N_D darf nicht so gedeutet werden, dass die Bauteilwöhlerlinie keine ausgeprägte Dauerfestigkeit aufweisen würde, wenn alle Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit liegen würden. Die fiktive Verlängerung dient allein der Schadensakkumulationsrechnung.

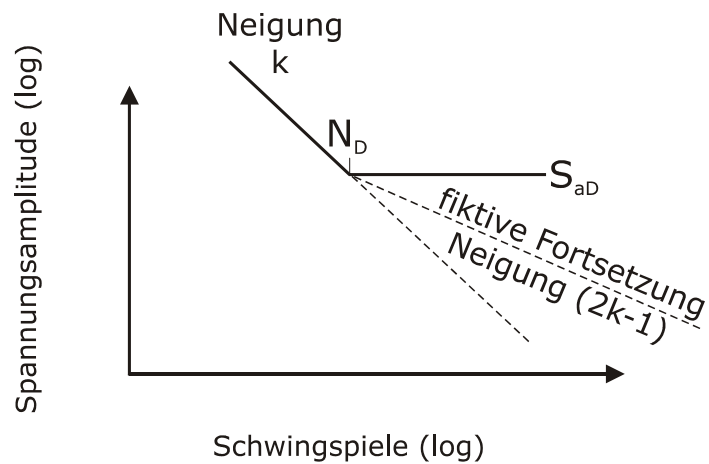


Bild 5–21: Der modifizierten Form der Miner-Regel nach Haibach zugrunde liegende fiktive Wöhlerlinie

Anstelle (5-26) muss für Schwingspiele mit einer kleineren Amplitude als der Dauerfestigkeit folgende fiktiv ertragbare Schwingspielzahl angesetzt werden.

$$N_i = N_D \cdot \left(\frac{S_{aD}}{S_{a,i}} \right)^{2k-1} \quad (5-32)$$

Dass Spannungsamplituden unterhalb der durch Versuche im Labor ermittelten Bauteildauerfestigkeit überhaupt beachtet werden müssen, ergibt sich aus zwei Gründen:

Treten Amplituden oberhalb der Dauerfestigkeit auf, wird eine Schädigung des Werkstoffes auftreten (Mikrorisse, Makroriss), die die Dauerfestigkeit sukzessive herabsetzt, so dass mit zunehmender Lebensdauer auch Amplituden schädigen, die kleiner sind als die ursprüngliche Dauerfestigkeit. Diese kleinen Amplituden müssen in einer geeigneten Form in eine Bewertung einbezogen werden. Liegen alle Amplituden des Kollektives unterhalb der Bauteildauerfestigkeit so kann angenommen werden, dass keine Schädigung erfolgt (einen Werkstoff mit ausgeprägter Dauerfestigkeit angenommen; schematisch ohne Berücksichtigung der Streuung betrachtet).

Zum anderen kann die Bewertung von Amplituden unterhalb der Bauteildauerfestigkeit dann sinnvoll erscheinen, wenn davon ausgegangen wird, dass aufgrund von Umwelteinflüssen im Betrieb eine Dauerfestigkeit nicht existiert. Dieser Abfall der ertragbaren Amplitude ist aber grundsätzlich von der Schädigung aufgrund hoher Amplituden zu unterscheiden.

Gegenüberstellung

In **Bild 5–22** sind die nach den beschriebenen Hypothesen bzw. Modifikationen zu Grunde gelegten fiktiven Wöhlerlinien und die resultierenden Gaßnerlinien gegenübergestellt. Dabei ist mit einem für eine Radsatzwelle typischen Kollektiv, einer effektiven Schadenssumme von 0,3 und einer Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden von 7,0 gerechnet worden. Im Bereich kurzer Lebensdauern liefern alle Modifikationen ähnliche Lebensdauern. Wenn die geforderte Lebensdauer sehr hoch und damit der Kollektivhöchstwert nur wenig oberhalb der Dauerfestigkeit liegt, ergeben sich nach den unterschiedlichen Modifikationen sehr unterschiedliche Lebensdauern.

- Die kürzeste Lebensdauer ergibt sich für Miner-elementar, die längsten für Miner-original. (Beachten, dass bei der halblogarithmischen Darstellung die Zeitfestigkeitsgerade keine Gerade ist, sondern eine gekrümmte Kurve)
- Miner-konsequent liegt nahe bei Miner-original. Miner-modifiziert liegt zwischen Miner-konsequent und Miner-elementar.
- Der größte Unterschied in den rechnerischen Abschätzungen liegt bei hohen Schwingungszahlen (High Cycle Fatigue, Giga Cycle Fatigue), die für Radsatzwellen typisch sind. Hier unterscheiden sich die Lebensdauern um Zehnerpotenzen.
- Tritt ein Berühren oder Schneiden von der fiktiven Wöhlerlinie und dem Kollektiv auf, wie in **Bild 5–22** für Miner-elementar, so nimmt die ertragbare Schwingungszahl drastisch ab.

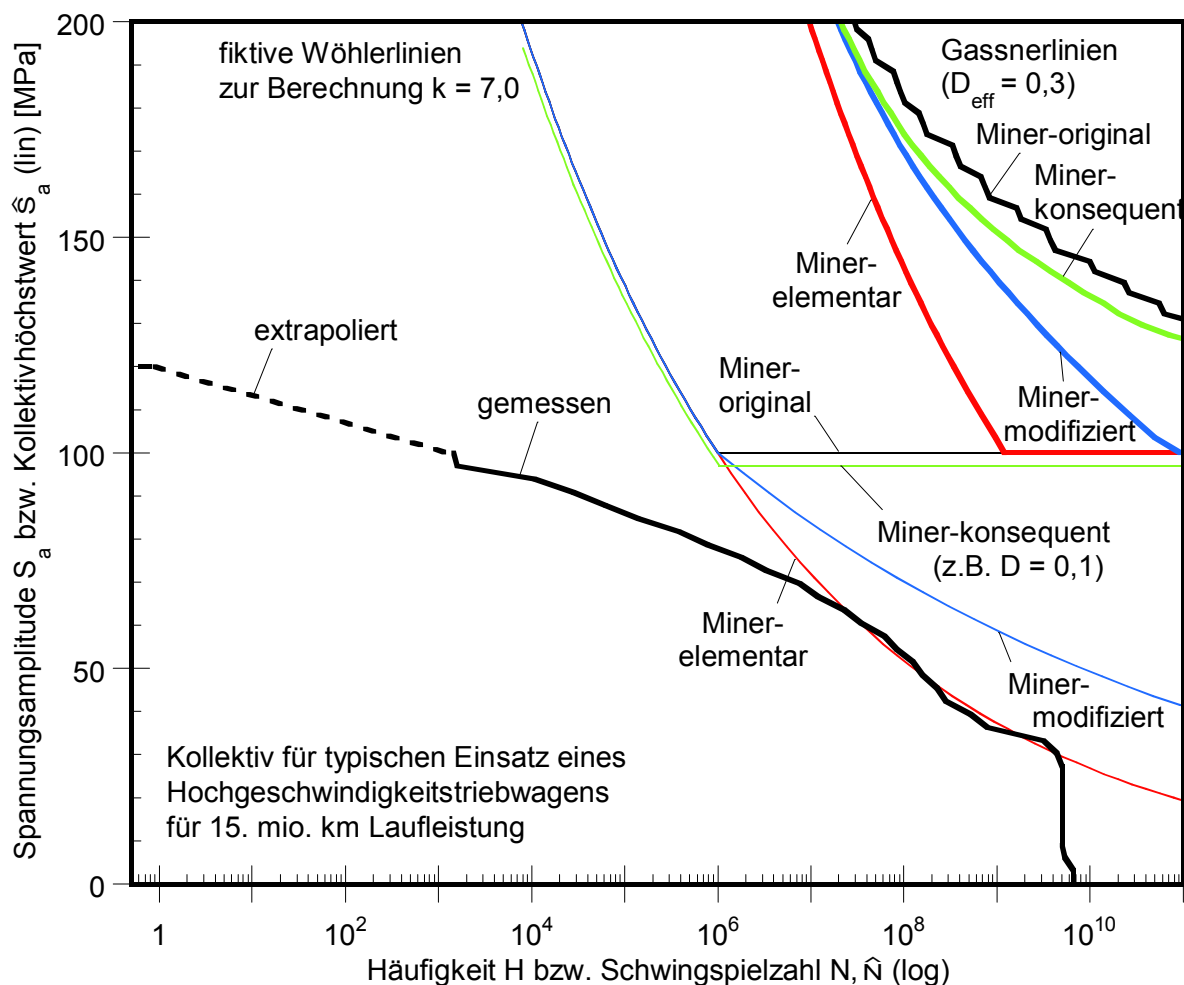


Bild 5–22: Gegenüberstellung der Schadensakkumulationshypothesen am Beispiel eines typischen Kollektives

Heute werden fast alle schwingend beanspruchten Bauteile betriebsfest ausgelegt. Im PKW-Bau sind das z.B. alle Fahrwerksteile. Nur Motorteile wie Pleuel und Kurbelwellen werden aufgrund ihrer Kollektivform und der Häufigkeit der Schwingspiele dauerfest ausgelegt.

Schädigungsäquivalente Amplitude

Die Schadensakkumulation bietet auch die Möglichkeit ein Amplitudenkollektiv in eine einstufige schädigungsäquivalente Beanspruchung umzurechnen, /Haib 02/. Diese Möglichkeit ist in einigen Bemessungsregelwerken vorgesehen, /prEN 13979-1 bzw. ERRI169RP12 oder MTEL 98, DIN 743/. Diese Vorgehensweise vereinfacht den rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweis formal zu einem Dauerfestigkeitsnachweis. In der Literatur ist diese Methode praktisch nur auf Basis der Modifikation Miner-elementar beschrieben. Da dabei Wöhler- und Gaßnerlinie parallel verlaufen, sind die Verhältnisse besonders einfach. Schädigungsäquivalent bedeutet gleichzeitig, dass auch in Spannungsrichtung eine Gleichwertigkeit von Kollektiv und einstufiger Beanspruchung vorliegt.

Die Schädigungsäquivalente Amplitude berechnet sich zu:

$$S_{a,\text{äquiv}} = \left(\frac{\sum_i h_i \cdot S_{a,i}^k}{D_{\text{eff}} \cdot H_{\text{äquiv}}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (5-33)^1$$

Für andere Modifikationen der Miner-Regel sind die Verhältnisse etwas komplizierter und die Rechnung kann nur iterativ durchgeführt werden.

Bei dieser Möglichkeit wird die Kollektivhöhe variiert bis eine Schädigungsrechnung, die zum Versagen angesetzte effektive Schadenssumme ergibt und damit gerade die geforderte Lebensdauer $\hat{N} = H_0$ erreicht wird. Da die schädigungsrechnung prinzipiell schwingenspielzahlorientiert ist, wird diese Berechnung iterativ durchgeführt. Das Verhältnis des ertragbaren Kollektivhöchstwertes \hat{S}_a zur Dauerfestigkeit S_{aD} der zur Schadensakkumulation verwendeten Wöhlerlinie wird Betriebsfestigkeitsfaktor K_{BK} genannt.

$$K_{BK} = \frac{\hat{S}_a(\hat{N}=H_0)}{S_{aD}} \quad (5-34)$$

Dabei ist es unerheblich, ob der Abknickpunkt der Wöhlerlinie auf der Höhe der zulässigen oder der ertragbaren Spannung angesetzt wird, da sich dementsprechend auch der berechnete ertragbare Kollektivhöchstwert ergibt. Die Schädigungsäquivalente Amplitude ergibt sich, indem man den gegebenen Kollektivhöchstwert durch den Betriebsfestigkeitsfaktor teilt:

$$S_{a,\text{äquiv}} = \frac{S_{a,1}}{K_{BK}} \quad (5-35)$$

Beispielrechnung

Im Folgenden wird die Vorgehensweise anhand eines Zahlenbeispiels erläutert. Gegeben sei ein Amplitudenkollektiv mit 4 Stufen, **Bild 5–23**. Der Kollektivhöchstwert beträgt 240 MPa und der Kollektivumfang $5 \cdot 10^8$ Schwingenspiele. Die Wöhlerlinie wird mit folgenden Parametern angenommen:

- Neigung im Zeitfestigkeitsbereich $k = 7,0$
- Eckschwingenspielzahl $N_D = 1.000.000$

¹ Die Berücksichtigung einer effektiven Schadenssumme $D_{\text{eff}} \neq 1$ ist in den meisten der angeführten Referenzen nicht vorgesehen. An dieser Stelle ist sie jedoch eingeführt, um die Gleichwertigkeit zum Betriebsfestigkeitsnachweis zu erhalten.

- Dauerfestigkeit

$$S_{aD} = 220 \text{ MPa}$$

Zur Schadensakkumulation wird die Miner-Modifikation nach Haibach (2k-1) sowie eine effektive Schadenssumme $D_{\text{eff}} = 0,3$ verwendet. Für die geforderte Lebensdauer von $5 \cdot 10^8$ Schwingspielen ergibt sich ein Kollektivhöchstwert $\hat{S}_a (\hat{N}=H_0) = 280,8 \text{ MPa}$. In Bezug auf den Dauerfestigkeitswert $S_{aD} = 220 \text{ MPa}$ ergibt sich ein Betriebsfestigkeitsfaktor $K_{BK} = 1,276$. Dividiert man den gegebenen Kollektivhöchstwert $S_{a,1} = 240 \text{ MPa}$ durch diesen erhält man eine schädigungsäquivalente Amplitude $S_{a,\text{äquiv}} = 188,1 \text{ MPa}$.

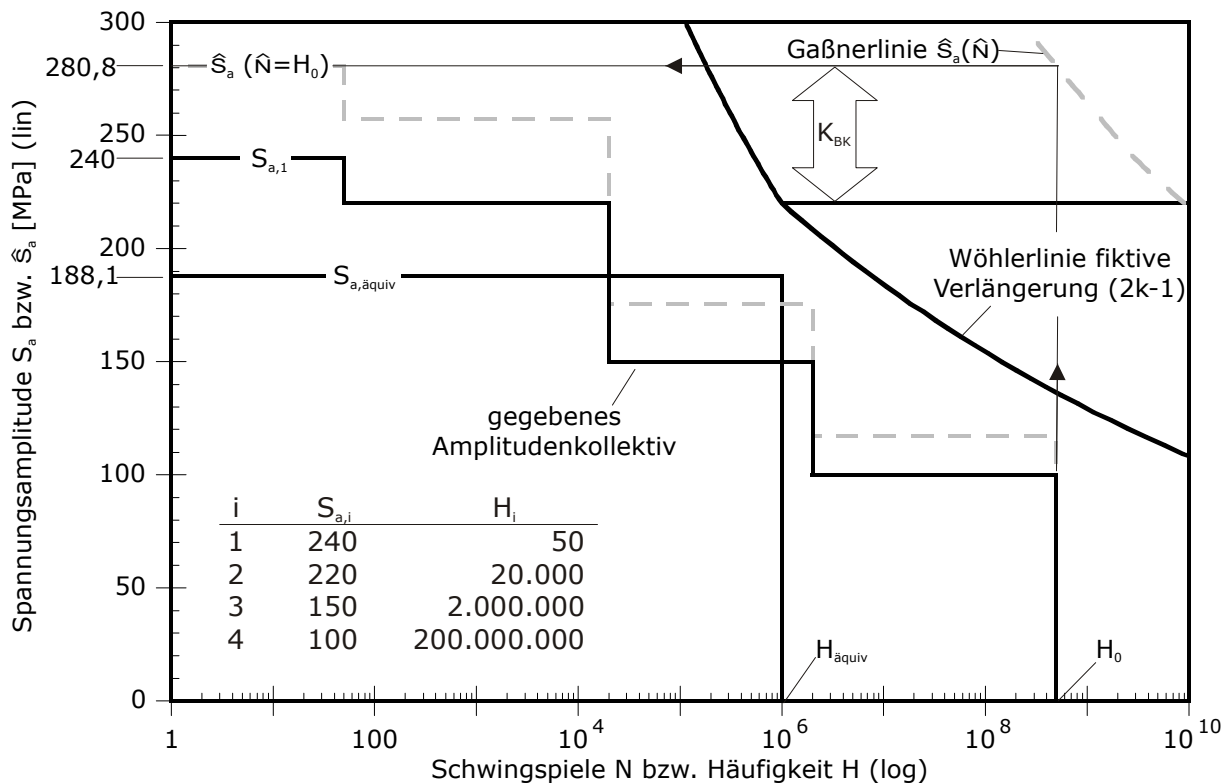


Bild 5–23: grafische Darstellung des Rechenbeispiels

Würde die Modifikation Miner-elementar verwendet werden, würde sich nach (5-33) eine schädigungsäquivalente Amplitude $S_{a,\text{äquiv}} = 259,4 \text{ MPa}$ ergeben.

Betriebsfeste Auslegung

Seit den ersten Versuchen von Gaßner war der Betriebsfestigkeitsnachweis immer ein experimenteller Nachweis. Im Automobilbau erfolgt die Freigabe für die Serienfertigung bis heute fast ausnahmslos experimentell, d.h. durch Versuche bei sog. realistischen Betriebsbelastungen und ggf. Umgebungsbedingungen. Neben diesen Betriebsfestigkeitsversuchen spielt der sog. Dauerlauf mit Prototypen (Zeitraffung verglichen mit Kundenfahrt) eine wichtige Rolle für den Festigkeitsnachweis.

Die Notwendigkeit eines experimentellen Lebensdauernachweises ergibt sich aus der Tatsache, dass die Treffsicherheit der rechnerischen Lebensdauervorhersage bis heute unbefriedigend ist, wie das umfangreiche Vergleiche zwischen rechnerisch und experimentell bestimmten Lebensdauern zeigen /Zenn 97/. **Bild 5–24** zeigt eine Häufigkeitsverteilung der Schadenssummen.

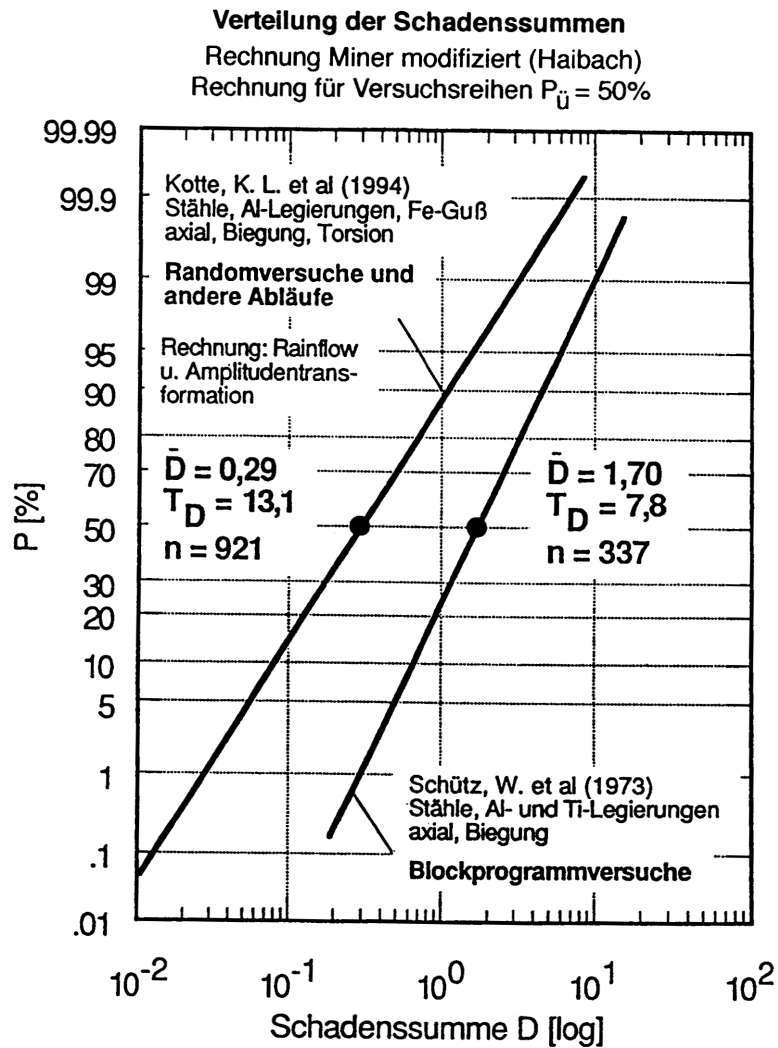


Bild 5–24: Verteilung der Schadenssummen D

$$\text{hier } D = D_{\text{eff}} = \frac{\hat{N}_{\text{exp}}}{\hat{N}_{\text{calc}}} \quad (5-36)$$

Der Mittelwert der Schadenssumme ist bei Random-Beanspruchung kleiner als 1, d.h. die berechnete Lebensdauer ist größer als die tatsächliche (im Mittel nicht konservative Rechnung). Vor allem aber streuen die Schadenssummen außerordentlich stark, ohne dass, wie Analysen zeigen; genau vorherzusehen ist, wann eine niedrigere (unsicher) oder eine hohe Schadenssumme (sicher) auftreten wird.

Im letzten Jahrzehnt hat die Bedeutung des rechnerischen Lebensdauernachweises zugenommen, so für die Erstausslegung von Bauteilen und für deren Optimierung. Der Lebensdauernachweis ist nach und nach in das Technische Regelwerk aufgenommen worden (z.B. Schweißtechnische Normen, FKM-Richtlinie), wobei zu beobachten ist, dass neben dem Nennspannungskonzept verstärkt das Örtliche Konzept eingebracht wird. Entsprechende Software wird kommerziell angeboten.

Es ist hier nicht der Ort auf Details der Lebensdauerabschätzung im Einzelnen einzugehen. Hierzu sei auf /Gude 99, Haib 02, Buxb 92, Rada 03/ verwiesen. Stichwortartig seien jedoch einige Punkte genannt:

- Konzepte: Nennspannungen, Strukturspannungen, lokale Spannungen bzw. Dehnungen (elastisch-plastisch, elastisch), Spannungsintensität (Rissfortschritt)
- Zählverfahren: Rain-Flow-Zählung allgemein anerkannt
- Schadensakkumulation in der Regel linear. Unterschiedliche Modifikationen für die Berücksichtigung der Schädigung von Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit
- Probleme: Übertragbarkeit von Probe auf Bauteil.
Kennwerte, Stützwirkung, Mehrachsigkeit, Randschichteinfluss, Größeneinfluss, Eigenspannungen, Fehlstellen usw.

Als Voraussetzungen für einen Betriebsfestigkeitsnachweis sind zu nennen:

- Zuverlässige Lastannahme für die vorgesehene Nutzungsdauer der Komponenten
- Erfahrungen mit dem rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweis müssen vorliegen. Dies beginnt bei der FEM-Rechnung (Vernetzung) und geht über das Wissen über die Wirkung der zahlreichen Einflussgrößen und deren komplexen Zusammenhänge bis hin zum Vergleich zwischen Rechnung und Versuch. Schließlich sind langjährige Erfahrungen über das Verhalten der Bauteile im Betrieb das eigentliche Kapital, um eine sichere Auslegung zu erreichen.

Schijve, /Schi 03/: "As discussed earlier, the simple Miner rule is in serious conflict with the present understanding of fatigue damage accumulation, but a fully rational alternative is not available. Actually, it should be concluded from the present knowledge that an accurate life prediction rule for VA (variable amplitude) loading will not be obtained in the near future."

"A quantitative prediction of fatigue properties of a structure cannot be given because of the qualitative understanding of the complexity of fatigue damage accumulation. Accurate fatigue predictions which designers prefer are still subjected to uncertainties. As a consequence, safety factors on predictions are required, and these factors have to be judiciously chosen, based on experience, information on data and spectra, knowledge of the governing conditions, statistical variations and consequences of fatigue failures. The limited accuracy of predictions also emphasizes the significance of realistic simulation tests. With the present knowledge, the relevance of realistic testing can be well judged."

"Workshop experience often reveals that frequently asked questions (FAQ's) are: please give us material fatigue data and equations. However, without understanding the physical reality of the full prediction scenario, the risk is that a calculation is carried out instead of a trustworthy prediction." /Schi 03/

Dauerfeste Auslegung

Ein Bauteil, dessen Beanspruchung einem Rechteckkollektiv entspricht, dürfte es kaum geben. Beanspruchungsmessungen im Betrieb zeigen über einen größeren Zeitraum stets variable Amplituden. Trotzdem kann sich die Kollektivform bei spezifischen Komponenten einem Rechteck annähern, **Bild 5–25**. In diesem Fall ist ein Dauerfestigkeitsnachweis durchzuführen.

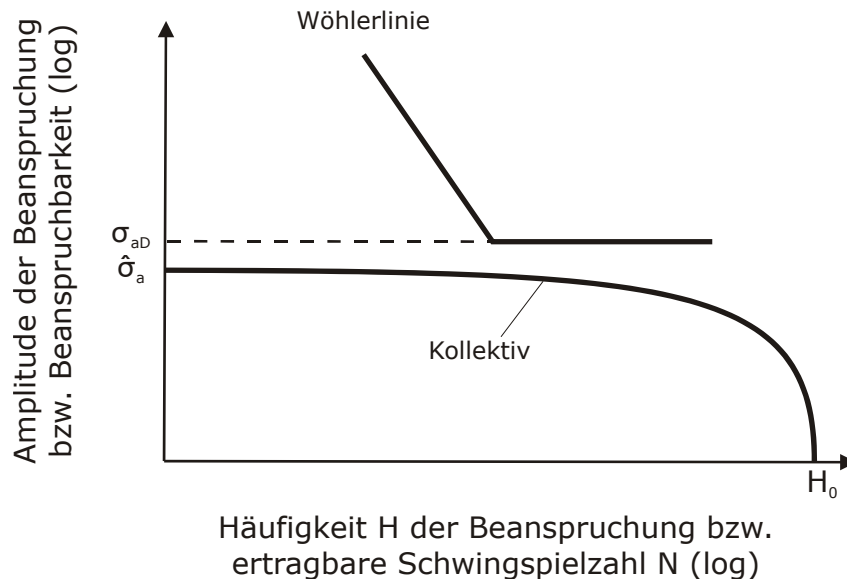


Bild 5–25: Dauerfeste Auslegung

Nicht alle Werkstoffe besitzen eine ausgeprägte Dauerfestigkeit, wie in **Bild 5–25** angenommen. Zum Beispiel zeigen Schwingversuche an Al-Legierungen eine Abnahme der ertragbaren Amplitude auch bei Schwingspielen größer 10^7 . Hier wird vielfach eine technische Dauerfestigkeit eingeführt.

Auch in korrosiver Umgebung liegt bei vielen Anwendungen (z.B. Off-Shore-Konstruktionen) keine Dauerfestigkeit vor. Ebenfalls durch mechanische Beschädigung wie bei Steinschlag während des Betriebs von Fahrzeugen kann die ertragbare Amplitude im Laufe der Zeit vermindert werden.

Aus Sicht der Verfasser sollte dies jedoch nicht zur generellen Ablehnung des Dauerfestigkeitsnachweises führen, wenn ein sog. fülliges Beanspruchungskollektiv (Annäherung an Rechteck) vorliegt. Zu fragen ist, ob eine betriebsfeste Auslegung durch einen rechnerischen Lebensdauernachweis nicht zu große Unwägbarkeiten enthält. So ist ein Abknicken der Wöhlerlinie, wie es z.B. in /Fisc 87/ vorgeschlagen wird, experimentell kaum belegt, d.h. es ist eine fiktive Annahme. Wenn der Abfall der ertragbaren Amplitude im HCF-Bereich auf Korrosion zurückgeführt wird, ist zu fragen, ob der im Einstufenversuch festgestellte Abfall das Festigkeitsverhalten bei variabler Amplitude (Gaßnerkurve) richtig erfassen kann. Betriebsfestigkeitsversuche im HCF-Bereich ($N > 10^7$), mit denen eine Rechnung überprüft werden könnte, liegen bisher kaum vor /Pöti 03/. Weitere Punkte hierzu werden in Abschnitt 6.5 diskutiert.

Festzuhalten ist, dass es sich bei der Annahme eines Abfalls der ertragbaren Beanspruchungsamplitude, wie in /Berg 04/ vorgeschlagen, um etwas völlig anderes handelt als bei der Einführung der Miner-Modifikationen. Diese senken die ertragbare Amplitude ab, weil bei der betriebsfesten Auslegung immer auch Beanspruchungsamplituden oberhalb der Dauerfestigkeit auftreten, die zu einer Schädigung führen. Nach der konsequenten Miner-Regel wird so die

Dauerfestigkeit mit zunehmender Schädigung kontinuierlich abgesenkt, /Haib 70/. Bei anderen Modifikationen wird eine zeitliche Mittelung vorgenommen.

Der Ablehnung einer ausgeprägten Dauerfestigkeit im Bauteil kann ein Dauerfestigkeitskonzept gegenüber gestellt werden, das schädigende Einflüsse wie Korrosion und Steinschlag durch einen entsprechenden Sicherheitszuschlag abdeckt.

Bei der dauerfesten Auslegung stellt sich die Frage der Auswirkung von Überlasten. Bei Fahrzeugen, aber auch bei Maschinenanlagen kann immer wieder beobachtet werden, dass sog. Sonderereignisse auftreten, die zu hohen Beanspruchungen führen. Als Ursachen für Sonderereignisse können genannt werden: Störung, Fehlbedienung und Missbrauch, /Zenn 01/. Verglichen mit der Normalbeanspruchung treten die durch Sonderereignisse hervorgerufenen Überlasten i.a. selten auf.

Aus Versuchen ist bekannt, dass Überlasten bis zum Erreichen einer spezifischen Schadenssumme die Dauerfestigkeit nicht beeinflussen /Hars 96/. D.h., wenn eine bestimmte Anzahl von Überlasten nicht überschritten wird, ist eine dauerfeste Auslegung gegenüber der Normalbeanspruchung ausreichend. Die French'sche Schadenslinie, mit der früher häufig argumentiert wurde, sei hier nur am Rande erwähnt.

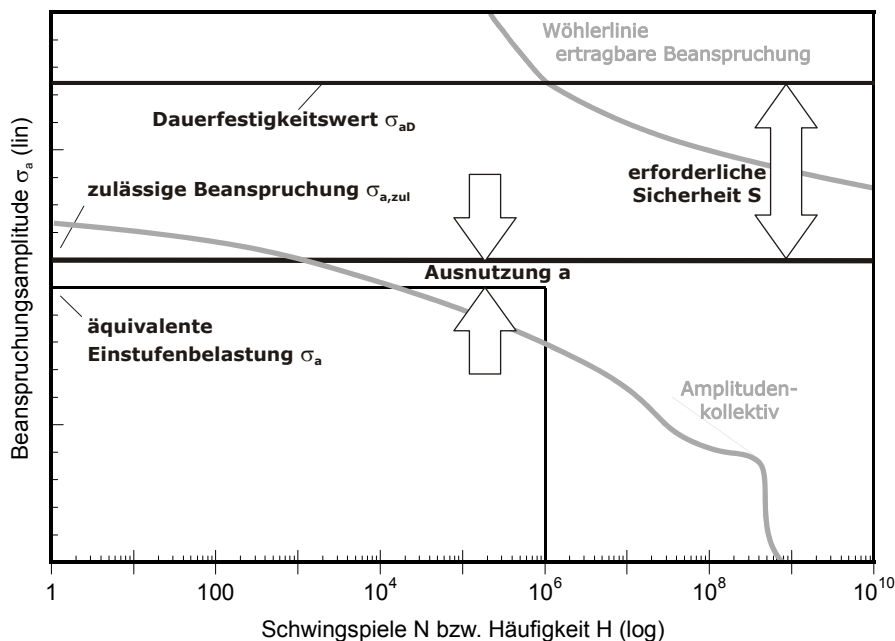


Bild 5–26: Dauerfestigkeitsnachweis mit einer äquivalenten Einstufenbeanspruchung

Ein für Radsatzwellen typisches Beanspruchungskollektiv ist in **Bild 5–26** angegeben. Auch hier ist keine dauerfeste Auslegung gegen den Kollektivhöchstwert notwendig. Durch Berechnung einer äquivalenten Amplitude für die Grenzschwingspielzahl, erfolgt ein Abschneiden (truncation) der hohen Amplituden, das eine dauerfeste Bemessung ermöglicht, vgl. Abschnitte 9.3 und 12.2.

5.4 Eisenbahnfahrwerke

Als wesentliche tragende Strukturen von Eisenbahnfahrwerken sind neben anderen in Richtung vom Wagenkasten zur Schiene zu nennen:

- Drehgestell
- Radsatzwelle
- Radscheibe

Da Drehgestelle in der Regel als geschweißte Konstruktion ausgeführt sind, weicht der Festigkeitsnachweis von den nicht geschweißten anderen Bauteilen ab. In diesem Vorhaben sind sie daher ausgenommen.

Radsatzwelle und Radscheiben sind als rotierende Bauteile besonders hohen Zyklenzahlen und als ungefederte Massen einer massiven Ermüdungsbeanspruchung ausgesetzt. Sie sind daher die ersten Komponenten, an denen systematisch begonnen wurde die Ermüdungsfestigkeit von Werkstoffen zu untersuchen. Wöhler hat mit seinen durch Wellenbrüche ausgelösten Arbeiten als erster wesentliche Erkenntnisse zur Ermüdungsfestigkeit erarbeitet /Wöhl 58, Wöhl 63, Wöhl 66 und Wöhl 70/. Gerade für Radsatzwellen wurde sehr früh eine spannungsbasierte Auslegung in Form eines Dauerfestigkeitsnachweises in Technischen Vereinbarungen bzw. Regelwerken und Normen aufgenommen.

Auf die Entwicklung der Auslegung von Radsatzwellen wird im nächsten Abschnitt detailliert eingegangen. Im Folgenden wird die Auslegung von Radscheiben erläutert:

Für Radscheiben stellt derzeit die aus UIC 510-5 entstandene /prEN 13979-1/ die allgemein anerkannte Regel der Technik dar. Dabei wird neben der Auslegung gegen Ermüdung auch das akustische und thermomechanische Verhalten des Rades überprüft.

Für die Zulassung eines neu konstruierten Rades wird ein mehrstufiges Verfahren angewandt. Zunächst wird eine rechnerische Auslegung durchgeführt. Dazu notwendig ist ein FEM-Modell, mit dem drei Lastfälle (Geradeaus-, Bogen- und Weichenfahrt) berechnet werden. Die lokale Spannungsschwingweite über alle drei Lastfälle darf die für einen Werkstoff definierte Dauerfestigkeit nicht überschreiten. Dabei wird vorgegeben, welche Spannungskomponente für die Spannungsschwingweite maßgeblich ist. Gegen die in Form von Stoßfaktoren angegebenen Lasten wird praktisch ein einfacher Dauerfestigkeitsnachweis geführt. Wenn dieser Nachweis nicht gelingt, das heißt die FEM-Berechnung eine höhere Spannungsschwingweite als die zulässige Spannung ergibt, ist der Nachweis nicht erbracht. Der Nachweis kann dann in einem zweiten Schritt durch eine experimentelle Überprüfung erbracht werden. Auf diese soll an dieser Stelle detaillierter eingegangen werden, da für dieses Verfahren die Einbindung von Streckenversuchen und die Bewertung mittels einer Schädigungsrechnung vorgesehen sind.

Zunächst werden Betriebsmessungen durchgeführt, mit denen für hoch beanspruchte Stellen des Rades die lokale Beanspruchung auf repräsentativen Strecken ermittelt wird. Als Zählverfahren ist die Markovzählung² vorgesehen.

² Die Markovzählung zählt auf- und absteigende Flanken in eine Matrix der Start- und Zielklassen. Basierend auf der Theorie Markov'scher Ketten welche die Übergangswahrscheinlichkeit von einem in einen anderen Zustand beschreiben, lassen sich aus der

Diese erlaubt für Bauteilversuche die Rekonstruktion einer Umkehrpunktfolge. Eine Möglichkeit zur Versuchsführung ist ein Betriebsfestigkeitsversuch auf Basis von Kräften. Um die gemessenen Spannungen über eine Kraftregelung simulieren zu können, wird eine statische Kalibrierung durchgeführt. Eine andere Möglichkeit besteht darin, einen spannungskontrollierten Einstufenversuch durchzuführen. Dazu wird das gemessene Amplitudenkollektiv auf eine schädigungsäquivalente Beanspruchung konstanter Amplitude umgerechnet. Die Umrechnung erfolgt auf Basis der elementaren Form der Miner-Regel und einer Schadenssumme von 1,0. Mit der experimentellen Nachweismöglichkeit ist für die Radscheibe ein Betriebsfestigkeitsnachweis direkt bzw. rechnerisch eingeführt. Wie allgemein üblich wird die Prüflast gegenüber den gemessenen Beanspruchungen um den in der Rechnung berücksichtigten Sicherheitsfaktor hoch gesetzt. In den aufgeführten Regelwerken wird hierfür ein Faktor von 1,4 veranschlagt. Als Grenzlastschwingspielzahl für den Einstufenversuch sind 10^7 Lastwechsel vorgesehen, die ohne technischen Anriss überstanden werden müssen.

In /MTEL 98/ werden Parameter für Wöhlerlinien entsprechend der Formulierung nach Bastenaire³ angegeben. Für die Versuchsführung wird auch die Verwendung einer schädigungsäquivalenten Beanspruchungsamplitude sowie deren Ableitung aus Betriebsmessungen vorgeschlagen. Die Lastwechsel unterhalb der Dauerfestigkeit gehen entsprechend der elementaren Form der Miner-Regel in die Schädigungsrechnung ein.

Für die betrachteten Punkte von Radscheiben ergeben sich in der Regel nicht so völlige Kollektive wie für Radsatzwellen, **Bild 5–27**. Darüber hinaus ist der Kollektivumfang geringer, da wegen des Verschleißens der Laufflächen die Radscheiben gewechselt werden während die Wellen weiter verwendet werden. Dies führt dazu, dass der Unterschied zwischen dem Kollektivhöchstwert und einer schädigungsäquivalenten Beanspruchung für Radscheiben größer als bei Radsatzwellen ist. Damit liegt eine dauerfeste Dimensionierung für Radsatzwellen gegen eine Beanspruchung im Bereich des Kollektivhöchstwertes näher als für Radscheiben. Für Radscheiben liegt die Anwendung einer Schadensakkumulation zur Bestimmung der maßgeblichen Beanspruchungshöhe näher.

Matrix wieder Umkehrpunktfolgen rekonstruieren, /Haib 02, ERR1169RP12/. Die Markovzählung ist mit der Von-Bis-Zählung identisch. Zur Bewertung von Ermüdungsproblemen ist die nichtsequentielle Rainflowzählung bzw. die Bereichspaarzählung besser geeignet, da sie anstelle einzelner Flanken geschlossene Schwingspiele zählen. Diese können als geschlossene Hysteresen im Spannungs-Dehnungsdiagramm und damit als differentielle Arbeit bzw. Energie gedeutet werden.

³ Bastenaire hat eine Formulierung der Wöhlerlinie aufgestellt, die neben der Zeitfestigkeitsgeraden auch einen kontinuierlichen Übergang in die Dauerfestigkeit abdeckt, /Bast 60, NF A 03-405/.

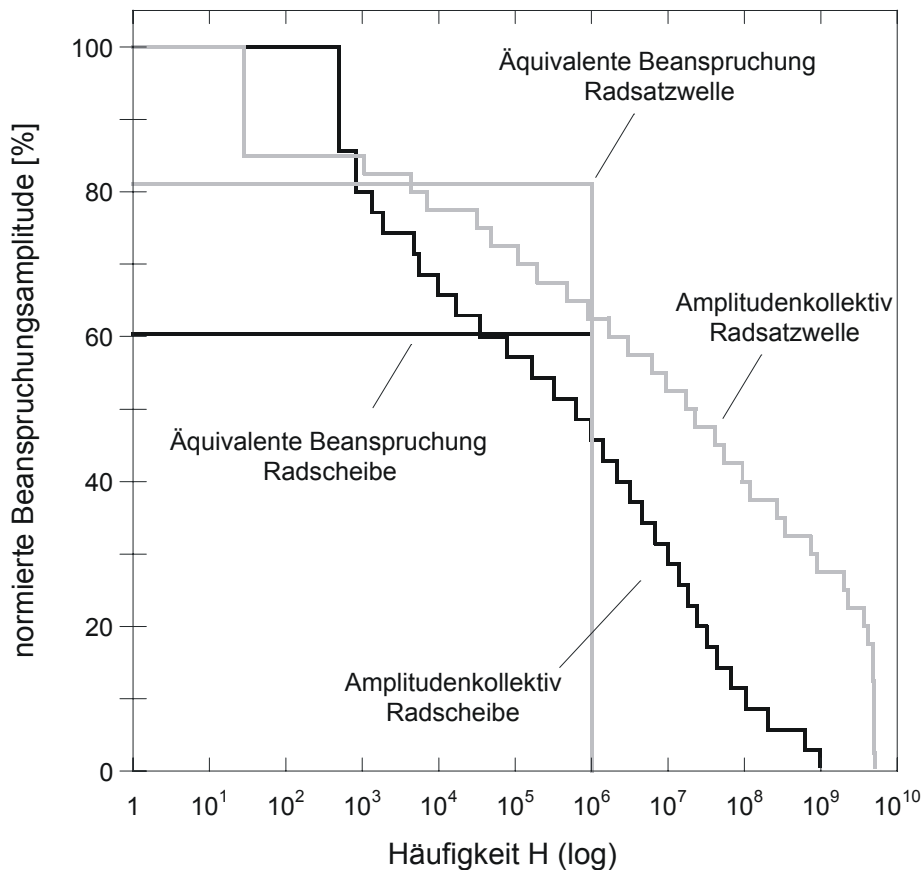


Bild 5–27: Vergleichende Darstellung der Amplitudenkollektive für eine Radscheibe ($2,5 \cdot 10^6$ km) und eine Radsatzwelle ($15 \cdot 10^6$ km) und der nach einer Schädigungsrechnung resultierenden äquivalenten Amplituden

5.5 Radsatzwellen

In diesem Abschnitt wird die historische Entwicklung des Standes der Technik zur Bemessung von Radsatzwellen detailliert dargelegt. Dabei sind die Ausführungen zur Zeit bis etwa 1950 aus /Schn 58/ entnommen und beziehen sich damit in erster Linie auf Laufradsätze. Die darauf folgende Entwicklung ist direkt den entsprechenden Regelwerken entnommen.

Die Zeit vor August Wöhler (bis etwa 1900)

Systematisch befasste man sich ab 1850 mit der Bemessung von Radsatzwellen. Dabei wurden die zulässigen Werte nicht als Spannungen, sondern in Abhängigkeit von Schaft- und Nabendurchmesser als Achslasten festgelegt.

Die Arbeiten August Wöhlers

August Wöhler führte neben den bekannten Schwingversuchen auch Messungen der Betriebslasten durch, /Wöhl 58, Wöhl 63, Wöhl 66, Wöhl 70/. Aus diesen Messungen leitete Wöhler ab, dass Radsätze nicht nur durch die vertikale Lagerbelastung, sondern auch durch Seitenkräfte belastet wird. In Berechnungen überlagerte er bereits Biege- und Torsionsspannungen. Von Wöhlers Ergebnissen dürften die folgenden in die Entwicklung bzw. Bemessung von Radsätzen eingegangen sein:

- Bemessung nach zulässigen Beanspruchungen des Werkstoffes anstelle zulässiger Radsatzlasten,
- die zulässigen Spannungen seien mit $\frac{1}{9}$ bzw. $\frac{1}{11}$ der Zugfestigkeit anzunehmen,
- Vermeidung von scharfen Absätzen und Übergang mittels Radien.

Damit wurden für Radsatzwellen nach den Technischen Vereinbarungen von 1897 nicht über Abmessungen und zulässige Höchstbelastungen, sondern nach zulässigen Spannungen definiert. Als Beanspruchungen wurden weiterhin Nennspannungen bei ruhender Achschenkelbelastung genutzt. Es wurde zum einen nach Sitzen und Absätzen sowie Werkstoffen differenziert. Bereits früher waren die zulässigen Radsatzlasten bei Güterwagen höher als bei Personen-, Post- und Gepäckwagen. Dies wurde nun auch auf die zulässigen Beanspruchungen übertragen. Noch in den Technischen Vereinbarungen von 1930 wurden für Personen-, Post- und Gepäckwagen sowie Tender im Sitz eine 11-fache und im Schaft sowie Schenkel eine 9-fache Sicherheit gefordert. Für Güterwagen waren für beide Zonen demgegenüber eine 9-fache bzw. 7-fache Sicherheit vorgesehen. Ob es in betrieblichen Randbedingungen wie zum Beispiel der durchschnittlichen Beladung oder in einem unterschiedlichen Sicherheitsbedürfnis in Hinblick auf die möglichen Schadensfolgen begründet ist, dass Güterwagen mit einer niedrigeren Sicherheitszahl bemessen werden dürfen, ist nicht bekannt.

Die Zeit ab 1930

Das Reichsbahn-Zentralamt Berlin hat 1932 eine Prüfung beantragt, ob die 1930 getroffenen Vereinbarungen durch neuere Erkenntnisse ersetzt werden sollten. In der Industrie wurden die Lasten bereits unter Berücksichtigung vertikaler und horizontaler Stoßfaktoren berechnet. Die auf Nennspannungen beruhende Berechnung sah für Nabensitze die Einführung von Kerbwirkungszahlen vor, /Sper 49/.

Nachdem verschiedene Vorschlägen existierten wurde 1941 das Formblatt /Fw28 41/ als Richtlinie bestimmt. Dieses so genannte Fw-Blatt ist nach Änderungen noch in mehreren Ausgaben erschienen, vgl. /Fw28 50, Fw28 60/. Die Lasten wurden mittels Stoßfaktoren als Funktion der Geschwindigkeit abhängig von der Fahrwerkskonstruktion ermittelt. Mit P_S als ruhender Achsschenkelbelastung berechnen sich Lagerlast P , Seitenkraft Q_H und Radaufstandskraft Q_R am höher belasteten Rad nach folgenden Formeln:

$$\begin{aligned} P &= x \cdot P_S \\ Q_H &= y \cdot P_S \\ Q_R &= z \cdot P_S \end{aligned} \tag{5-37}$$

Die dazu notwendigen Beiwerte x , y und z können einem Schaubild entnommen bzw. berechnet werden, **Bild 5–28** und (5-38).

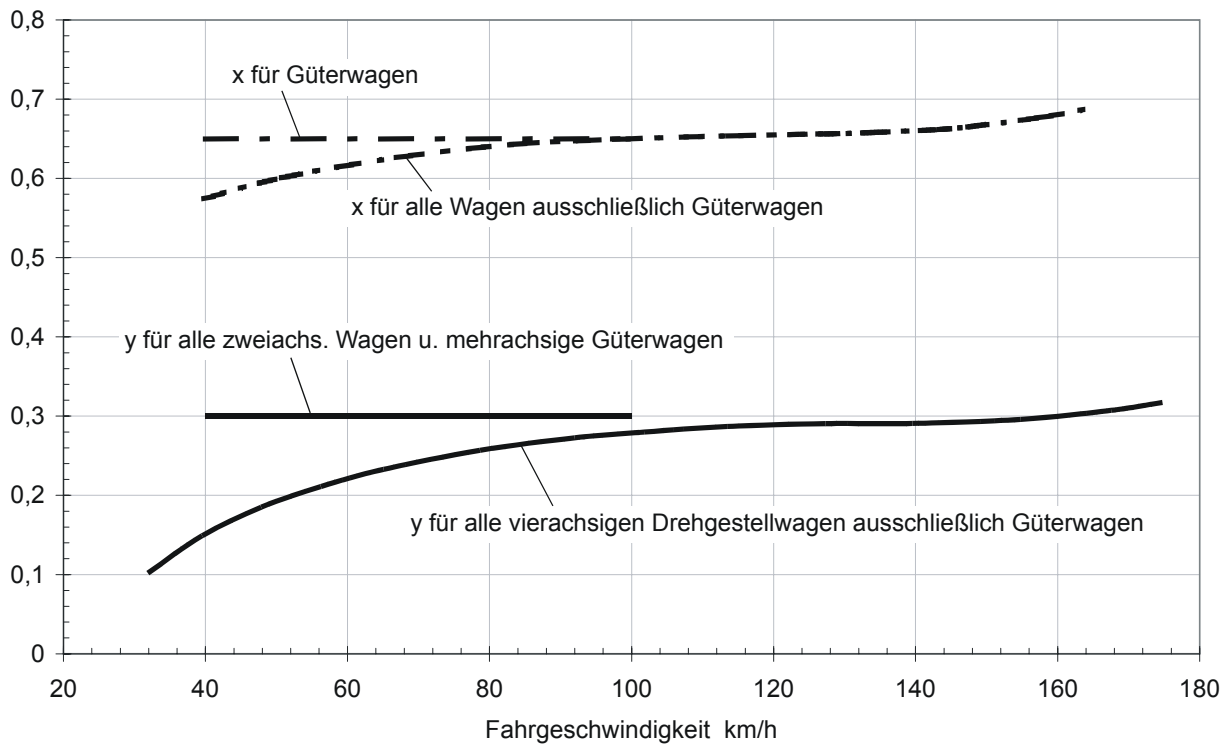


Bild 5–28: Diagramm zur Ermittlung der zu berücksichtigenden Stoßfaktoren nach /Fw28 60/

Der Beiwert z berechnet sich mit den Maßen gemäß **Bild 5–29** zu:

$$z = \frac{(2x - 1) \cdot LA + s + 2y \cdot \frac{D}{2}}{2s} \quad (5-38)$$

Mit diesen Kräften wurden die Nennspannungen in sechs Querschnitten berechnet.

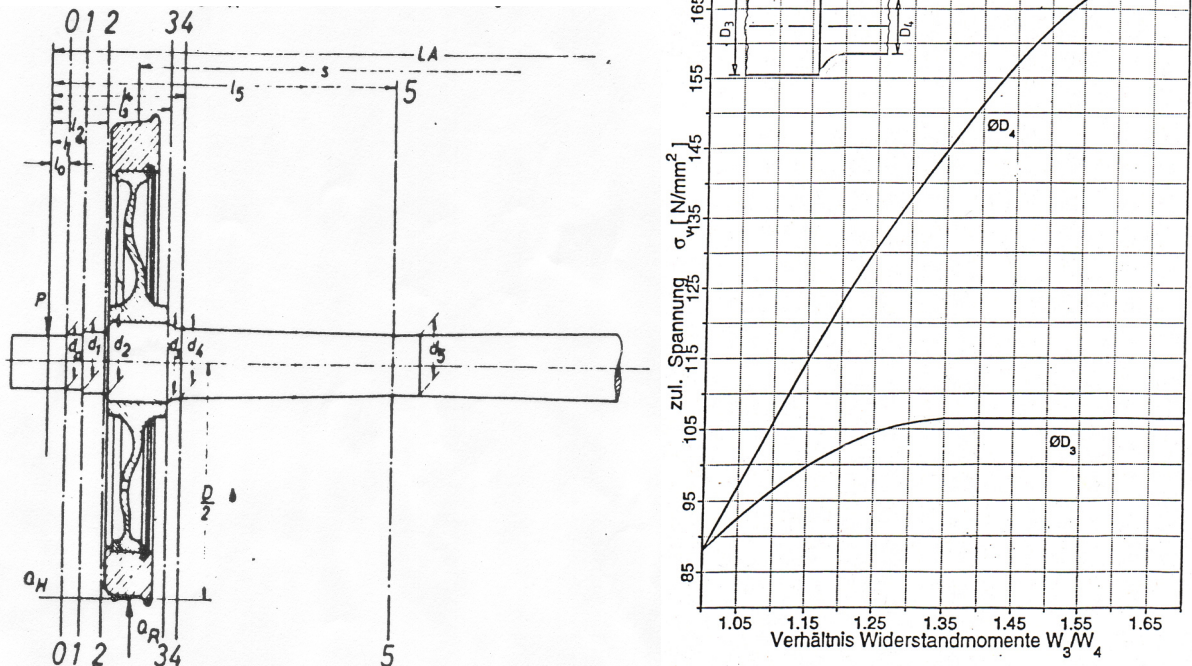


Bild 5—29: Für die Bemessung nach /Fw28 60/ zu berücksichtigende Querschnitte, links; Diagramm zur Ermittlung der zulässigen Spannungen für den Werkstoff A4T nach /BN 421022/, rechts

Ursprünglich waren die zulässigen Spannungen für den Werkstoff St50 angegeben. Hier sind die Verhältnisse für den später hinzu gekommenen Werkstoff 25CrMo4 angegeben. Im Lagersitz waren danach 8 kg/mm^2 und am Absatz von Schenkel und Notschenkel 12 kg/mm^2 zulässig. In Radsatzwellenmitte waren demgegenüber 16 kg/mm^2 erlaubt⁴. Die zulässige Spannung an der Nabeninnenkante und dem Korbbogen auf der Radinnenseite können in Abhängigkeit des Durchmesserverhältnisses von Radsitz D_F zum Schaft d einem Diagramm zu entnehmen, **Bild 5—29**. Diese zulässigen Spannungen dürften auf die in /Sper 49/ dargestellten Versuche zurückgehen. Eine ausführliche Deutung dieses Diagramms kann /Häne 00/ entnommen werden.

Im Englischen Bereich wurde mit /Scot 67/ eine Berechnungsvorschrift für angetriebene Radsätze erstellt. Diese enthält zusätzlich Empfehlungen zur Lastannahme aus dem Antrieb, aus Reaktionskräften von achsreitenden Getrieben und aus ungefederten Massen sowie zur Oberflächenbehandlung durch Festwalzen.

Die Zeit ab 1970

In Frankreich wurden bei der SNCF durch Kammerer eine Reihe von Schwingfestigkeitsversuchen und spannungsoptischen Untersuchungen durchgeführt, /Kamm 64, Kamm/. Die Arbeiten betrafen zum einen die Ermittlung von Form- bzw. Kerbwirkungszahlen und zum anderen ein Konzept zur Ermittlung von werkstoffabhängigen Sicherheitszahlen.

Zum Einfluss von Absätzen auf die Schwingfestigkeit und Spannungsüberhöhung hat Kammerer Schwingversuche an maßstäblichen Bauteilproben sowie

⁴ 1 kg/mm^2 entspricht in den geltenden SI-Einheiten $9,81 \text{ N/mm}^2$ bzw. MPa

spannungsoptische Untersuchungen durchgeführt. Die in den Schwingversuchen an gekerbten Proben ermittelten ertragbaren Nennspannungen hat er mit der Schwingfestigkeit von ungekerbten Proben in Bezug gesetzt. Er hat damit Kerbwirkungszahlen K_f ermittelt. Aus den spannungsoptischen Untersuchungen hat er Hauptspannungsformzahlen $K_{t,\sigma 1}$ erhalten.

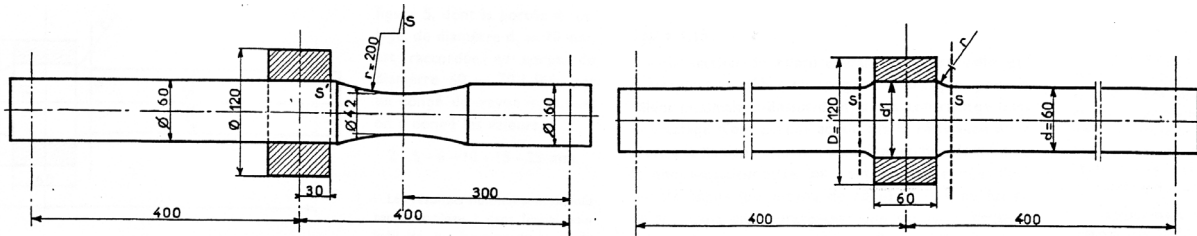


Bild 5—30: Von Kammerer verwendete Probengeometrien links ungekerbt und rechts mit unterschiedlichen Kerbradien als Absatz /Kamm 64/

Kammerer zog aus den Ergebnissen u.a. den Schluss, dass Spannungsoptik und Schwingversuch vergleichbare Ergebnisse erzielen. Die von ihm ermittelten Faktoren dürften die Basis für die entsprechenden Diagramme in /NF F 01-118/ bilden.

Darüber hinaus wurden Schwingversuche für Mulden zwischen benachbarten Sitzen durchgeführt, **Bild 5—31**. Aus diesen wurden folgende Schlüsse gezogen. Der Nabenüberhang ergibt nur bei geringen Durchmesserunterschieden eine Verbesserung der Schwingfestigkeit (z.B. $D/d = 1,05$). Bei größeren Durchmesserunterschieden ergibt sich eine Verminderung, die auf die Querschnittsverminderung zurückzuführen sei.

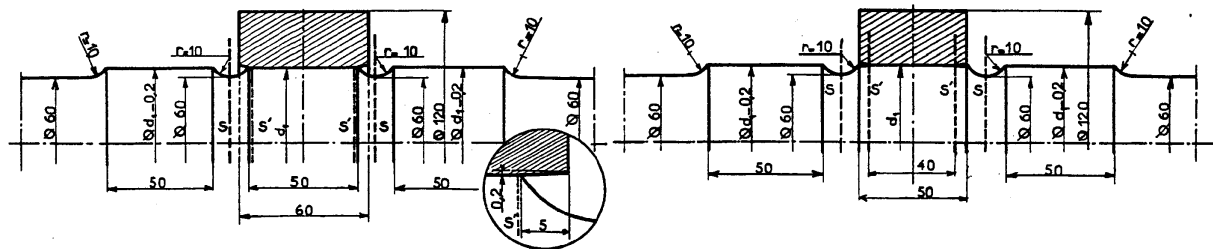


Bild 5—31: Von Kammerer verwendete Probengeometrien zur Festigkeit von Mulden zwischen benachbarten Sitzen /Kamm 64/

Des weiteren wurde in /NF F 01-118/ ein Verfahren aufgenommen, um für andere Stähle als den A1N einen Sicherheitsfaktor zu definieren, der mit der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes ansteigen soll. Dieses Verfahren ist im Abschnitt 8.5.1 beschrieben.

Sowohl die Arbeiten zu den Spannungsüberhöhungsfaktoren als auch zum Sicherheitskonzept gingen in die französische Norm /NF F 01-118/ ein. Mit /ORE 136 RP11, UIC 515-3/ gingen diese Ergebnisse schließlich in das Europäische Regelwerk zur Bemessung von Lauf- und Treibradsatzwellen ein.

Im Oktober 1990 wurde in Deutschland die DIN 5577 eingesetzt, /DIN 5577/. Diese vereinheitlicht die Auslegung von Güter- und Reisezugwagen. Sie entspricht im wesentlichen /ORE 136 RP11/. Da sie in den Grundzügen gegenüber den zu Grunde liegenden Dokumenten keine Unterschiede aufweist wird hier nicht näher darauf eingegangen.

Da /ORE 136 RP11/ auf Laufradsätze beschränkt war und die Erstellung einer europäischen Norm bereits absehbar war, wurde noch 1992 für Treibradsätze /BN 421022/ als vorläufige Richtlinie erstellt. Diese so genannte Bahn-Norm hatte ihren Ursprung in internen Berechnungsverfahren des Lokomotivenbauers Henschel in Kassel. Hinzu kam die Verwendung der von Kammerer erarbeiteten Faktoren zur Berücksichtigung von Spannungskonzentrationen an Wellenab-sätzen. Dieser Schritt war eigentlich inkonsistent, da immer noch die zulässigen Spannungen des Fw-Blattes galten, die dort als zulässige Nennspannungen eingeführt waren. Im Gegensatz zum Fw-Blatt wurden die Stoßfaktoren nicht geschwindigkeitsabhängig definiert. Entsprechend des Ursprungs bzw. der Verwendung für Treibradsätze waren gegenüber /ORE 136 RP11/ allerdings mehr Lastfälle, Kräfte aus ungefederten Massen von Antrieben und die Verwendung höherfesterer Stähle berücksichtigt.

Das derzeitige Regelwerk in Form von /EN 13103/ und /EN 13104/

Das jetzige Regelwerk basiert im Wesentlichen auf den Dokumenten /NF F 01-118/ und /UIC 515-3/. Damit sind vor allem die auf französischer Seite etablierten Vorschläge eingegangen. Dies betrifft vor allem die Verwendung der Formzahlen und die Systematik zur Einordnung höherfester Stähle.

Kritik am derzeitigen Vorgehen

Das derzeitige Regelwerk stellt für die derzeitigen Fahrzeuge eine ausreichende Bemessung sicher. Es kann festgestellt werden, dass es die in früheren Jahren systematisch aufgetretenen Radsatzbrüche nicht mehr gibt. Dennoch bieten sich insbesondere vor dem Hintergrund moderner Mess- und Rechenverfahren einige Änderungen an.

Die Auslegung von Radsatzwellen ist von jeher als Dauerfestigkeitsproblem betrachtet worden. Letztlich ist der Begriff der Dauerfestigkeit durch August Wöhler im Eisenbahnwesen überhaupt erst formuliert worden. In den vergangenen Jahrzehnten haben sich davon ausgehend insbesondere im Bereich Automobil- und Flugzeugbau zeitfeste Auslegungsstrategien etabliert. Wobei im Automobilbau aufgrund der fehlenden Inspektionen das „Safe-life“-Konzept verfolgt wird. Dies bedeutet, dass während der geforderten Lebensdauer die endlich ist kein Versagen auftreten darf. Aufgrund des im Flugzeugbau massiveren Drucks zum Leichtbau wird hier das so genannte „Fail-safe“-Konzept genutzt. Das heißt, dass während der Betriebsdauer ein partielles Versagen auftreten darf, solange ein totales Versagen durch regelmäßige Inspektionen rechtzeitig verhindert werden kann. Beide Strategien, die die Beanspruchungshäufigkeit berücksichtigen, sind auf den Schienenfahrzeugbau im Allgemeinen und auf die Auslegung von Radsatzwellen im Besonderen kaum anwendbar. Hauptgründe dafür sind, dass Schadensakkumulationsrechnungen in einem derart hohen Schwingungsbereich keine ausreichende experimentelle Basis haben und Freigaberversuche praktisch und wirtschaftlich nicht möglich sind. Dennoch stellt der Vergleich von rechnerischer Lastannahme und Verifikationsmessungen ein Problem dar, da ein Kollektiv, d.h. variable Amplituden, mit einem skalaren Wert verglichen werden muss. In den Regelwerken ist die Möglichkeit des Vergleiches der Lastannahme mit Messungen durchaus vorgesehen aber es bleibt unregelt, wie er umgesetzt werden kann bzw. soll. Die Definition einer Vorgehensweise, wie ein solcher Vergleich gezogen werden kann ist auch im Hinblick auf eine differenziertere rechnerische Lastannahme sinnvoll. So könnten konstruktive und betriebliche Einflüsse wie Radsatzlagerung und -anlenkung oder Strecken- und Beladungsspiegel auf die Radsatzbelastungen berücksichtigt werden.

Mit den Arbeiten von Kammerer sollte die Basis des Nachweises von Nenn- auf lokale Spannungen umgestellt und damit die Beanspruchungsüberhöhung aufgrund von Durchmessersprüngen und Mulden explizit in den Rechnungsgang eingeführt werden. Die Folgerung von Kammerer, dass zwischen der spannungsoptisch ermittelten Formzahl und der über Schwingversuche ermittelten Kerbwirkungszahl nur ein relativ geringer Unterschied besteht kann aufgrund des geringen Spannungsgradienten und der damit geringen Stützwirkung bestätigt werden. Dennoch müssen die ermittelten bzw. angegebenen Faktoren als zu gering angesehen werden. Eine Gegenüberstellung der in /EN 13103 und EN 13104/ angegebenen und in diesem Vorhaben nach /Pete 53/ vorgeschlagenen Formzahlen zeigt **Bild E–2**. Eine Gegenüberstellung der aus /Kamm 64/ abzuleitenden Form- bzw. Kerbwirkungszahlen und der als korrekt erachteten Formzahlen zeigt **Bild E–1**.

Der Übergang zu lokalen Spannungen ist sinnvoll. Aufgrund der geringen Stützwirkung hängt die ertragbare Nennspannung immer von der Formzahl ab. Die ertragbare lokale Spannung ist eine „konstantere“ Größe und damit für ein Regelwerk besser geeignet.

Die auf deutscher Seite für schwach abgesetzte Wellen früher verwendeten zulässigen Spannungen sind in Form von **Bild 5–29**, rechts, festgelegt. Diese Festlegung findet sich auch in /Hütt 55 und BN 421022/. Das Diagramm geht wahrscheinlich auf die von Sperling durchgeführten Versuche zurück /Sper 49/. Die direkte Umsetzung in das Diagramm kann aus heutiger Sicht jedoch nicht mehr eindeutig rekonstruiert werden. Die zulässige Spannung für eine glatte, nicht abgesetzte Welle beträgt im Sitz 84% der zulässigen Spannung einer gut abgesetzten Welle (89 MPa zu 106 MPa für den Werkstoff A4T). Dem stehen die von Sperling gemachten Versuche entgegen, /Sper 49/. Hier ist der Einfluss der Gestaltung auf die Schwingfestigkeit größer. Zwischen einer gut abgesetzten Welle ($t/\rho_N = 0$) und einer glatten Welle ($t/\rho_N = 0,15$) wird etwa ein Faktor von zwei angesetzt. Für Laufradsatzwellen ist in /EN 13103/ zwingend ein Durchmesser Verhältnis von mindestens 1,12 bei Erreichen des Betriebsgrenzmaßes vorgeschrieben. Da bei Laufradsatzwellen kein Raum für einen Antrieb auf der Radsatzwelle benötigt wird, kann diese Forderung ohne Probleme erfüllt werden. Anders ist die Situation bei Treibradsätzen. In /EN 13104/ ist für die Gestaltung von Mulden zwischen benachbarten Sitzen auf Treibradsatzwellen folgendes festgelegt:

„Eine flache Mulde (deren kleinste Tiefe geringfügig größer als die Verschleißgrenze ist und einen Radius von mindestens 16 mm besitzt) ist vorzusehen, um die beiden Sitze zu trennen. Ihre Hauptaufgabe ist die Vermeidung von Kerbwirkungen, hervorgerufen durch die Bohrungskanten der Naben aufgedresser Teile.“

Die ertragbare bzw. zulässige Spannung wird dabei nicht mehr direkt von der Gestaltung abhängig gemacht. Dies betrifft auch einen möglichen Einfluss des Verhältnisses von Füge- zu Schaft- bzw. Muldengrunddurchmesser. Aus heutiger Sicht muss festgestellt werden, dass sowohl mit der Festlegung aus /Fw28 41/ als auch in /EN 13104/ der Einfluss des Durchmesser Verhältnisses nicht ausreichend berücksichtigt ist. Für Durchmesser Verhältnisse ab etwa 1,1 treffen die gemachten Festlegungen sicherlich zu. Für geringere Durchmesser Verhältnisse ergibt sich in Versuchen jedoch eine stärkere Festigkeitsminderung.

Im japanischen Bereich liegen abweichende Verhältnisse vor, /Hira 98/. Es werden Durchmesser Verhältnisse D/d von 1,00 verwendet. Dabei werden die

Sitze jedoch induktinsgehärtet. Außerdem unterscheidet sich das Wartungs- bzw. Instandhaltungskonzept.

Die zulässige Spannung für die Freie Oberfläche steigt nach /BN 421022/ in Abhängigkeit der statischen Festigkeit des Werktofs. So wird für den Werkstoff 34CrNiMo6 eine um 12,5% höhere Spannung zugelassen als bei dem Werkstoff A4T. Da sich die Schädigungsmechanismen auf der Oberfläche von denen im Presssitz unterscheiden, muss eine solche Festlegung hinterfragt werden.

6. Betriebsmessungen zur Lastannahme

Werden Messungen durchgeführt, kann ein Vergleich mit den in den Regelwerken angegebenen Kräften vor dem Hintergrund folgender Fragestellungen angestellt werden:

- Überprüfung der in den Regelwerken festgelegten Lastannahmen (Grundsatzuntersuchung; das Regelwerk wird a priori angezweifelt) oder
- Einordnung der am verwendeten Fahrzeug auftretenden Kräfte in Bezug auf das Regelwerk (Zweifel, ob die im Regelwerk festgelegten und a priori als richtig angesehenen Lasten auch auf das spezielle Fahrzeug oder die spezielle Strecke zutreffen)

Mit welcher Zielsetzung ein Vergleich auch angestellt wird, es zeigt sich immer eine prinzipielle Schwierigkeit. Die gemessenen Kräfte als Häufigkeitsverteilungen einer einzelnen Variablen werden in der Regel mit den Maximalwerten oberhalb der durch die Regelwerke abgeschätzten Werte liegen. Dies kann aus der Sicht der Bemessung wie folgt interpretiert werden:

- Die Maximallasten müssen nicht dauerhaft ertragen werden. Für einen Dauerfestigkeitsnachweis, wie er in den Regelwerken festgelegt ist, muss nur eine schädigungsäquivalente Last, die kleiner als der Kollektivhöchstwert sein kann, berücksichtigt werden. (Dies trifft auf alle Komponenten des Radsatzes zu).
- Für die Radsatzwelle ist ein hoher Wert einer einzelnen Kraft nicht relevant. Da die Beanspruchung einer Schnittebene von der Kombination der am Radsatz angreifenden Kräfte abhängt, muss deren zeitlicher Zusammenhang beachtet werden. Setzt man die gemessenen Maximalwerte der einzelnen Kräfte zeitgleich an, ist die Lastannahme unrealistisch hart.

Der erste Punkt kann durch eine Betriebsfestigkeitsrechnung (Schadensakkumulation) beantwortet werden. Der zweite Punkt kann nur beantwortet werden, indem die an einer Schnittebene in Wellenlängsrichtung gemessene Beanspruchung (als Kollektiv) mit äußeren Kräften verglichen wird. Dies ist jedoch ungenau, da die mit Kraftmessradsätzen gemessenen Kräfte hier nur eingeschränkte Aussagefähigkeit besitzen, vgl. S. 65.

6.1 Theoretische Beanspruchungen

Der Radsatz wird durch eine Reihe voneinander unabhängiger Kräfte belastet. Dies sind die Radaufstandskräfte Q , Querkräfte Y und die Traktionskräfte T . Beim Bremsen und Beschleunigen entstehen durch die Trägheit der Achsfahrmassen (Masse, die sich auf der Radsatzwelle abstützt) weitere Torsions- und Biegemomente. Hinzu kommt das Eigengewicht der Radsatzmassen inkl. Anbauteile und die dynamischen Belastungen aufgrund der ungefederten Massen. All diese Belastungskomponenten können in ihrem zeitlichen Verlauf nahezu völlig unkorreliert auftreten.

Im Folgenden werden zunächst nur die vertikalen Radaufstandskräfte Q_1 und Q_2 sowie die horizontalen Führungskräfte Y_1 und Y_2 betrachtet. Ausgehend von /ORE 136 RP11/ werden von der vertikalen und der horizontalen Wagenkastenbeschleunigung die Radaufstandskräfte abgeleitet. Diese ergeben sich aus quasistatischen Annahmen und haben den Charakter von Stoßfaktoren. Im statischen Fall sind die Vertikalkräfte Q gleich den Gewichtskräften vom Wagen-

kasten auf den Radsatzwellenlagern P (unter Vernachlässigung des Eigengewichtes des Radsatzes). Im ruhenden Zustand betragen die Kräfte:

$$P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2 = P_0 = \frac{m_1 \cdot g}{2} \quad (6-1)$$

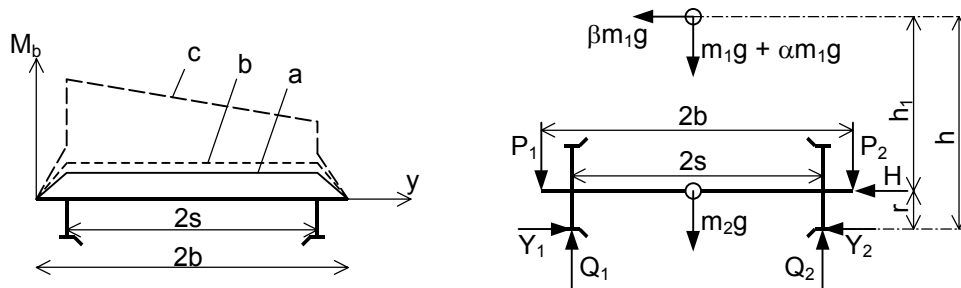


Bild 6–1: Massen, Stoßfaktoren, Kräfte und Biegemomentverlauf

Das Biegemoment steigt zwischen den Lagern und den Radscheiben (also für $0 < y < (b-s)$) mit $P_0 \cdot y$ an. Zwischen den Radscheiben ist es mit $P_0 \cdot (b-2s)$ konstant, **Bild 6–1**. Fährt das Fahrzeug in einer ideal-ebenen Schiene ohne Bögen ergäbe sich eine einstufige schwingende Beanspruchung mit dem umlaufenden Biegemoment $P_0 \cdot (b-s)$. Kommt zur Erdbeschleunigung nur eine weitere vertikale Beschleunigung α (angegeben in g) hinzu teilt sich diese ebenfalls gleichmäßig auf beide Seiten auf.

$$P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2}(1 + \alpha) \cdot m_1 \cdot g \quad (6-2)$$

Das Biegemoment zwischen den Radscheiben ergibt sich dann zum Beispiel zu $P_1 \cdot (b-s)$. Es ist zwischen den Radscheiben noch immer konstant, **Bild 6–1**. Tritt eine horizontale Beschleunigung β (ebenfalls in g) auf, werden die Zusammenhänge komplizierter. Aus den Kräftegleichgewichten folgen die Kräfte an den Radsatzwellenlagern zu:

$$P_{1/2} = \frac{1}{2}(1 + \alpha \pm \beta \frac{h_1}{b}) \cdot m_1 \cdot g \quad (6-3)$$

Vom Radsatz wird auch die Seitenkraft $H = m_1 \cdot g \cdot b$ aufgenommen. Bei dieser Betrachtung wird diese Kraft als Y_1 auf die Schiene übertragen. Die Seitenkraft am weniger belasteten Rad ist bei dieser Betrachtung gleich 0. Die Vertikalkräfte an der Schiene ergeben sich aus den Kräftegleichgewichten jeweils zu:

$$Q_{1/2} = \frac{1}{2 \cdot s} [P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) + (Y_1 - Y_2) \cdot r] \quad (6-4)$$

Da die Vertikalkräfte Q und P nun unsymmetrisch verteilt sind, ergeben sich linear an- bzw. abfallende Biegemomentverläufe. Die Seitenkräfte Y erzeugen über den Hebelarm der Radscheibe jeweils einen Sprung des Biegemomentes, **Bild 6–1**.

6.2 Beanspruchungsmessungen

Als Beanspruchungsmessungen im engeren Sinn werden hier Messungen mit Dehnungsmessstreifen (DMS) an einzelnen Querschnitten der Radsatzwelle verstanden. Die Signale werden anschließend im Gegensatz zu den Kraftmessungen nicht mit Messungen anderer Querschnitte verrechnet. Die Messergebnisse gelten daher nur für den betrachteten Querschnitt und haben

vorerst keinen auf den Radsatz oder das Fahrzeug verallgemeinerbaren Charakter. Mit der Messung werden alle vorhandenen Beanspruchungsanteile realistisch erfasst. Zusatzbeanspruchungen aus dem Eigenschwingverhalten und Beanspruchungen aus Antriebs- und Bremsvorgängen sind bereits in der realen Höhe in den Messergebnissen enthalten.

Die Radsatzwellenbiegung weist dabei die mit der Umlaufbiegung gegebene Besonderheit einer rein wechselnden Beanspruchung auf. Dies kann durch das Spannungsverhältnis R angegeben werden.

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1 \quad (6-5)$$

Wobei σ_{\min} und σ_{\max} für den Minimal- bzw. Maximalwert des jeweiligen Schwingespieles steht, **Bild 6–2**.

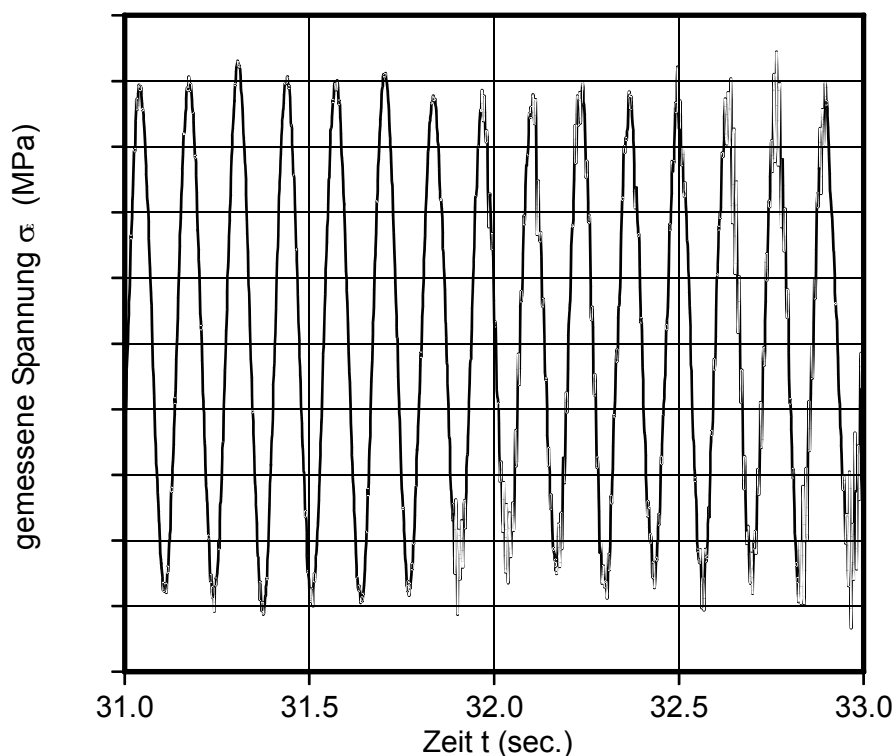


Bild 6–2: Beispielhafter Zeitverlauf einer Beanspruchungsmessung

Um variable Beanspruchungszeitverläufe zu bewerten werden diese in der Regel klassiert. Dabei werden die Häufigkeiten von Beanspruchungen gezählt und summiert. Die Bereichspaarzählung (BPZ) legt Schwingspiele gleicher Amplitude in den Klassen ab. Zu einem Schwingspiel werden dazu auf- und absteigende Flanken erfasst. In Flanken enthaltene kleine Schwingspiele werden dabei separat erfasst. Mit der Häufigkeit der Amplitude erfasst dieses Zählverfahren die beiden wesentlichsten Kenngrößen einer schwingenden Beanspruchung. Der Mittelwert geht dabei jedoch verloren. Beispiele für solche Amplitudenkollektive an Radsatzwellen zeigen **Bild 6–3**, **Bild 6–4**.

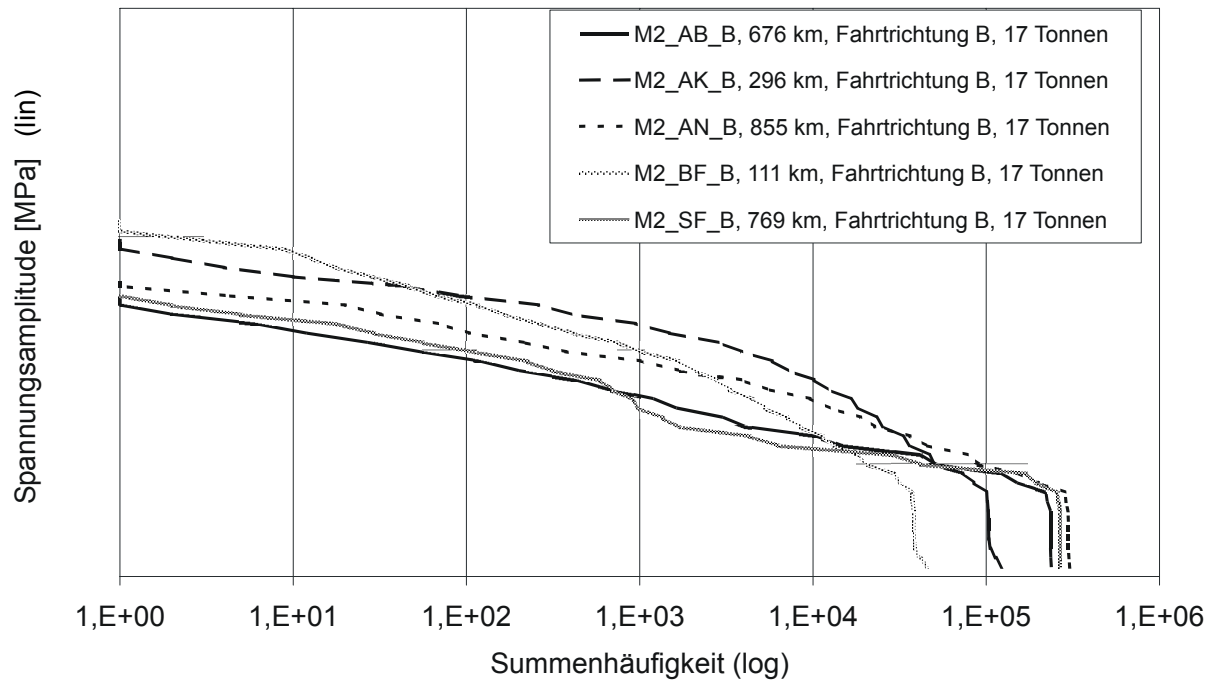


Bild 6—3: Beispielhafte Darstellung des Zählergebnisses der Bereichspaar-zählung einer Radsatzwellenbiegung für unterschiedliche Streckenarten bei 17t Beladung und vorlaufendem Einsatz

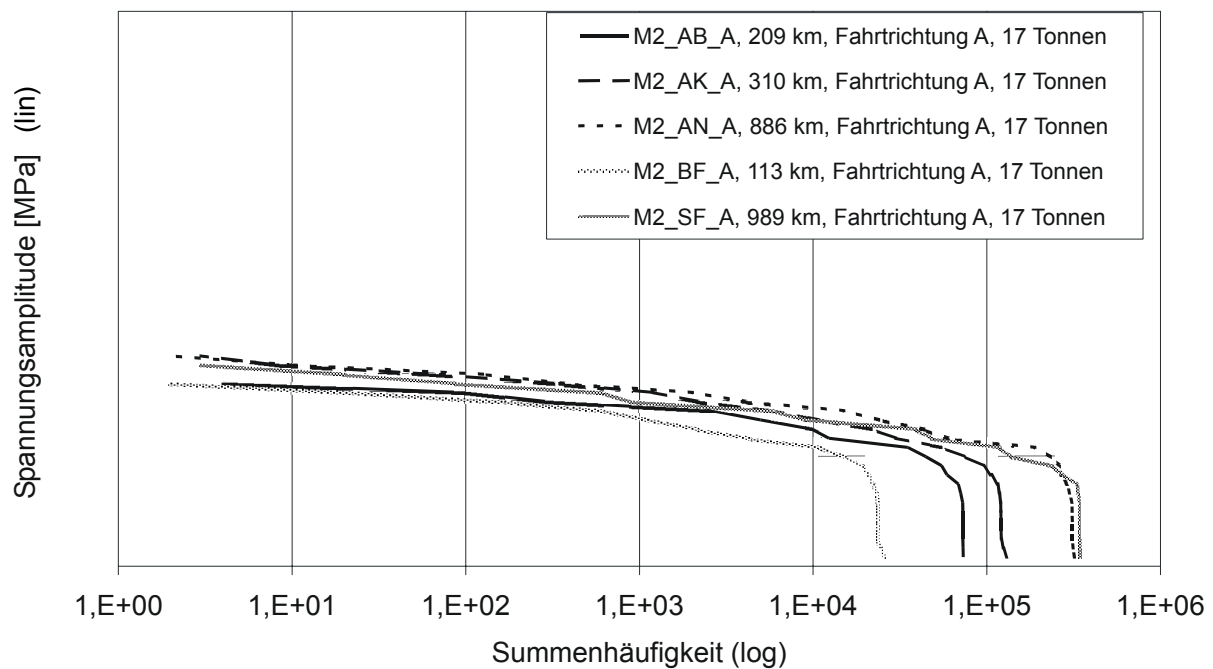


Bild 6—4: Beispielhafte Darstellung des Zählergebnisses der Klassengrenzenüberschreitungszählung einer Radsatzwellenbiegung für unterschiedliche Streckenarten bei 17t Beladung und nachlaufendem Einsatz

Um einen Überblick über die absolute Lage bzw. den Mittelwert des Beanspruchungsverlaufes zu erhalten bietet sich die Klassengrenzenüberschreitungszählung (KGÜZ) an. Dazu wird die Beanspruchungsachse in Klassen eingeteilt und Überschreitungen einer Klassengrenze in die jeweilige Klasse

gezählt, **Bild 6–5**. Der Zusammenhang einzelner Schwingspiele geht dabei verloren.

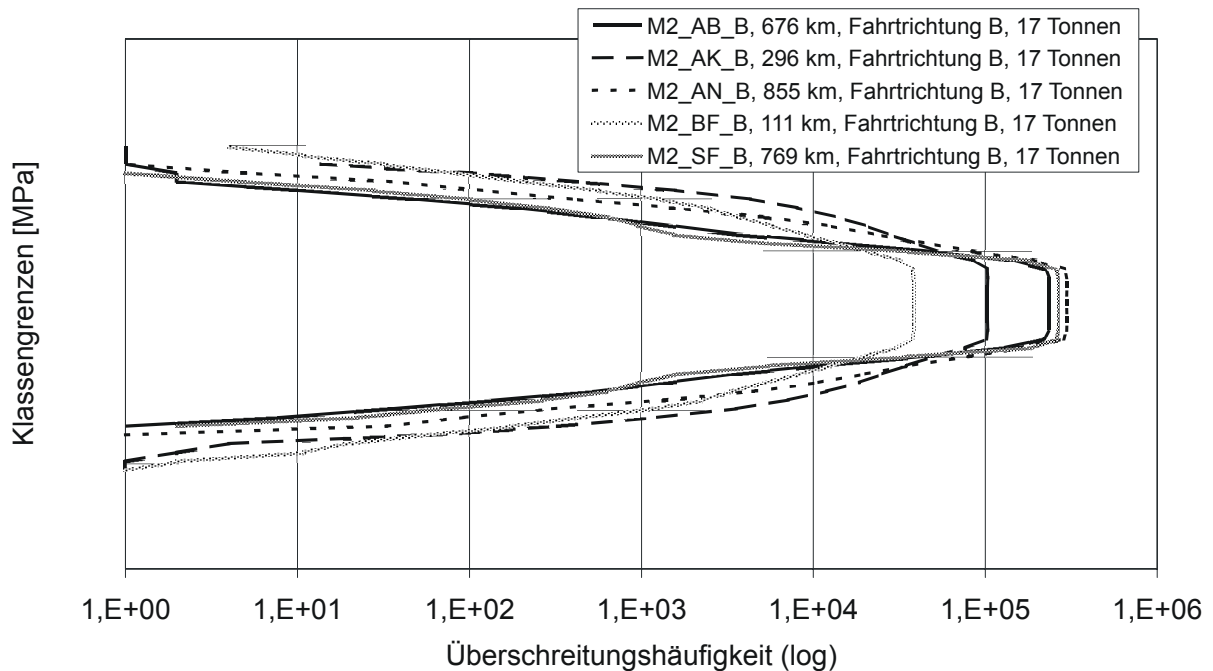


Bild 6–5: Beispielhafte Darstellung des Zählergebnisses der Bereichspaar-zählung einer Radsatzwellenbiegung für unterschiedliche Streckenarten bei 17t Beladung, vorlaufendem Einsatz und normierter Laufleistung

Um verschiedene Kollektive miteinander vergleichen zu können, sind im Falle unterschiedlicher Laufleistungen die Häufigkeiten der einzelnen Kollektive zu normieren. Dazu müssen alle Summenhäufigkeiten multiplikativ so geändert werden, dass sich für alle Kollektive die gleiche Anzahl von Radsatzumdrehungen ergibt. Da die kleinen Amplituden im Bereich des Kollektivumfanges H_0 nicht aus einer Radsatzumdrehung resultieren, müssen nicht die Kollektivumfänge sondern die „senkrechten“ Äste der Einzelkollektive übereinstimmen. So kann die Form des Kollektives optisch oder mittels einer Schadensakkumulationsrechnung verglichen werden, **Bild 6–27** bis **Bild 6–32**.

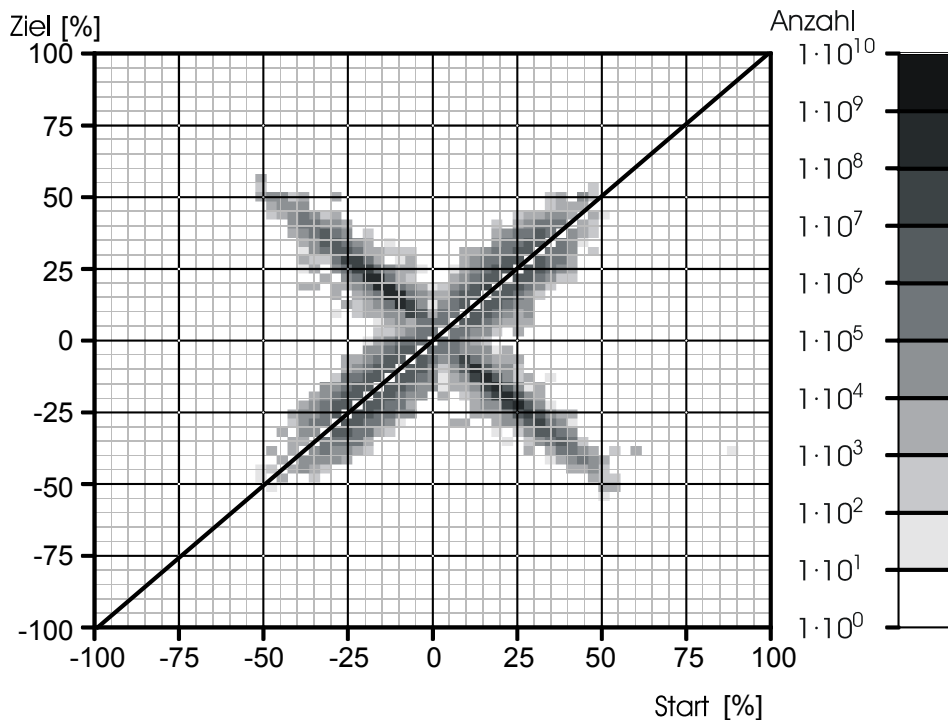


Bild 6—6: Beispielhafte Darstellung des Zählergebnisses einer Rainflowzählung einer Radsatzwellenbiegung für 15 Mio km bei einer Beladung nach Eisatzspiegel

Da aus der Rainflowmatrix sowohl die Ergebnisse der Bereichspaar- als auch der Klassengrenzenüberschreitungszählung auf einfache Weise abgeleitet werden können, bietet es sich an erst eine Rainflow-Zählung durchzuführen und anschließend aus dieser sowohl BPZ als auch KGÜZ abzuleiten, **Bild 6—6**.

Eine detaillierte Übersicht zu Zählverfahren gibt zum Beispiel /FVA 88/.

6.3 Kraftmessungen

Kraftmessradssätze können prinzipiell nach dem Wellenmessverfahren, dem Scheibenmessverfahren oder einem kombinierten Wellen-Scheibenmessverfahren appliziert sein. Im Folgenden wird zuerst das Prinzip des Wellenmessverfahren erläutert.

Bei diesem Verfahren werden zumindest sechs Messebenen an der Welle appliziert. Es werden jeweils zwei Messebenen zwischen den Radscheiben und den Radsatzlagern (hier a, b und e, f) und zwei Messebenen zwischen den Radscheiben (c und d) appliziert. Jede dieser Messebenen wird durch zwei um 90° versetzte Biegemessvollbrücken gebildet, die das umlaufende Biegemoment an dieser Schnittebene messen. Die Abstände der Messebene zur Radsatzwellenmitte werden mit b und dem Buchstaben der Messebene als Index bezeichnet. Die Biegemomente der Schnittebene werden als M mit dem Index der Ebene bezeichnet. Die realen Radaufstandspunkte haben die Abstände b_1 und b_2 von der Radsatzmitte, **Bild 6—7**.

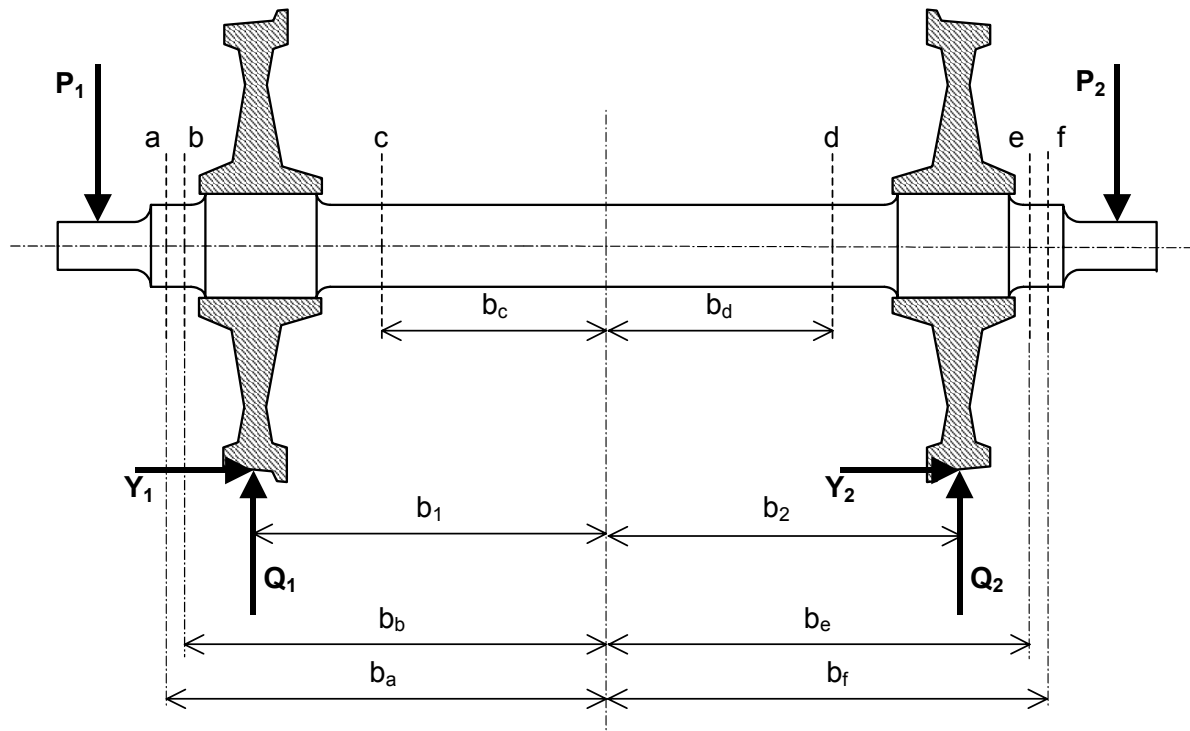


Bild 6–7: Kraftmessradsatz, Kräfte und Abstände

Grundlage ist die Annahme, dass die Biegemomente zwischen den Messebenen linear verlaufen. Dies setzt voraus, dass Massenkkräfte vernachlässigt werden können. Ersichtlich ist, dass die Vertikalkräfte (Q und P) die Biegemomentänderung (dM/dy) und die Querkräfte Y über den Hebelarm r des Rades den Biegemomentsprung erzeugen. Der Differenzenquotient des Biegemomentes links bzw. rechts der Radscheibe 1 ergibt sich zu:

$$\frac{M_a - M_b}{b_a - b_b} \quad (6-6)$$

$$\frac{M_c - M_d}{b_c + b_d} \quad (6-7)$$

Die Kraft Q_1 ergibt sich aus der Differenz beider Terme:

$$Q_1 = \frac{M_a - M_b}{b_a - b_b} - \frac{M_c - M_d}{b_c + b_d} \quad (6-8)$$

Die Vertikalkraft der anderen Radsatzseite ergibt sich aufgrund der Symmetrie entsprechend. Die horizontale Querkraft Y_1 wird aus der Differenz des Biegemomentes an der Stelle der Radscheibe 1 berechnet. Dazu wird das Biegemoment aufgrund der an den Stellen a und b bzw. c und d gemessenen Biegemomenten extrapoliert. Dazu wird noch davon ausgegangen, dass der Hebelarm des Radaufstandspunktes b_1 unveränderlich ist. Das Biegemoment an der Stelle des Radaufstandspunktes, vgl. **Bild 6–8**, ergibt sich links- bzw. rechtsseitig zu:

$$M_{\text{rechts}} = M_d + \frac{M_c - M_d}{b_c + b_d} \cdot (b_d + b_1) \quad (6-9)$$

$$M_{\text{links}} = M_a + \frac{M_a - M_b}{b_a - b_b} \cdot (b_a - b_1) \quad (6-10)$$

Die Kraft Y_1 ergibt sich dann zu:

$$Y_1 = (M_{\text{rechts}} - M_{\text{links}}) / r \quad (6-11)$$

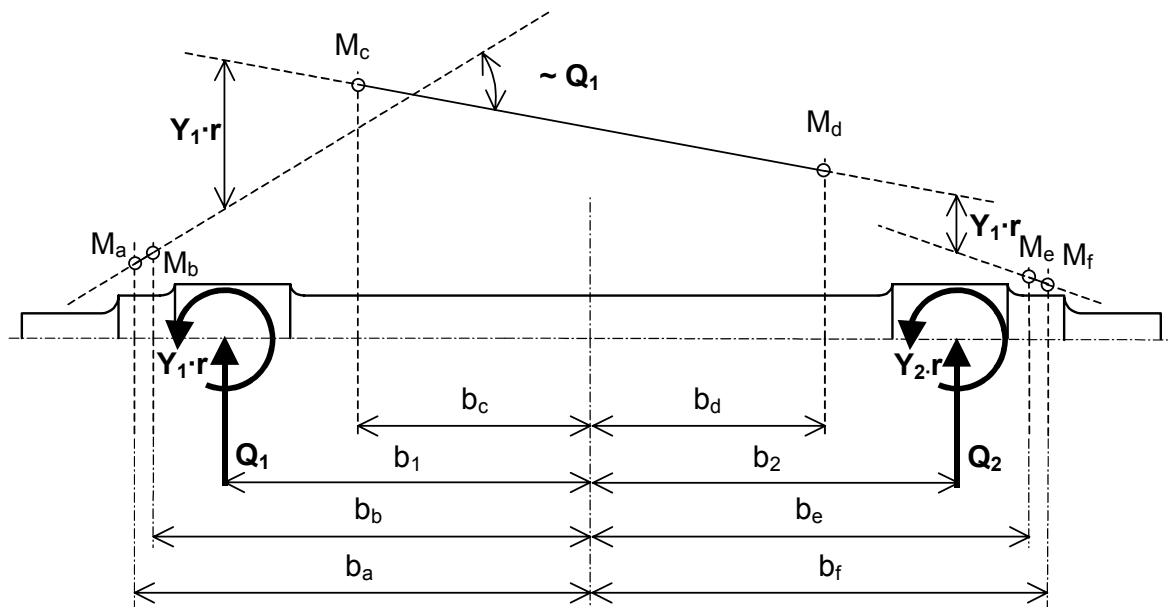


Bild 6–8: Schnittmomente am Kraftmessradsatz, Extrapolation

Mit den Messebenen in nur einer einzelnen Winkelposition würden die Biegemomente nur erfasst werden können, wenn sich die Messstellen in 0° bzw. 180° -Position befinden. Um die Kräfte als kontinuierliche Werte zu ermitteln muss zumindest noch eine weitere Winkelposition (90°) appliziert werden. Damit kann eine Transformation in das stehende Koordinatensystem vorgenommen werden.

Da die einzelnen Kräfte selbst nicht in einem direkten Zusammenhang zu den Beanspruchungen des Werkstoffes stehen, ist die Anwendung der klassischen Zählverfahren nicht sinnvoll. Eine quantitative Bewertung im Hinblick auf die Ermüdungsfestigkeit ist auf Basis der Kräfte nicht möglich. Dennoch sind komprimierte Darstellungen der gemessenen Kräfte hilfreich. Eine mögliche Darstellung sind Histogramme, das heißt Häufigkeitszählungen. Dabei wird gezählt, wie lange der zu zählende Wert in einem bestimmten Bereich liegt. Dieses Zählverfahren ist zeitorientiert und entspricht praktisch der Verweildauerzählung. Da die schädigende Wirkung jedoch Lastwechsel- und nicht zeitorientiert ist, ergibt sich hier ein verzerrtes Bild. Bei langsamer Fahrt liegt der Wert zwar über einen langen Zeitraum an, muss aber nicht unbedingt zu vielen Beanspruchungszyklen führen. Bei hoher Fahrtgeschwindigkeit gilt das Umgekehrte. Zweiparametrische Histogramme bieten aber die Möglichkeit einer qualitativen Beurteilung, zum Beispiel ob die Maximalwerte zweier Einzelkräfte gleichzeitig auftreten, **Bild 6–9**.

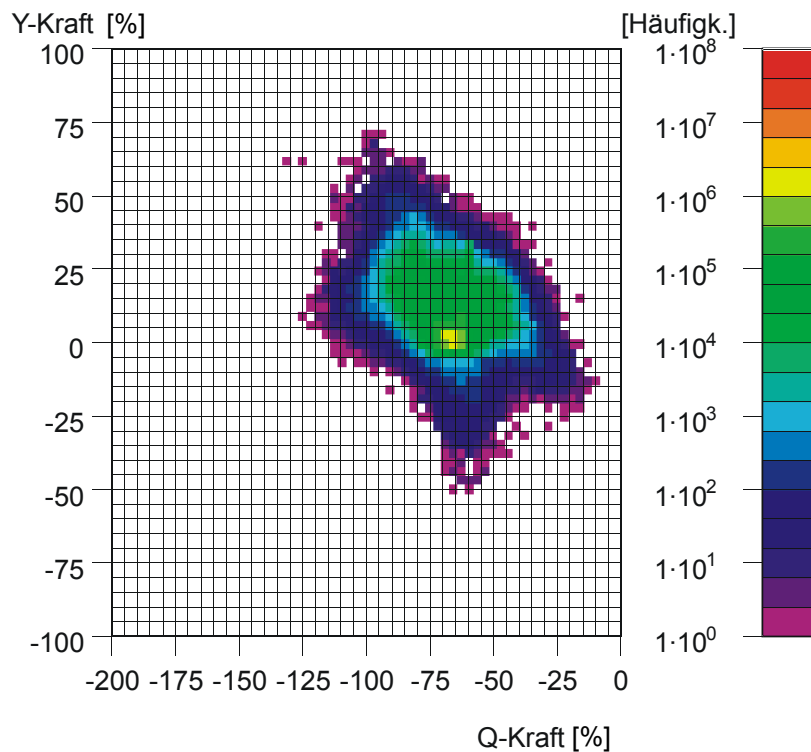


Bild 6–9: 2-parametrisches Histogramm der Radaufstands- und Seitenkraft Q und Y auf kurvenreichem Altnetz bei einer Beladung von 17t (Signalfrequenz 200Hz)

Eine der schädigenden Wirkung der äußeren Kräfte besser entsprechende Auswertung stellt die Umdrehungszählung dar. Dabei wird nicht die Zeit gezählt, die eine Kraft in einem bestimmten Intervall liegt, sondern über ein der Fahrgeschwindigkeit proportionales Signal werden die Umdrehungen bzw. Umdrehungsanteile gezählt, während derer eine Kraft in einem gewissen Intervall liegt. Damit ist die ermittelte Häufigkeit praktisch proportional zur Anzahl der Beanspruchungszyklen. Dieses Zählverfahren kann sowohl einparametrisch auf eine Kraft angewendet werden, **Bild 6–10** und **Bild 6–11**, als auch zweiparametrisch auf zwei Kräfte, **Bild 6–9**.

Mit dieser Auswertung ist aber immer noch nicht die Frage des zeitlichen Auftretens der einzelnen Kräfte beantwortet. Da an einer Radsatzwelle zumindest vier voneinander unabhängige äußere Kräfte auftreten, kann auch eine zweiparametrische Umdrehungszählung nicht den Gesamtzustand ausreichend beschreiben.

Die Messradsatztechnik weist hinsichtlich des zuverlässig erfassbaren Frequenzbereiches Einschränkungen auf. Diese liegen darin begründet, dass in die Messung der Radsatz als Messaufnehmer als elastischer sowie selbst massebehafteter Körper mit seinem Eigenverhalten in die Messergebnisse eingeht und diese beeinflusst. Man geht daher davon aus, dass die gemessenen Werte nur in einem Frequenzbereich bis 30 Hz zuverlässig mit den realen Kräften im Radaufstandspunkt übereinstimmen. Oberhalb dieses Bereiches liegen jedoch für die Schädigung der Radsatzwelle relevante Anteile, vgl. **Bild 6–12**. Dies betrifft gerade Beanspruchungen, die aus dem Eigenverhalten des Radsatzes resultieren.

Aufgrund der Einschränkungen die sich aus dem unbestimmten zeitlichen Zusammenhang der einzelnen Kräfte und dem zuverlässig erfassbaren

6.3 Kraftmessungen

Frequenzbereich ergeben wird empfohlen als Lastannahme für eine schwingfeste Bemessungen Beanspruchungsmessungen zu verwenden.

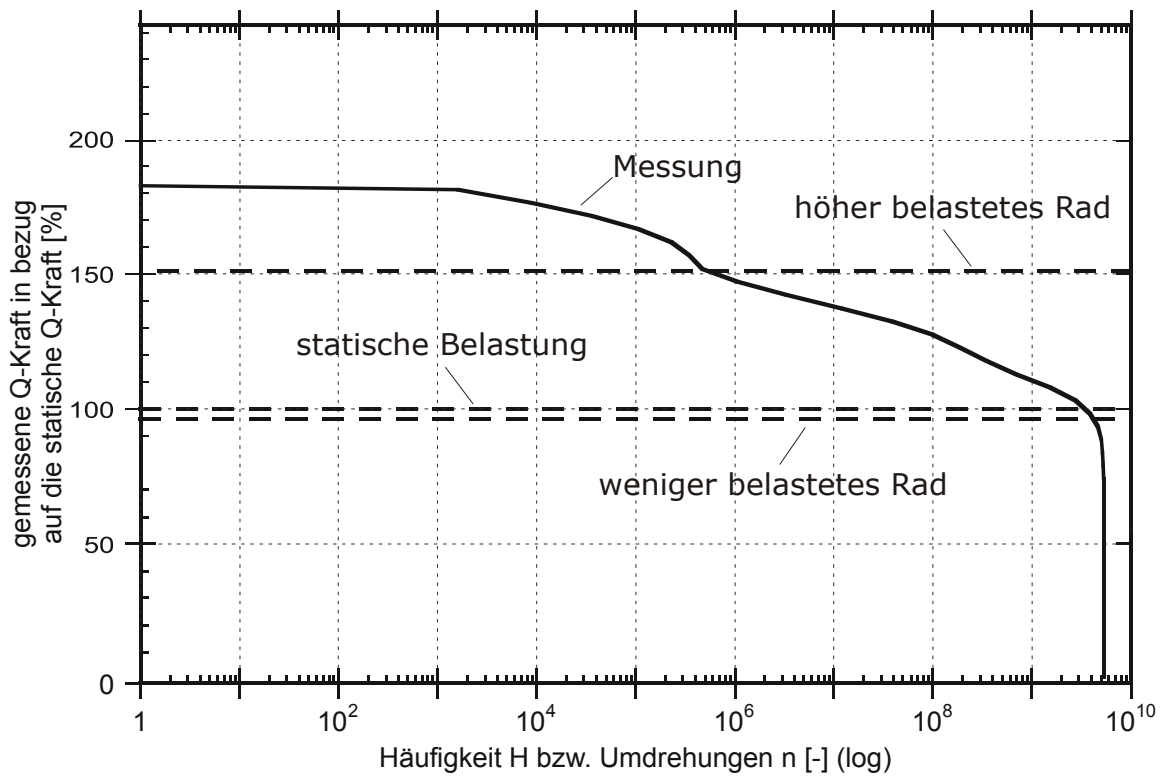


Bild 6—10: Umdrehungszählung einer Radaufstandskraft Q für 15 Mio km bei einer Beladung von permanent 17t

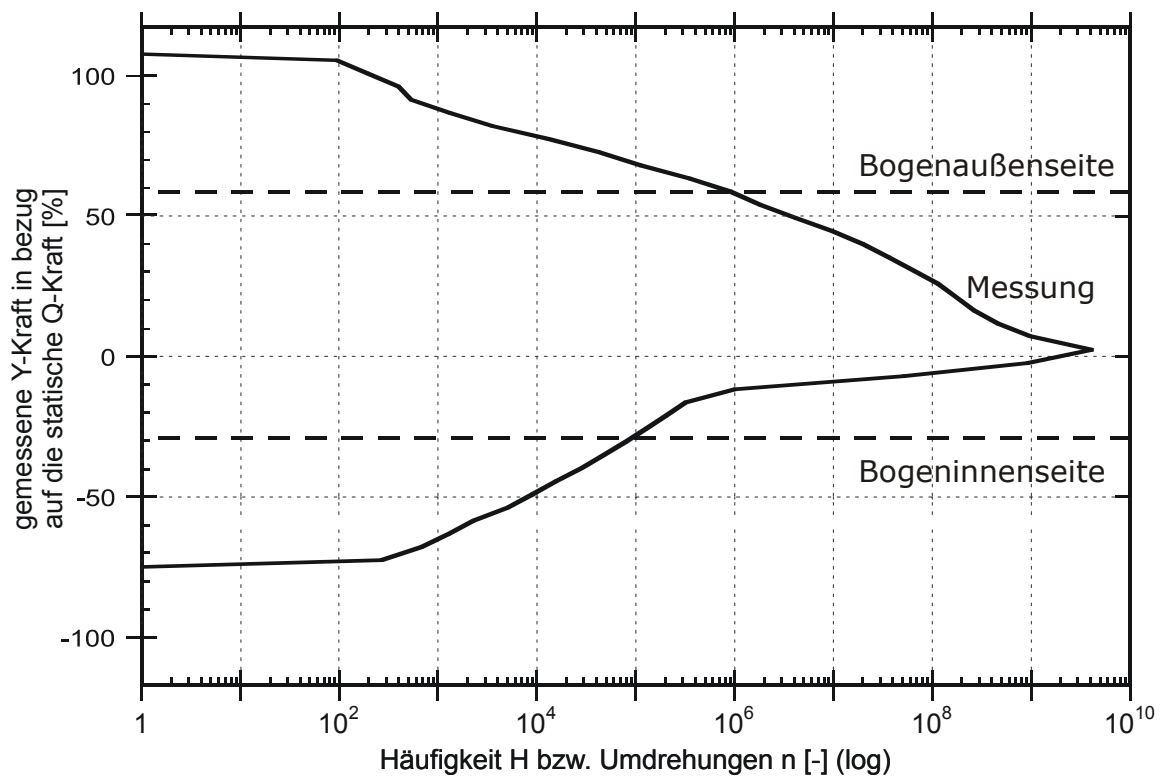


Bild 6—11: Umdrehungszählung einer Seitenkraft Y für 15 Mio km bei einer Beladung von permanent 17t

6.4 Empfehlungen zur Durchführung von Betriebsmessungen

Im Folgenden werden einige Empfehlungen darüber aufgeführt, was bei der Durchführung von Betriebsmessungen im Bereich Eisenbahnfahrwerke aus Sicht der Schwingfestigkeit besonders zu beachten ist.

Messfrequenz

Die Beanspruchungen im Fahrwerk sind unterhalb der Primärfederung zum Teil hochfrequent und stoßartig. Dies trifft insbesondere dann zu, wenn die maßgeblichen Beanspruchungen durch Weichenfahrten oder überlagerte Eigenschwingungen hervorgerufen werden. **Bild 6–12** zeigt das Ergebnis einer relativen Schädigungsrechnung in Abhängigkeit der Filterfrequenz. Dazu ist das Messsignal jeweils mit einer bestimmten Frequenz Tiefpass gefiltert. Das gefilterte Signal ist anschließend klassiert worden und mit dem Amplitudenkollektiv ist eine Schadenssumme berechnet worden. Als Modifikation ist Miner-elementar bei einer Neigung von 5,0 verwendet worden. Dieses wurde für verschiedene Filterfrequenzen bis zu 6 kHz durchgeführt. Die Schadenssumme ist dann auf die Schadenssumme bei maximaler Filterfrequenz bezogen über der jeweils nutzbaren Signalfrequenz dargestellt.

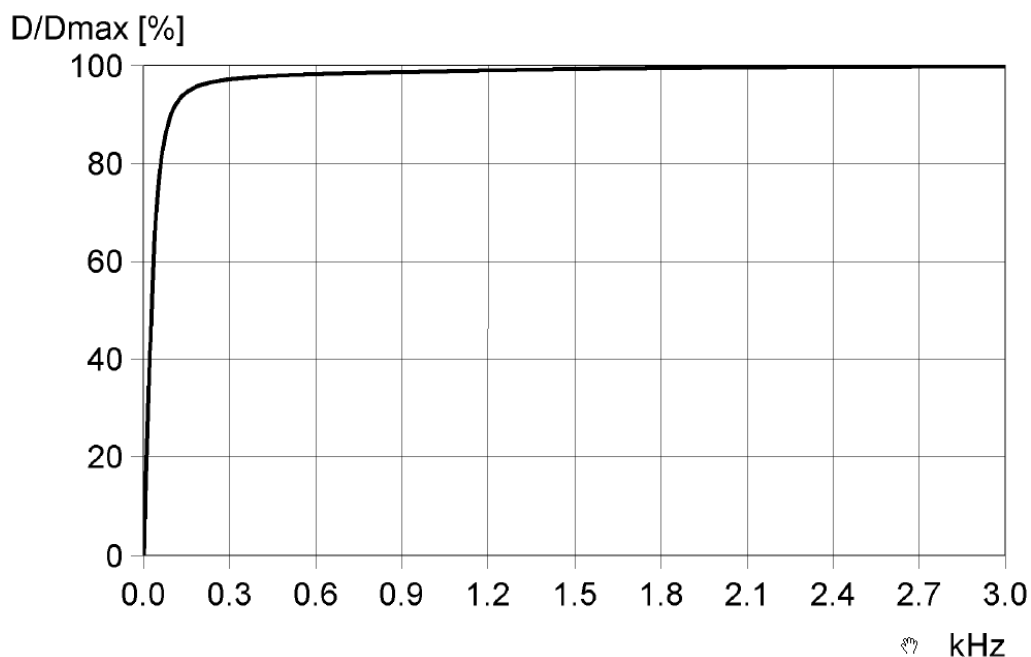


Bild 6–12: Abhängigkeit der relativen Schadenssumme von der Filterfrequenz einer Beanspruchungsmessstelle

Gegenüber der Schadenssumme bei maximaler Filterfrequenz beträgt die Schadenssumme bei 200 Hz Signalfrequenz noch 96% und bei einer Signalfrequenz von 100 Hz noch 90%, vgl. **Bild 6–12**.

Die in Abschnitt 6.5 verwendeten Messungen sind mit einer Abtastrate von 1 kHz aufgezeichnet worden. Dies führt zu einer sicher erfassten Signalfrequenz von etwa 200 Hz.

Messumfang und Extrapolation

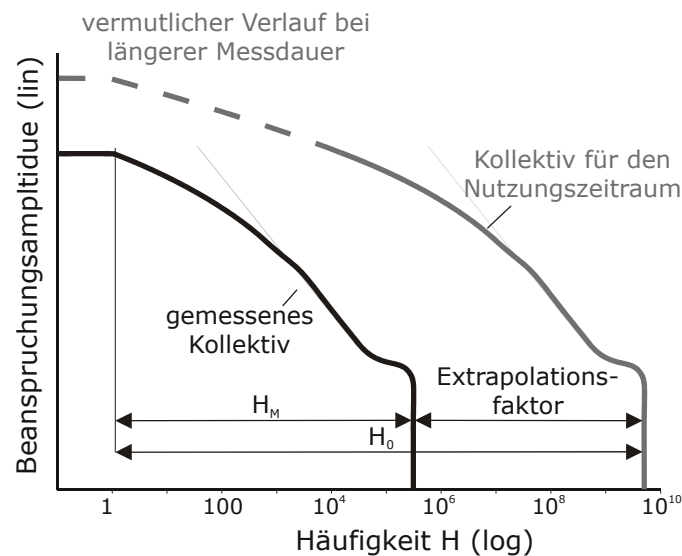


Bild 6–13: Kollektiv für den Messumfang H_M , den Nutzungsumfang H_N und Extrapolationsfaktor

Im Laufe einer Betriebsmessung ist die Frage nach dem notwendigen Messumfang bzw. des zulässigen Extrapolationsfaktors zu beantworten. Die Verhältnisse sind in **Bild 6–13** dargestellt. Die Messdauer deckt nur einen Bruchteil der Nutzungsdauer bzw. des geforderten Umfanges ab. Der Quotient von Nutzungs- zu Messumfang kann als Extrapolationsfaktor bezeichnet werden.

Bei der einfachen proportionalen Extrapolation auf den Nutzungsumfang entsteht ein Bereich, der nicht durch die Messung belegt werden kann. Auch die Amplituden im Bereich des erfassten Kollektivhöchstwertes sind in der Messung nur extrem selten erfasst und damit statistisch nicht abgesichert. Die Frage des im Nutzungszeitraum zu erwartenden Kollektivhöchstwertes kann mit Hilfe der Extremwertstatistik beantwortet werden, /Buxb 92/. Der Kollektivhöchstwert hat jedoch keinen wesentlichen Einfluss auf die Bauteillebensdauer.

In **Bild 6–14** ist ein typisches Kollektiv einer Radsatzwellenbeanspruchung nach Einsatzspiegel, vergleichbar mit **Bild 6–36**, sowie die nach Abschnitt 9.3 festgelegte Wöhlerlinie dargestellt. Sowohl für das Kollektiv als auch für die prozentualen Schädigungen (obere Abszisse) sind die durch die Messung abgedeckten Verläufe (durchgezogene Linien) so verlängert, wie sie sich vermutlich bei längerer Messdauer ergeben würden. Der gemessene Kollektivhöchstwert ist auf 100 normiert. Die Stufenschädigung stellt dar, welche Anteile der Amplituden die wesentlichen Schädigungsanteile ergeben. Im vorliegenden Fall resultiert die wesentliche Schädigung aus den Beanspruchungsamplituden, die etwa das 0,6 bis 0,7-fache des gemessenen Kollektivhöchstwertes betragen. Der gemessene Kollektivhöchstwert ergibt eine Stufenschädigung von weniger als 0,01 % der Gesamtschädigung.

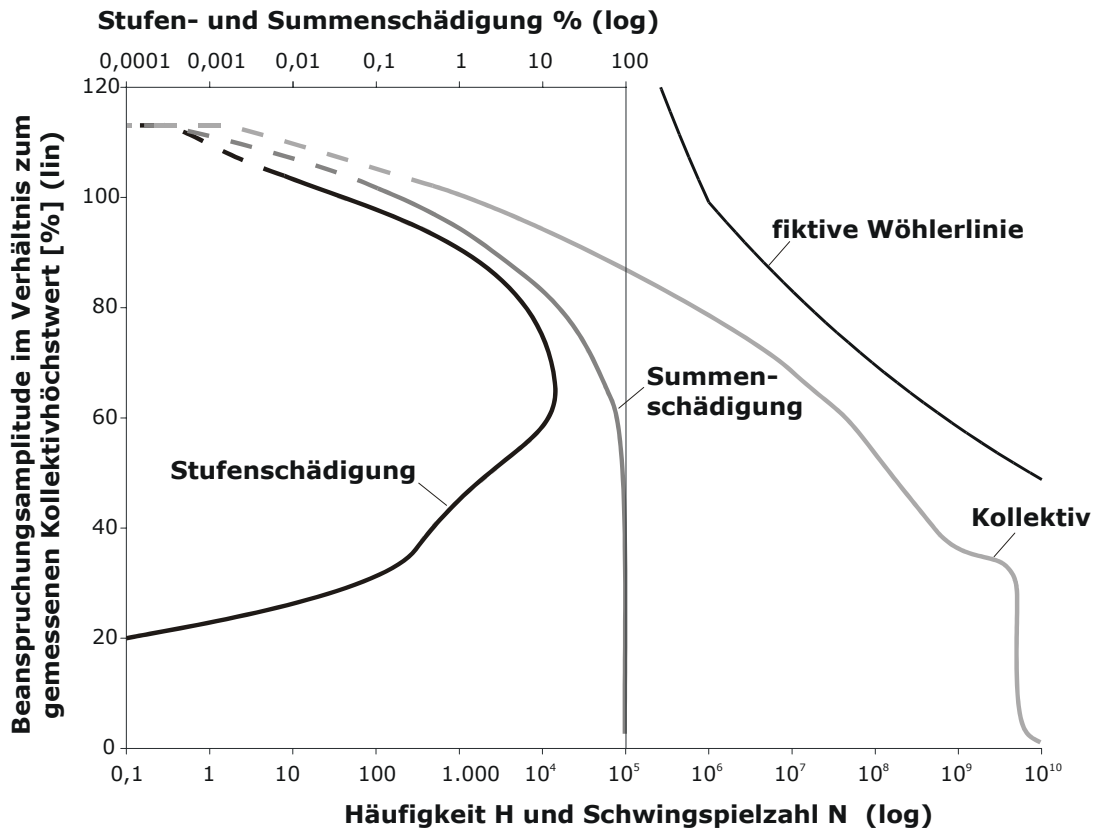


Bild 6–14: Kollektiv und Wöhlerlinie sowie prozentuale Stufenschädigung (Schädigungsverteilung) und Summenschädigung

Eine einfache waagerechte Verlängerung des Kollektives ohne eine Extrapolation des Kollektivhöchstwertes, und die damit verbundene Vernachlässigung der Schädigungsanteile oberhalb des gemessenen Kollektivhöchstwertes wären bei diesen Verhältnissen zulässig. Da sich die Anteile der verschiedenen Streckenarten des gemessenen Kollektives von denen des Kollektives für den Nutzungsumfang unterscheiden, hat jedes Teilkollektiv einen anderen Extrapolationsfaktor. Aufgrund dessen muss die Frage der zulässigen Extrapolation für die Teilkollektive beantwortet werden.

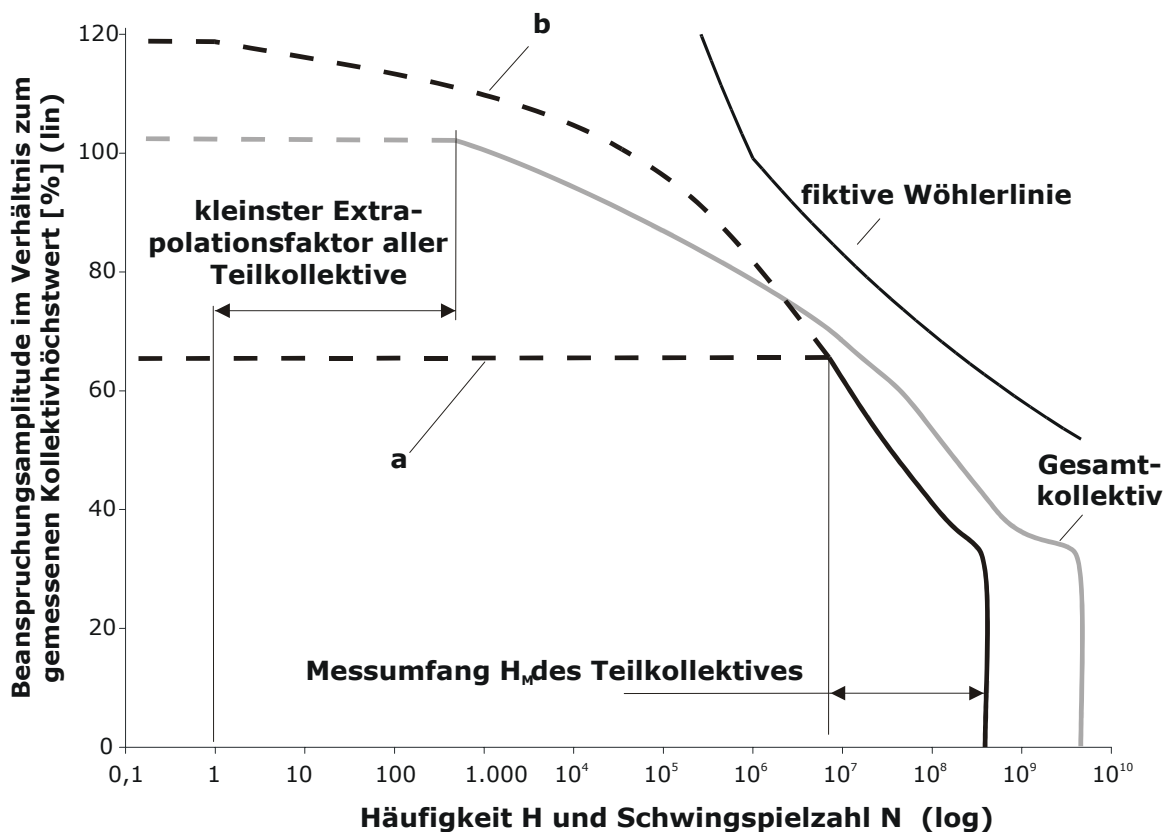


Bild 6—15: Gesamt- und Teilkollektiv bei einfacher waagerechter Verlängerung (a) und nach Extrapolation des zu erwartenden Verlaufes (b)

Ein Beispiel für eine unzulässige waagerechte Verlängerung zeigt **Bild 6—15**. Für das Teilkollektiv ist der Messumfang so gering, dass eine einfache waagerechte Verlängerung wesentliche Schädigungsanteile des real zu erwartenden Verlaufes des Gesamtkollektives nicht beachten würde. In diesem Fall wäre der Messumfang zu gering bzw. der Extrapolationsfaktor unzulässig hoch.

Mit Blick auf **Bild 6—36** ist ersichtlich, dass bei den durchgeführten Messungen die Häufigkeiten im Bereich der höchstschädigenden Amplituden im Teilkollektiv Altnetz / enge Bögen (Index k) vorkommen. In diesem Teilkollektiv ergeben sich etwa $5 \cdot 10^8$ Radsatzumdrehungen. Schwingspiele auf Niveau der höchsten Schädigungen sind etwa 1.000 mal gemessen worden. Bei einer längeren Messdauer ist keine signifikante Erhöhung im Bereich der höchstschädigenden Horizonte zu erwarten. Dies trifft sowohl auf das Gesamtkollektiv als auch auf die Einzelkollektive zu.

Position der Messstellen

Mit der Beanspruchungsmessung soll möglichst genau auf das herrschende Biege- oder Torsionsmoment geschlossen werden. Aufgrund der asymmetrischen Belastung sind die Momente über der Länge der Welle veränderlich. Im Vergleich zum Gradienten der Momente ist die Genauigkeit der Applikation und die Messgitterlänge nahezu vernachlässigbar. Im Bereich von Durchmesserübergängen treten jedoch zusätzlich lokal geometrisch bedingte Spannungs- und Dehnungsüberhöhungen auf. Diese Gradienten der lokalen Beanspruchungen sind wesentlich höher als die der Momente. Daher wirken sich Abweichungen bei der Applikation stärker aus. Zusätzlich müsste die Integration des Messergebnisses über die Messgitterlänge beachtet werden.

Prinzipiell eignen sich für die Messung hoch belastete Bereiche wie zum Beispiel der Schaft an den Innenseiten der Radscheiben. Aufgrund der gemachten Ausführungen sollten Messstellen jedoch im ungestörten Schaftbereich und nicht direkt in Korbbögen angelegt werden.

Bremsmanöver (besondere Betriebszustände)

Der Großteil der Messungen sollte möglichst so durchgeführt werden, dass alle Belastungskomponenten wie sie im normalen Einsatz auch auftreten zum Tragen kommen. Also zusätzlich aus den sich aus der Strecke (Bögen, Weichen etc.) ergebenden Belastungen sollten zum Beispiel auch Antriebs- und Bremsbelastungen in der Messung enthalten sein. So erhält man ein realistisches Bild der auftretenden Gesamtbeanspruchungen, um es mit der Bauteilfestigkeit zu vergleichen.

Darüber hinaus ist es empfehlenswert, mit den Beanspruchungsmessungen die Höhe der einzelnen in der rechnerischen Auslegung angesetzten Komponenten zu überprüfen. Hierzu genügt nicht nur das pauschale Messen der Gesamtbeanspruchung, da nicht getrennt werden kann welcher Anteil der Beanspruchung durch welche äußere Belastung erzeugt wird. Es sollte in der Messung bzw. Auswertung bewusst versucht werden, einzelne Einflüsse zu trennen. So etwa das Fahren mit und ohne Bremsen.

Besonders im Bereich der Biegemomente in vertikaler Ebene aufgrund von Bremsungen könnte sich zeigen, dass die derzeitige Lastannahme sehr konservativ ist.

Einsatzspiegel und Beladung

Prinzipiell bieten sich zwei Vorgehensweisen an.

- Die Messstrecke wird repräsentativ für den typischen Einsatz ausgewählt. Dabei ist der prozentuale Anteil der einzelnen Streckenarten in Messung und Betrieb vergleichbar. Die Messung muss dann nicht mehr in Streckenteile zerschnitten, sondern kann direkt klassiert werden. Das Messkollektiv ähnelt dem im Betrieb auftretenden Kollektiv hinsichtlich seiner Form.
- Die prozentuale Zusammensetzung der Messstrecke und des betrieblichen Einsatzes sind verschieden. Die Messungen werden dann im Zeitbereich nach Streckenarten separiert und zu einzelnen Teilkollektiven klassiert. Auf der Grundlage eines Einsatzspiegels können nun die einzelnen Teilkollektive gewichtet werden und entsprechend dem betrieblichen Einsatz zu einem Gesamtkollektiv addiert werden.

Wiegt man beide Vorgehensweisen gegeneinander ab, führt die erste zu einem geringeren Auswerteaufwand, da insbesondere das Trennen in Teilstrecken entfällt. Dennoch ist die zweite Vorgehensweise zu empfehlen. Sie bietet folgende Vorteile:

- Die Auswirkung unterschiedlicher Einsatzspiegel kann einfach untersucht werden. Auch falls sich nach Durchführung der Messung die Einsatzbedingungen (Streckenansammlungen) ändern, können die Einzelkollektive entsprechend eines neuen Einsatzspiegels zusammengesetzt werden.
- Die Messungen können so durchgeführt werden, dass Streckenanteile, die zu hohen Beanspruchungen führen, prozentual mehr gemessen werden. Damit werden die relevanten Beanspruchungen statistisch gesehen bei

gleichem Messumfang abgesicherter ermittelt. Streckenanteile, die nicht zu hohen Beanspruchungen führen, werden hinsichtlich ihrer Häufigkeit entsprechend dem Einsatzspiegel berücksichtigt. Die Maximalwerte dieser Streckenanteile sind mit Blick auf die Streckenanteile, die zu hohen Beanspruchungen führen, für das Gesamtkollektiv nicht relevant.

Aus dem letzten Punkt resultiert auch, dass die prozentuale Zusammensetzung der Messstrecke nicht mit der des Betriebes übereinstimmen sollte, sondern die Streckenanteile auf denen mit hohen Beanspruchungen gerechnet wird überproportional viel gemessen werden. Der Radsatz, an dem gemessen wird, sollte also möglichst mehr vor- als nachlaufen. Ebenso sollten mehr auf Bögen und Weichen als auf geradem Gleis gemessen werden. Dies gilt auch für hohe Geschwindigkeiten, da diese am Radsatz nicht zwangsläufig zu hohen Beanspruchungen führen.

Die Unterteilung in Einzelkollektive kann nach folgenden Kriterien unternommen werden:

- Fahrtrichtung (vor- und nachlaufend),
- Trassierungsart (Schnellfahrstrecke, bogenreiche Strecke...) und
- Zuladung (leer, Sitzplätze belegt, voll besetzt).

Eine zu feine Unterteilung birgt die Gefahr, dass die einzelnen Teilkollektive aufgrund des jeweils geringen Umfanges nicht mehr statistisch abgesichert sind. Die Höhe der Einzelkollektive und deren Unterschiede zueinander sind dann nicht mehr durch die betrieblichen Bedingungen, sondern durch singuläre Ereignisse mit stochastischem Charakter begründet.

6.5 Festigkeitsnachweis Radsatzwellen

In Abschnitt 5.3 werden die beiden Konzepte der dauerfesten und betriebsfesten Auslegung vorgestellt. An dieser Stelle wird speziell für Radsatzwellen als beispielhaftes Element von Eisenbahnfahrwerken erarbeitet und begründet, welches der beiden Konzepte geeigneter ist.

Laufleistung. Für den Schnellverkehr werden z.B. $5 \cdot 10^9$ Schwingspiele gefordert. Um solche hohen Schwingspielzahlen erreichen zu können, darf der Kollektivhöchstwert nur wenig über der Dauerfestigkeit liegen. Für eine betriebsfeste Auslegung bedeutet das, wie im Folgenden gezeigt wird, größere Unsicherheiten.

Zunächst sollte man sich veranschaulichen, dass das Beanspruchungskollektiv (Kollektivhöchstwert) weit unter dem 50%-Wert der Dauerfestigkeit liegt, **Bild 6–16**. Diesen konkreten Auslegungsfall experimentell zu prüfen ist nicht möglich, weil die Ausfallwahrscheinlichkeit gegen null geht, d.h. die Anzahl der notwendigen Prüfteile und die Prüfdauer völlig unrealistisch würden.

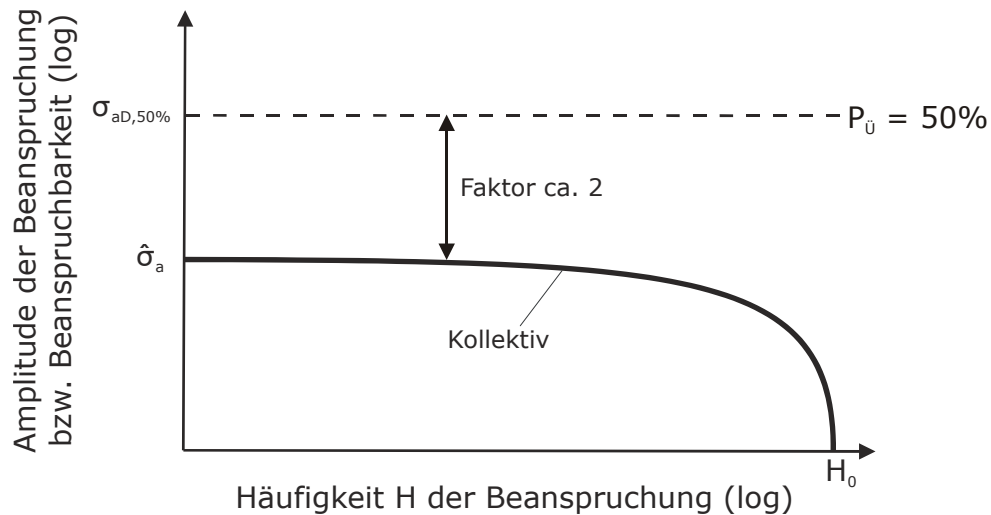


Bild 6–16: Beanspruchungskollektiv verglichen mit dem 50%-Dauerfestigkeitswert

Betriebsfestigkeitsversuche für einen experimentellen Lebensdauernachweis müsste man mit starker Lasterhöhung durchführen, um überhaupt ein Versagen feststellen zu können, **Bild 6–17**. Betriebsfestigkeitsversuche an Radsatzwellen in einem hohen Schwingenspielzahlbereich, $\hat{N} > 10^8$, sind bisher nicht bekannt. Schwingversuche an Radsatzwellen wurden bisher in der Regel als Einstufenversuche durchgeführt bis maximal $N = 10^7$. Die Belastungshorizonte (Treppenstufenverfahren) liegen automatisch in Höhe des 50%-Wertes der Dauerfestigkeit.

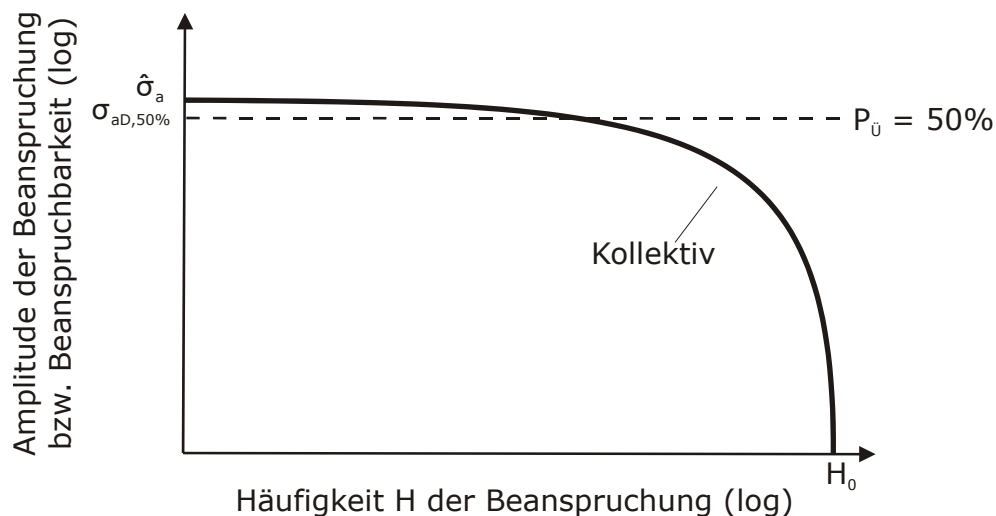


Bild 6–17: Betriebsfestigkeitsversuche mit Lastüberhöhung

Der rechnerische Betriebsfestigkeitsnachweis erfolgt dagegen mit einer Bauteilwöhlerlinie für zulässige Spannungen, **Bild 6–18**. Ob die Erfahrungen, die zur Schadensakkumulation vorliegen, die also aus dem Vergleich von Rechnung und Versuchen mit starker Lastüberhöhung stammen, auf dieses niedrige Spannungsniveau (sehr geringe Ausfallwahrscheinlichkeit) einfach übertragen werden dürfen, ist heute nicht ausreichend bekannt.

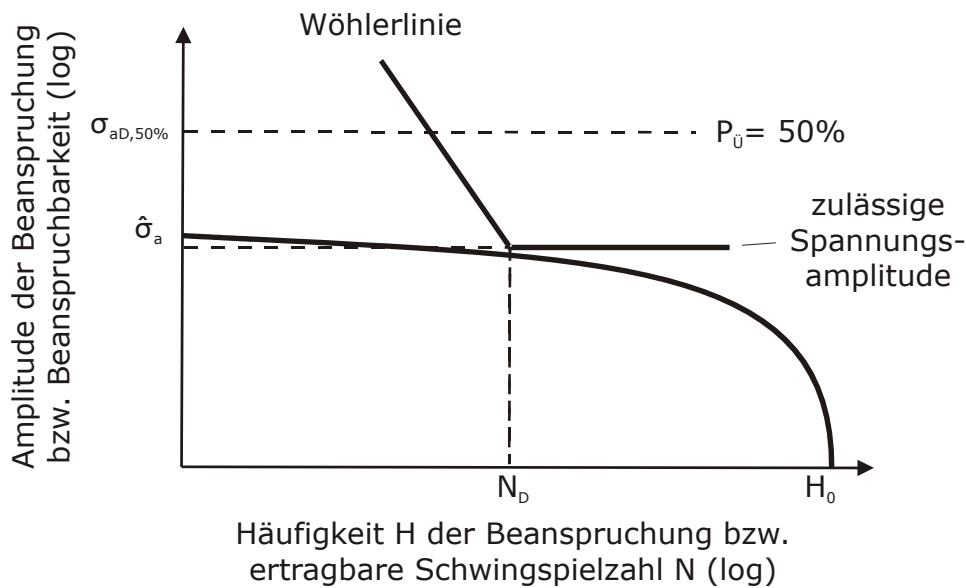


Bild 6–18: Betriebsfestigkeitsrechnung gegen Wöhlerlinie mit zulässigen Spannungen

Aber selbst bei den Versuchen mit starker Lastüberhöhung ist die rechnerische Lebensdauerabschätzung im HCF-Bereich äußerst unsicher. In den letzten Jahren wurden bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und bei der Forschungsvereinigung Schweißen und trennende Verfahren e.V. (DVS) zwei Forschungsprojekte zur Lebensdauerabschätzung im High Cycle Fatigue-Bereich durchgeführt, /Pöti 02a und Pöti 02b/, die in /Pöti 03/ zusammengefasst sind. Wie **Bild 6–19** zeigt, ergeben sich für die Gaßner-Linie im Bereich hoher Belastungen für die einzelnen Miner-Modifikationen sehr ähnliche Lebensdauern. Liegt der Kollektivhöchstwert nur wenig über der Dauerfestigkeit führen die Miner-Modifikationen jedoch zu einer extrem unterschiedlichen Lebensdauern (über 4 Dekaden).

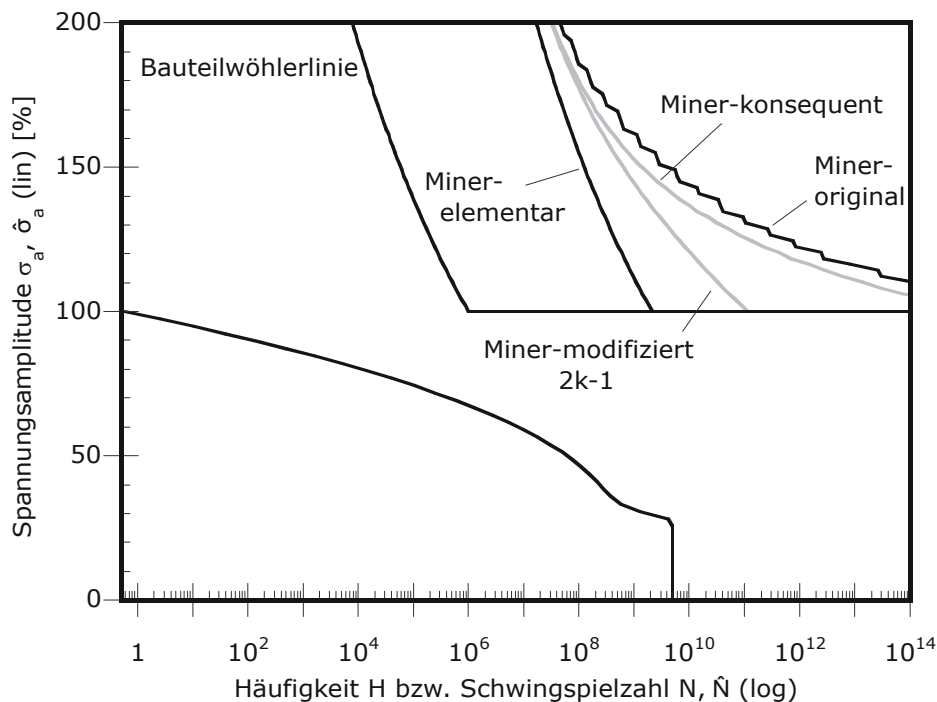


Bild 6–19: Gaßnerlinien für unterschiedliche Miner-Modifikationen

Bisher gibt es nur wenige experimentelle Ergebnisse mit denen eine Validierung der Berechnung möglich wäre, vergl. z.B. **Bild 6–20** und **Bild 6–21**. Eine eindeutige Aussage darüber, welche Miner-Modifikation im HCF-Bereich in Abhängigkeit vom Bauteil (Werkstoff, Geometrie, Randschicht, Beanspruchungsart usw.) für die praktische Anwendung zu empfehlen ist, konnte in /Pöti 03/ nicht gemacht werden.

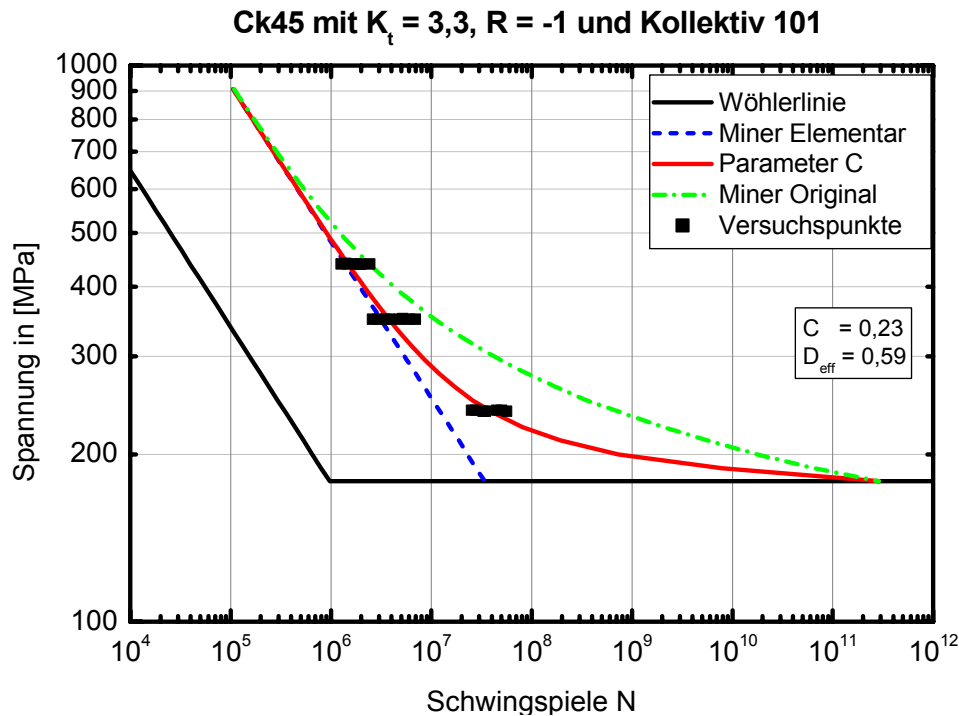


Bild 6–20: Versuchspunkte und rechnerische Gaßnerlinien, $R=-1$, /Pöti 02a/

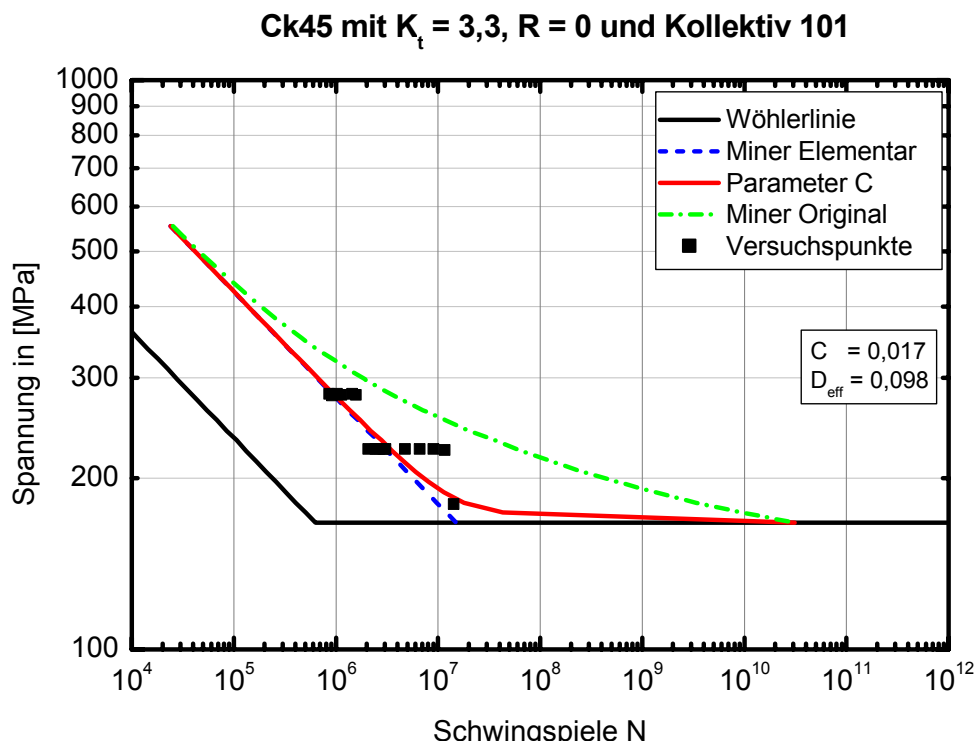


Bild 6–21: Versuchspunkte und rechnerische Gaßnerlinien, $R=0$, /Pöti 02a/

An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Betriebsfestigkeitsversuche im Kraftfahrzeugbereich generell mit Lasterhöhung durchgeführt werden. Da bei servohydraulischen Prüfständen die Prüffrequenz begrenzt ist, werden nur ausnahmsweise die Lasthorizonte so gewählt, dass Schwingspielzahlen $\hat{N} > 10^7$ bis zum Versagen erreicht werden.

Vermerkt sei, dass das Thema High bzw. Giga Cycle Fatigue in den vergangenen Jahren ein großes internationales Interesse gefunden hat, wie die periodisch stattfindenden internationalen Symposien zeigen /Stan 01/.

Im Folgenden werden verschiedene Betriebsfestigkeitsrechnungen diskutiert, die zeigen sollen wie sensibel eine solche Rechnung auf Parameteränderungen anspricht. **Bild 6–22** zeigt die Wöhlerlinie für die Modifikationen Miner-Original, Miner-Haibach, Miner-Fischer und Miner-Elementar /Haib 02, Fisc 87/.

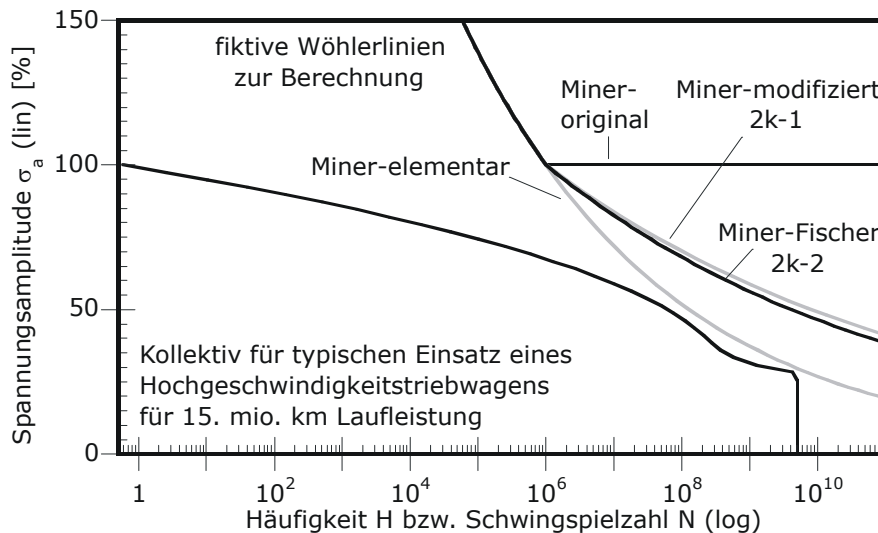


Bild 6–22: Beanspruchungskollektiv und vier Miner-Modifikationen

Die Eckschwingspielzahl liegt bei $N_D = 10^6$. Weiterhin ist ein Kollektiv für 15 Mio km angegeben, was $H_0 = 5 \cdot 10^9$ Schwingspielen entspricht. Berechnet wird jeweils die Schadenssumme D_{ges} . Theoretisch müsste bei $D_{ges} = 1$ Versagen auftreten. Die ertragbare Schwingspielzahl \hat{N} ist umgekehrt proportional zur Schadenssumme, (5-29). Dabei bedeutet z die Anzahl der Kollektiv-Durchläufe bis zum Versagen.

Einfluss der Neigung k der Wöhlerlinie

Nach Miner-Fischer z.B. ergibt sich ein außerordentlich starker Einfluss der Neigung der Wöhlerlinie auf die rechnerische Schadenssumme, **Bild 6–23**. Mit steiler werdender Zeitfestigkeitsgerade (k -Wert wird kleiner) nimmt die Schadenssumme zu. Dies liegt daran, dass der meistschädigende Horizont unterhalb der Dauerfestigkeit liegt. Für Spannungsamplituden oberhalb der Dauerfestigkeit wäre ein kleiner k -Wert günstig, während für Spannungsamplituden unterhalb der Dauerfestigkeit mit kleinerem k -Wert die Schadenssumme zunimmt.

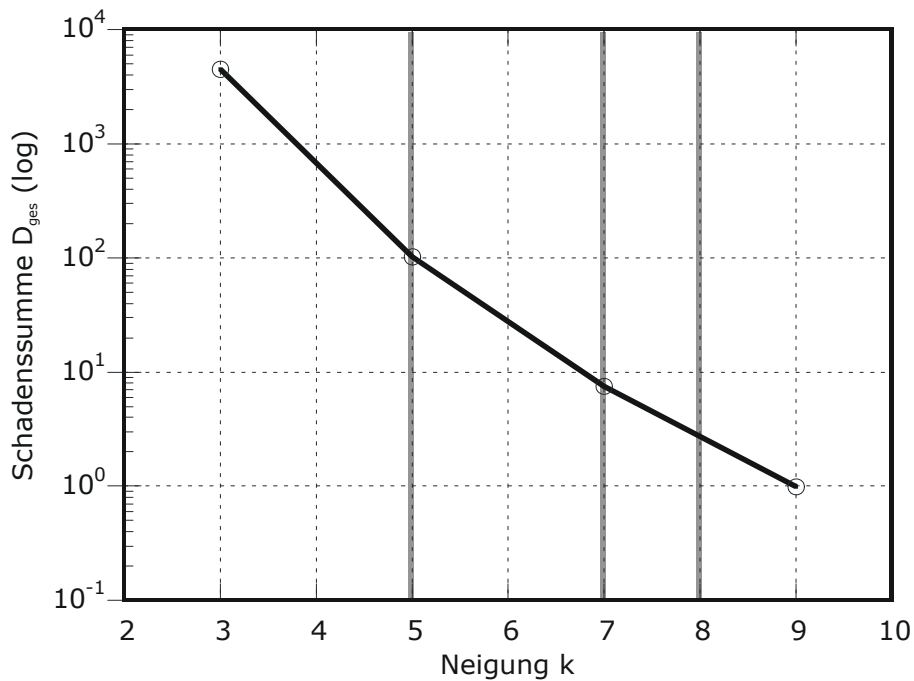


Bild 6–23: Einfluss der Neigung der Wöhlerlinie auf die Schadenssumme bei Verlängerung der Wöhlerlinie entsprechend $2k-2$

Einfluss der Dauerfestigkeit σ_{aD}

Bild 6–24 zeigt den Einfluss der Höhe der Dauerfestigkeit auf die Schadenssumme. Für $\sigma_{aD} = 90$ bis 110 MPa z.B. verändert sich die Schadenssumme um den Faktor ca. 10.

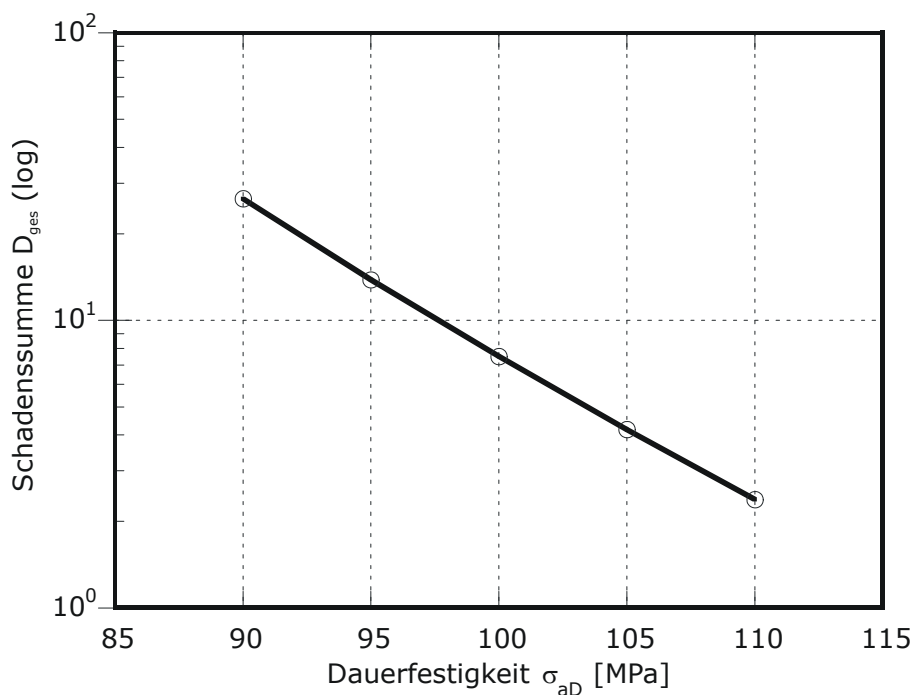


Bild 6–24: Einfluss der Höhe der Dauerfestigkeit auf die Schadenssumme bei Verlängerung der Wöhlerlinie entsprechend $2k-2$

Einfluss der Miner-Modifikation

Erwartungsgemäß ergibt sich für Miner-Original eine sehr niedrige Schadenssumme, d.h. eine hohe Lebensdauer, **Bild 6–25**. Die Ergebnisse für Miner-Haibach und Miner-Fischer sind ähnlich. Die Schadenssumme $D_{ges} = 1$ würde nach $z = 23$ bzw. 13 Kollektivdurchläufen erreicht. Für Miner-Elementar tritt Versagen bereits nach weniger als einer halben Teilfolge auf ($z = 0,43$).

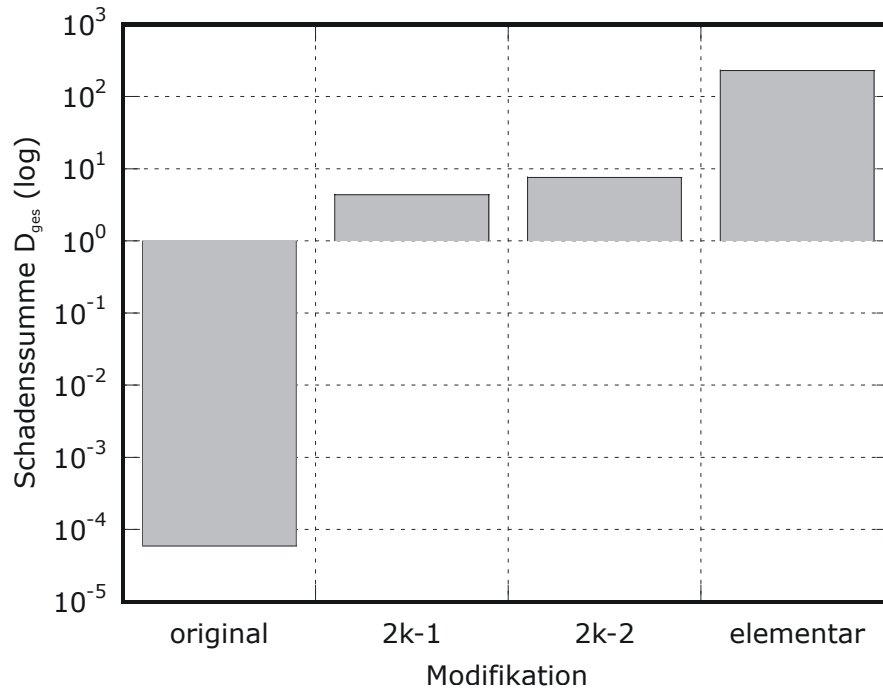


Bild 6–25: Einfluss der Modifikation auf die Schadenssumme

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei dem für Radsatzwellen typischen Beanspruchungskollektiv und der Lage des Kollektivhöchstwertes nur wenig oberhalb der Dauerfestigkeit, die Betriebsfestigkeitsrechnung extrem sensibel auf Parameteränderungen reagiert. Damit stellt sich die Frage, wie genau die Eingangsgrößen für die Rechnung σ_{aD} , k und N_D bekannt sind. Die Festlegung einer geeigneten Miner-Modifikation ist nicht möglich, da für Radsatzwellen keine Ergebnisse aus Betriebsfestigkeitsversuchen im HCF-Bereich vorliegen.

Die aufgeführten kritischen Anmerkungen zum Betriebsfestigkeitsnachweis bei Radsatzwellen gelten für das Versagen an der freien Oberfläche. Für Presssitze ist der Kenntnisstand zu einem Betriebsfestigkeitsnachweis noch geringer als für die freie Oberfläche.

6.6 Ergebnisse aktueller Betriebsmessungen am ICE3

Im Rahmen des Forschungsvorhabens war die Durchführung von Betriebsmessungen nicht vorgesehen. Aus einem aktuellen Projekt der DB Systemtechnik wurden umfangreiche Daten von Betriebsmessungen sowohl der Lauf- als auch Treibradsatzwelle des ICE3 Einsystemzuges zur Verfügung gestellt. An dieser Stelle werden Ergebnisse dieser Arbeiten vorgestellt.

Durchführung der Messungen

Die Messungen wurden im Dezember 2001 und Januar 2002 durchgeführt. Der Zug verfügte über zwei Messradsätze.

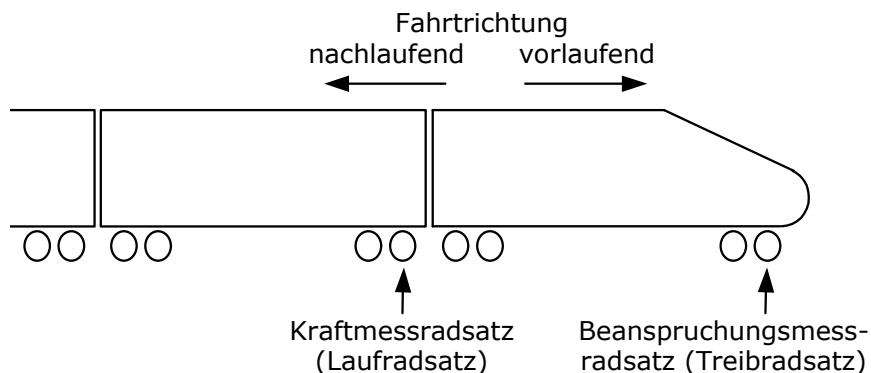


Bild 6–26: Position der Messradsätze im Messzug

Die Anordnung der Messradsätze im Zug zeigt **Bild 6–26**. Beim Treibradsatz handelt es sich um einen Beanspruchungsmessradsatz. Der Laufradsatz ist als Kraftmessradsatz ausgeführt. Die an dieser Stelle ausgewerteten Messstellen befinden sich im Fall des Laufradsatzes 728 mm und im Fall des Treibradsatzes 389,5 mm von der (getriebeseitigen) Radsatzlagermitte entfernt, vgl. auch **Bild G–1** und **Bild H–1**. Beide Messstellen liegen im Nennspannungsbereich des Schaftes. Über das Widerstandsmoment sind sie direkt mit dem herrschenden Biegemoment verknüpft, **Bild G–4** und **Bild H–4**.

Einfluss der Streckenart

Die Messungen wurden für unterschiedliche Achsfahrmassen durchgeführt. Die gemessenen Zeitverläufe wurden zur Auswertung zusätzlich nach Streckenart separiert, und in entsprechende Teilkollektive zusammengefasst. Da sich die Beanspruchungszeitverläufe der einzelnen Streckenarten bei nachlaufendem Betrieb nicht wesentlich voneinander unterscheiden, sind diese Teilkollektive zusammengefasst worden. Ebenso sind die Beanspruchungen der Schnellfahr- und der Ausbaustrecke zusammengefasst worden. Um die Kollektive unterschiedlicher Streckenarten vergleichen zu können, ohne dass die unterschiedlichen Messumfänge einen direkten Vergleich erschweren, sind die Kollektive auf 1 Mio Radsatzumdrehungen normiert in **Bild 6–27** bis **Bild 6–32** dargestellt.

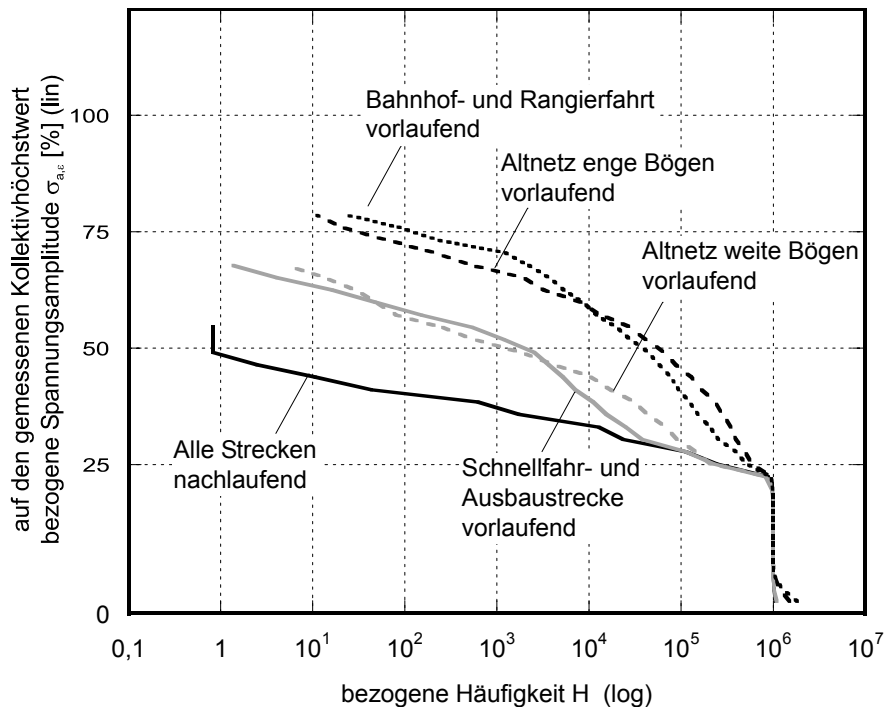


Bild 6–27: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 17 t des Laufradsatzes

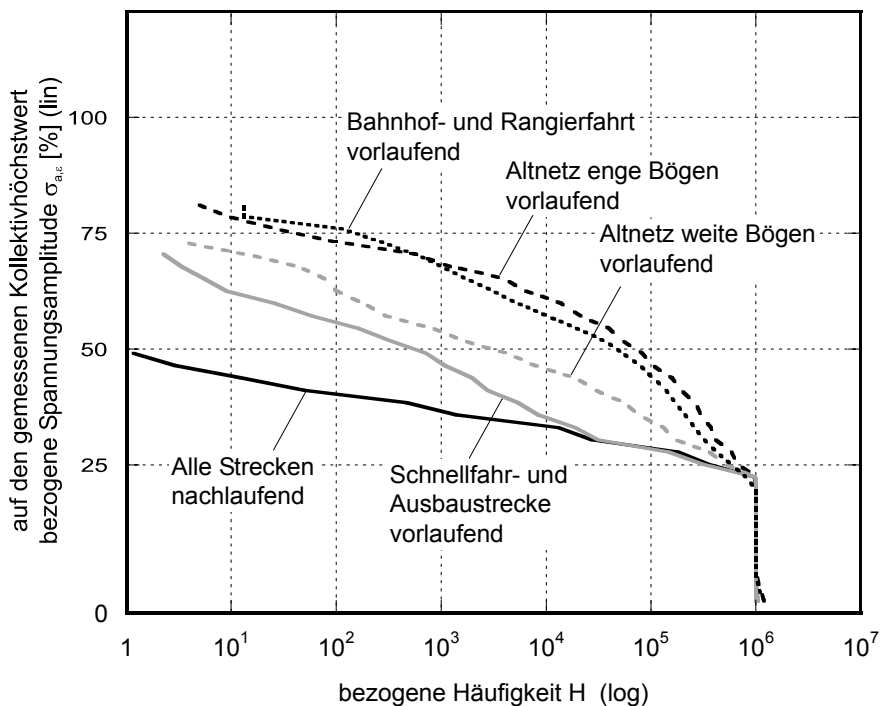


Bild 6–28: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 15,64 t des Laufradsatzes

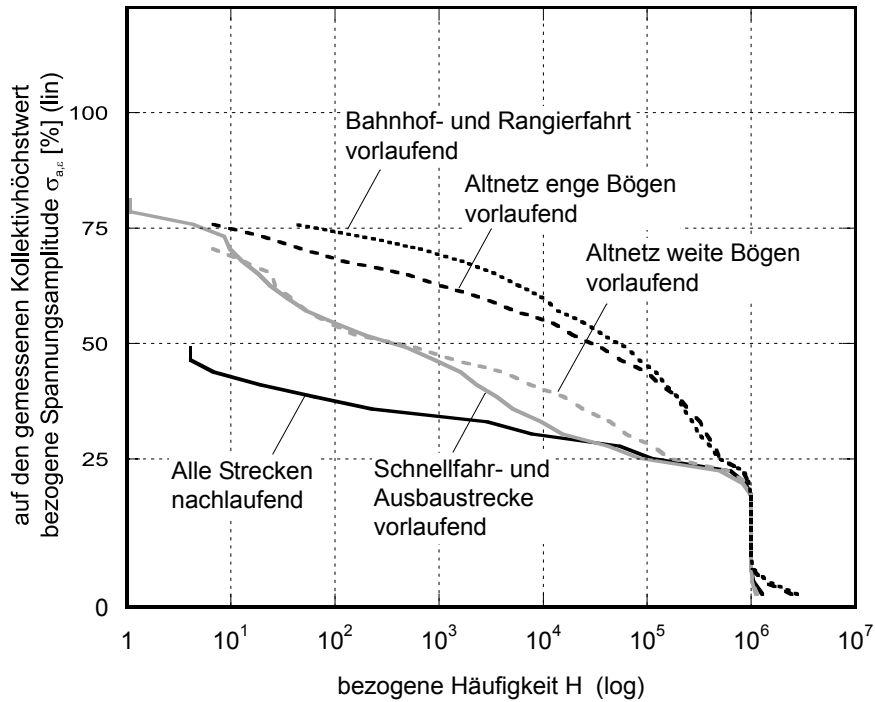


Bild 6—29: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 14,6 bzw. 14,2 t des Laufradsatzes

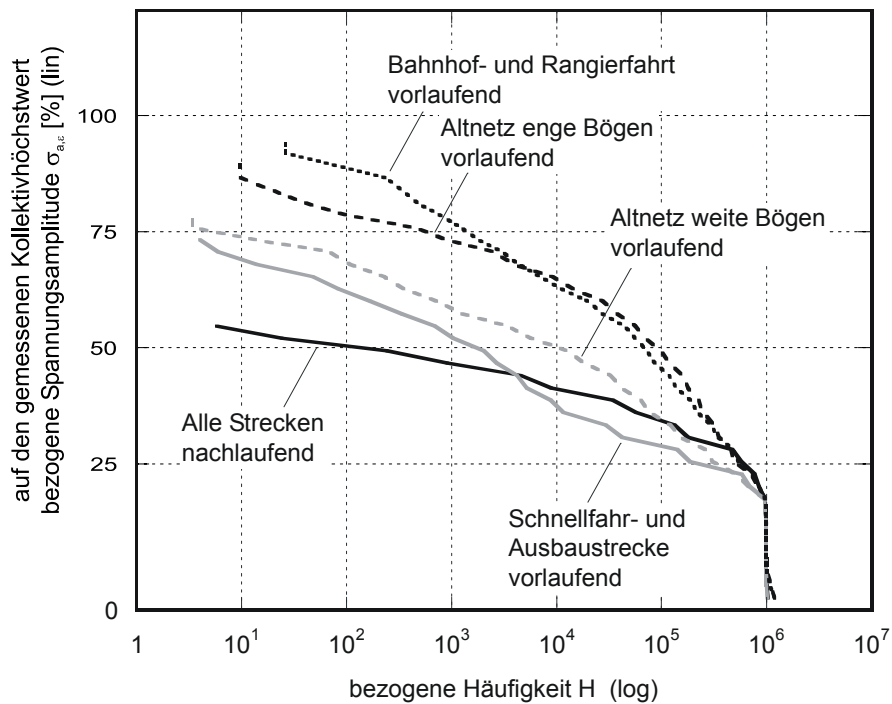


Bild 6—30: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 17 t des Treibradsatzes

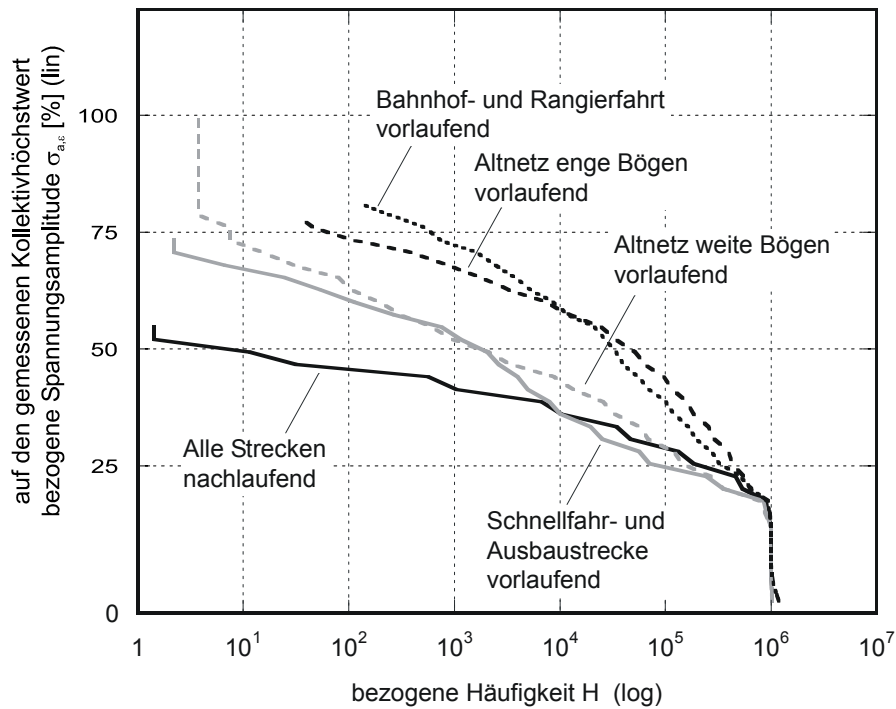


Bild 6–31: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 14,5 t des Treibradsatzes

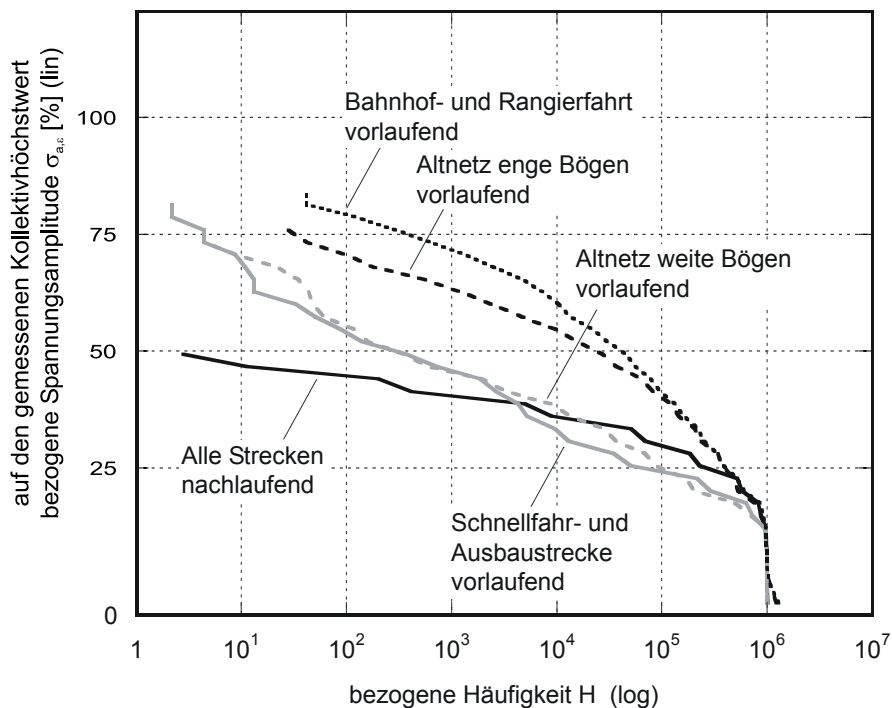


Bild 6–32: Auf 1.000.000 Radumdrehungen normierte Beanspruchungskollektive als BPZ für eine Achsfahrmasse von 13,6 bzw. 13 t des Treibradsatzes

Einfluss der Achsfahrmasse

Um den Einfluss der unterschiedlichen Achsfahrmassen darzustellen, sind die Teilkollektive in äquivalente Amplituden umgerechnet. Dabei sind die gemessenen Teilkollektive ohne eine Extrapolation des Kollektivhöchstwertes auf

eine Laufleistung von 15 Mio km umgerechnet. Dies entspricht also der äquivalenten Beanspruchung, wenn der Radsatz die gesamte Lebensdauer mit nur dieser Beladung auf der entsprechenden Streckenart bzw. nachlaufend in Betrieb wäre, vgl. **Bild 6–33** und **Bild 6–34**.

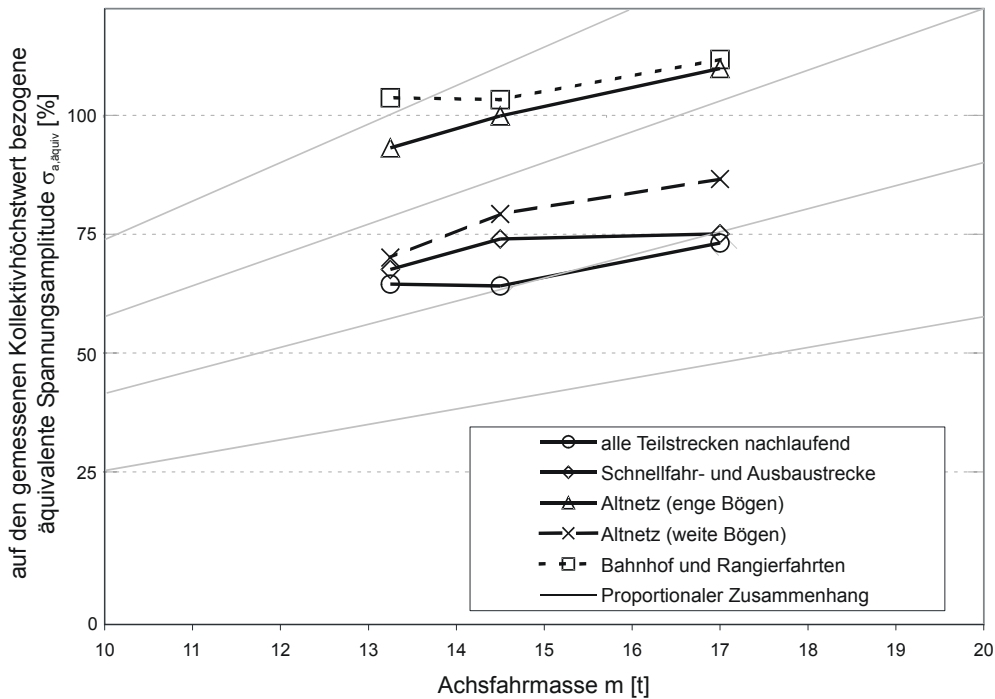


Bild 6–33: Äquivalente Amplituden nach Streckenarten und Achsfahrmassen für den ICE3 Treibradsatz bei einer Lebensdauer von 15 Mio km

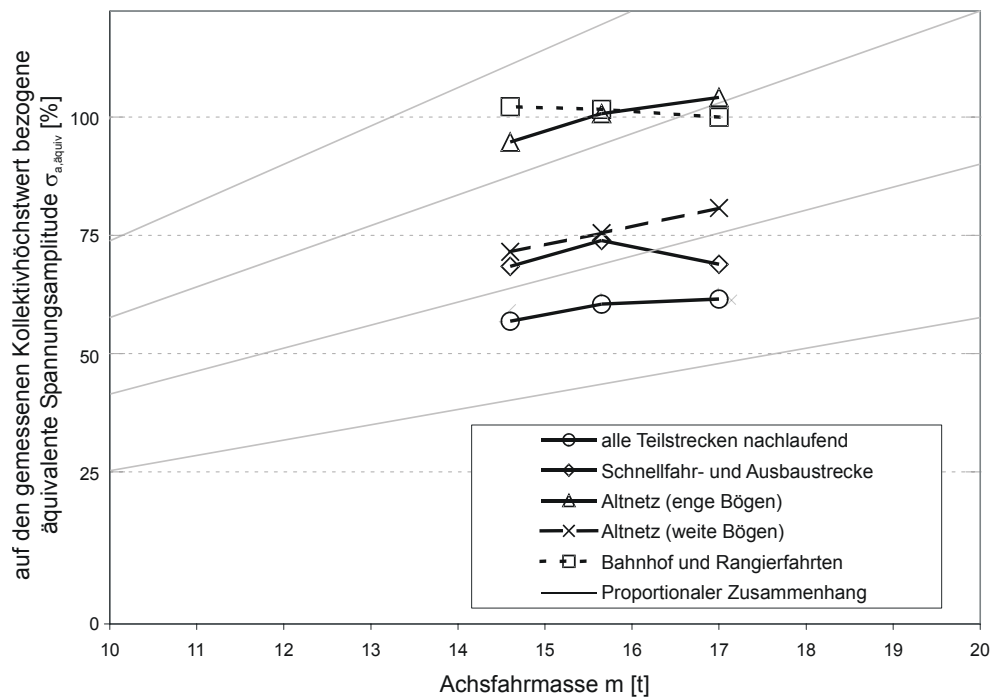


Bild 6–34: Äquivalente Amplituden nach Streckenarten und Achsfahrmassen für den ICE3 Laufradsatz bei einer Lebensdauer von 15 Mio km

Die Beanspruchungshöhe ist in etwa proportional zur Achsfahrmasse. Wobei die Annahme eines strengen proportionalen Zusammenhanges leicht konservativ ist,

wenn von geringen auf hohe Achsfahrmassen und unkonservativ, wenn von hohen auf geringe Achsfahrmassen geschlossen werden soll.

Am stärksten fällt der Laufradsatz auf der Schnellfahr- und Ausbaustrecke aus diesem proportionalen Zusammenhang heraus, vgl. **Bild 6–34**. Hier ist die schädigungsäquivalente Amplitude bei 17t Achsfahrmasse geringer als bei 15,64t. Ursache ist dass bei 17t-Kollektiv, **Bild 6–29**, wesentlich magerer als bei 15,64t, **Bild 6–28**, ausfällt.

Einsatzspiegel

Um die Betriebsbeanspruchung zu ermitteln werden die Teilkollektive der Messung nach einem Einsatzspiegel der den typischen Betrieb eines ICE im Jahr 2001 darstellt, **Bild 6–35**, zum Gesamt- bzw. Bemessungskollektiv zusammengesetzt. Diesem Einsatzspiel liegt ein vom Institut für Schienenfahrzeugtechnik der Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List" an der TU Dresden erstellter und wesentlich detaillierterer Einsatzspiegel zu Grunde.

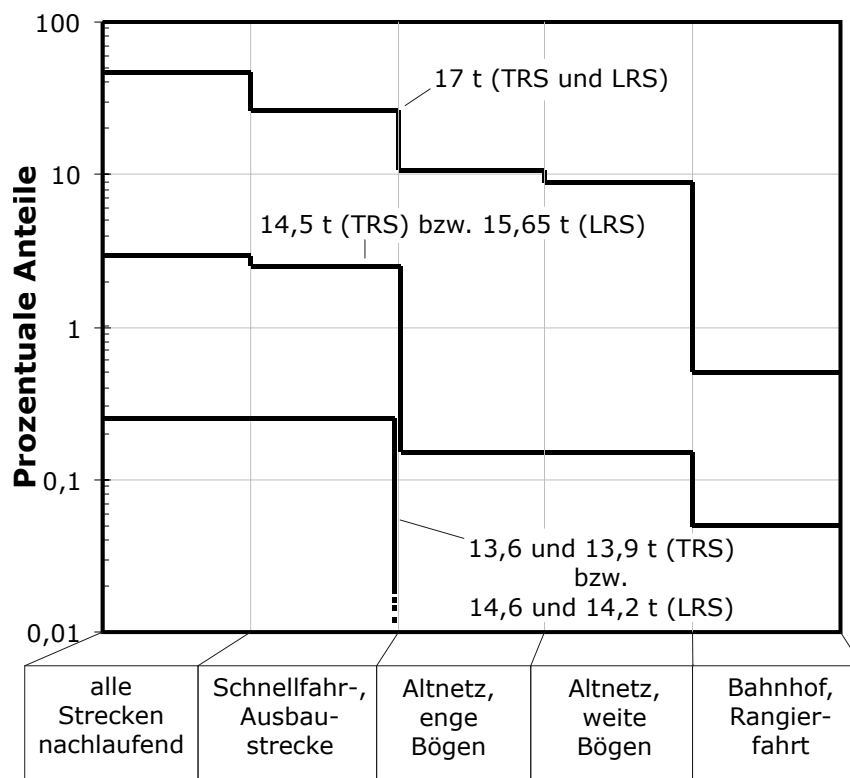


Bild 6–35: Einsatzspiegel mit den zugrunde gelegten prozentualen Anteilen getrennt nach Streckenart und Achsfahrmasse für Treib- und Laufradsatz

Der hier angeführte Einsatzspiegel kann nur beispielhaft gelten. Die Frage, wie sich der Einsatzspiegel und damit der Betriebseinsatz zusammensetzt muss in jedem Einzelfall entschieden werden.

Für den ICE3 ist sowohl für die Lauf- als auch für die Treibradsatzwelle ersichtlich, dass die Völligkeit des Kollektives durch den Betrieb auf bogenreichem Altnetz (Index k) hervorgerufen wird. In **Bild 6–33** und **Bild 6–34** ist erkennbar, dass die Beanspruchung auf dieser Streckenart in relativ guter Näherung massenproportional angesetzt werden kann. Das heißt, dass für die relevanten Schädigungen ein zur Achsfahrmasse proportionaler Ansatz für die Beanspruchungen durchaus zutreffend ist. Der nachlaufende Betrieb (Index c, h

und n) erzeugt bei großen Häufigkeiten mehr oder weniger deutlich eine Stufe am Ende des Kollektives. Bei der Laufradsatzwelle entsteht der Kollektivhöchstwert bei einer hohen Beladung auf der Schnellfahr- bzw. Ausbaustrecke (Index m). Bei der Treibradsatzwelle ergibt sich der Kollektivhöchstwert auf dem bogenreichen Altnetz bei der mittleren Beladung durch ein singuläres Ereignis (Index e).

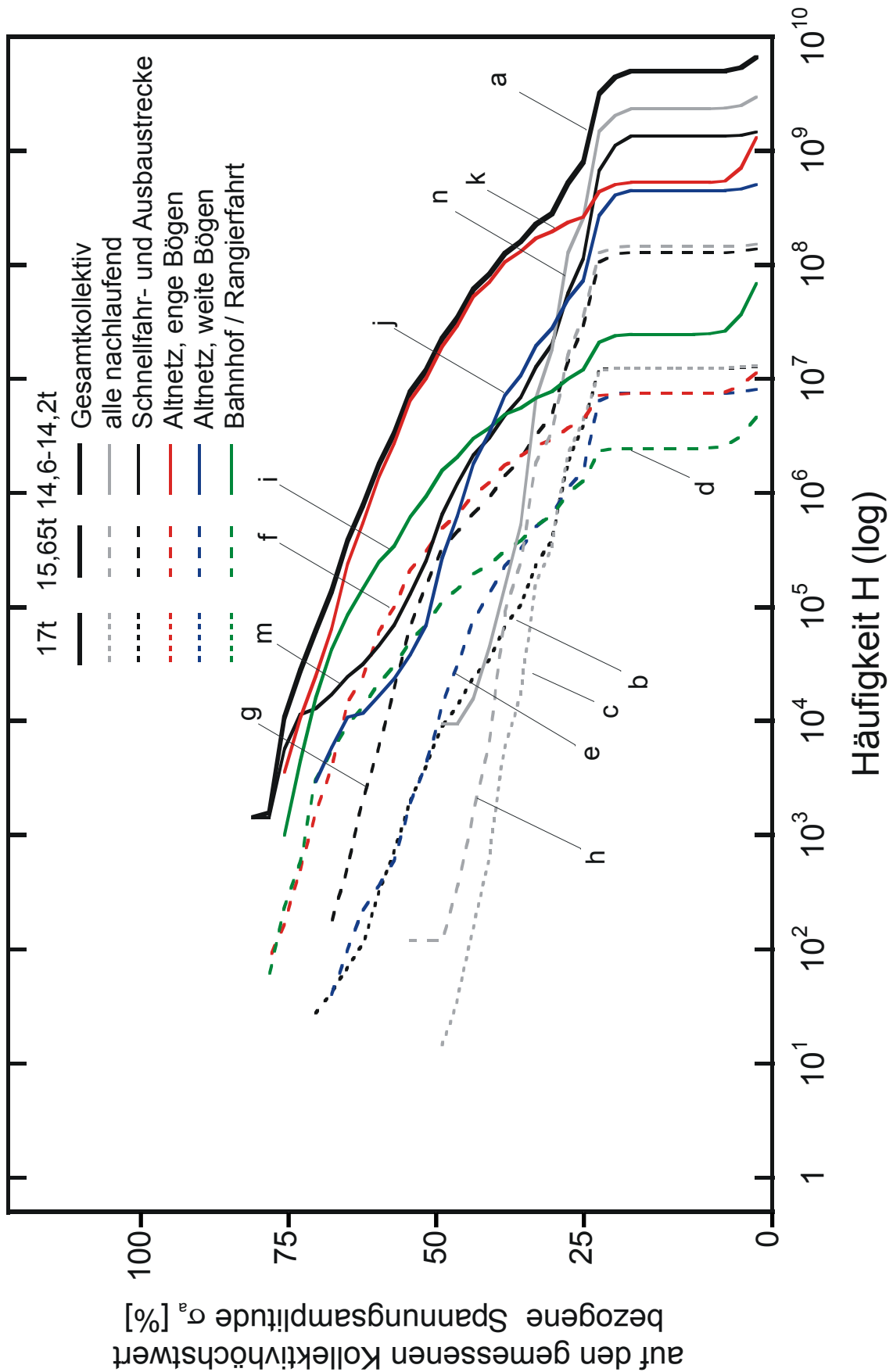


Bild 6–36: Gesamt- und Teilkollektive für die ICE3-Laufradsatzwelle nach Einsatzspiegel

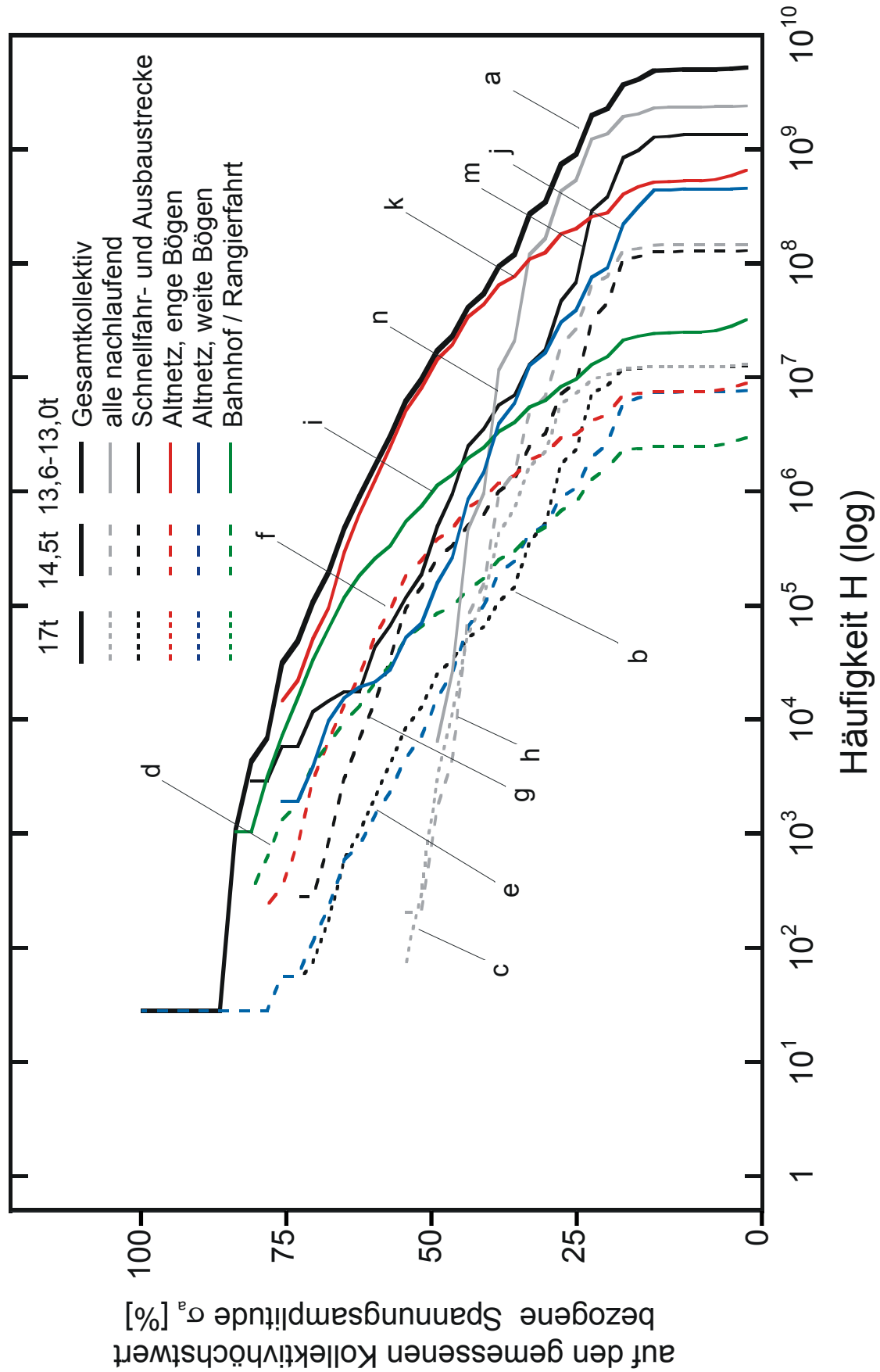


Bild 6–37: Gesamt- und Teilkollektive für die ICE3-Treibradsatzwelle nach Einsatzspiegel

Vergleich der gemessenen mit den nach /EN 13103 und EN 13104/ abgeschätzten Beanspruchungen

Die rechnerische Lastannahme basiert auf Messungen mit Kraftmessradsätzen, die im Wesentlichen vor 1980 durchgeführt wurden. Wie bereits dargelegt, erfassen diese Messungen zuverlässig nur Beanspruchungen bis zu einer Frequenz von 30 Hz. Darüberhinaus ist aufgrund der Normung in der rechnerischen Lastannahme eine gewisse Pauschalisierung notwendig.

Der Vergleich ist daher nicht als wertender Vergleich zwischen aktuellen Messungen und rechnerischer Lastannahme zu sehen. Er soll lediglich darlegen, wie sich die Ergebnisse einer Lastannahme neuer (messtechnischer) und bisheriger (rechnerischer) Weise unterscheiden.

Für einen Vergleich der nach dem Regelwerk abgeschätzten mit den gemessenen Belastungen dürfen bei der rechnerischen Abschätzung nur die Komponenten in Betracht gezogen werden, die auch während der Messungen auftreten. Daher sind in **Bild 6–38** und **Bild 6–39** neben den Spannungen inkl. aller Belastungen der Auslegung auch die Spannungen eingetragen, die sich ergeben, wenn die Bremsungen nicht mit eingerechnet werden.

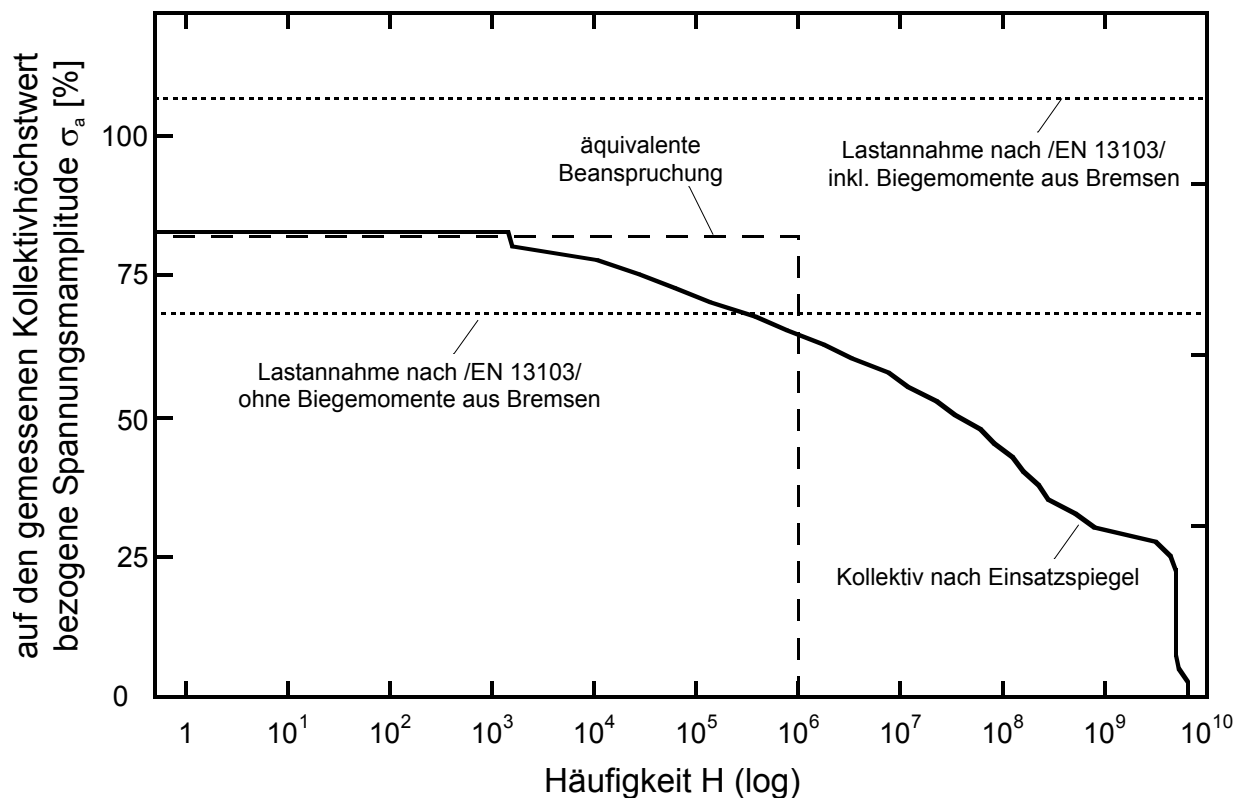


Bild 6–38: Gesamtkollektiv nach Einsatzspiegel sowie die nach /EN 13103/ abgeschätzte Beanspruchungshöhe für den ICE3-Laufradsatz

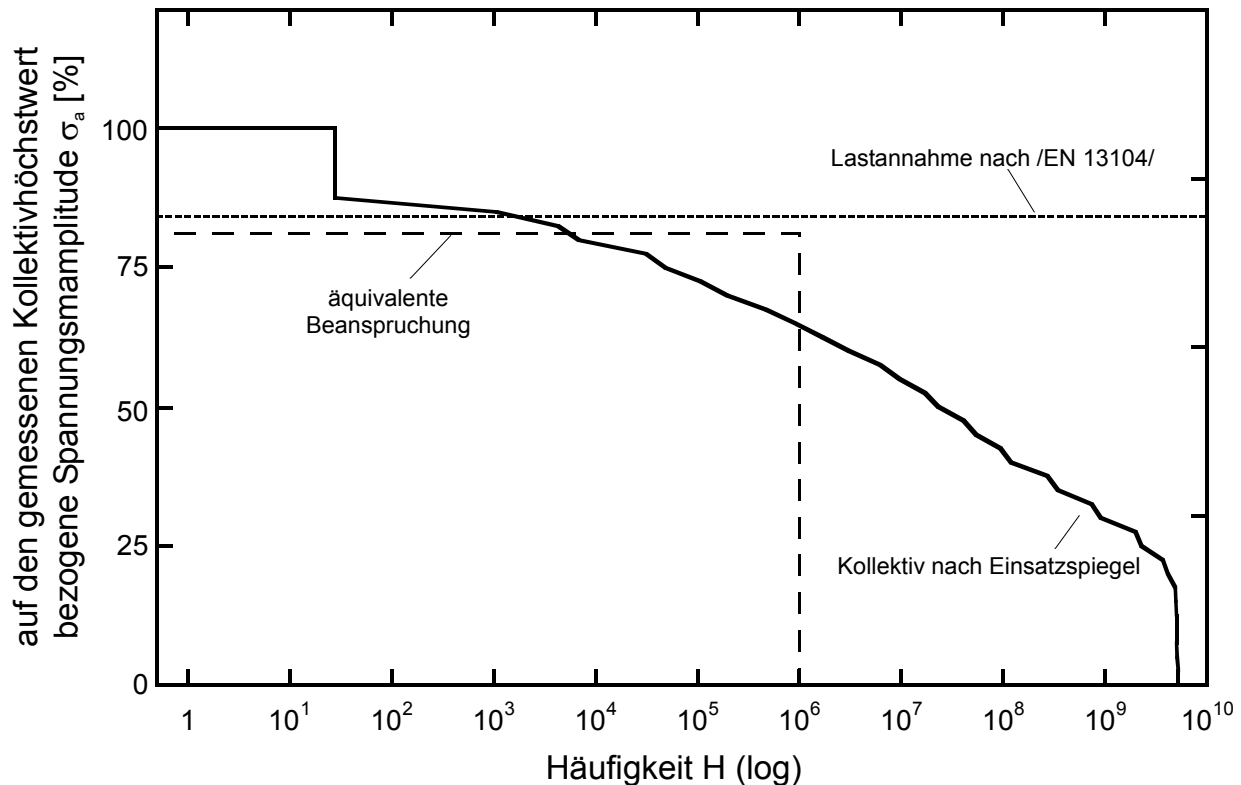


Bild 6–39: Gesamtkollektiv nach Einsatzspiegel sowie die nach /EN 13104/ abgeschätzte Beanspruchungshöhe für den ICE3-Treibradsatz

Beim Laufradsatz des ICE3 zeigt sich rechnerisch ein großer Unterschied zwischen der Lastannahme mit und ohne Bremsen, **Bild 6–38**. Dies wird vor allem durch die Wirbelstrombremse verursacht. Diese erzeugt ein vertikales Biegemoment, welches additiv zum vertikalen Biegemoment aus der statischen Last und der Belastung bei Bogenfahrt hinzukommt. Die rechnerisch ohne Bremsen abgeschätzte Belastung liegt gegenüber der aus der Messung abgeleiteten schädigungsäquivalenten Beanspruchung um 17% niedriger.

Im Falle des Treibradsatzes wird die Messung mit dem rechnerischen Lastfall „Anfahren“ verglichen, da bei diesem rechnerisch die höchste Ausnutzung auftritt. Die aus der Messung abgeleitete äquivalente Biegebeanspruchung liegt um 4% unter der rechnerisch abgeschätzten Biegebeanspruchung, **Bild 6–39**. Im Hinblick auf die Messunsicherheiten kann festgestellt werden, dass die rechnerische Abschätzung mit der äquivalenten Beanspruchung praktisch übereinstimmt.

Der signifikante Unterschied im Vergleich der Abschätzung für Treib- und Laufradsatzwelle kann nicht durch die Radsatzanlenkung erklärt werden, da sich Lauf- und Triebdrehgestell praktisch nicht unterscheiden. Aus dem Antrieb der Treibradsatzwelle und der am Laufdrehgestell befestigten Wirbelstrombremse kann ein solcher Unterschied ebenfalls nicht erwartet werden. Die relativ höhere Belastung der Laufradsatzwelle kann durch zwei Dinge erklärt werden. Zum einen ist das Verhältnis der Achsfahrmassen vom leeren zum vollen Zustand mit $14,2t / 17t = 0,84$ für den Laufradsatz gegenüber $13t / 17t = 0,76$ für den Treibradsatz um etwa 10% höher. Dieser in den Messungen enthaltene Unterschied geht in die rechnerische Lastannahme nicht ein, da dort unabhängig von der Leer- bzw. Durchschnittsachsfahrmasse von einer permanenten Beladung von 17t ausgegangen wird. Zum anderen werden in der rechnerischen Lastannahme für den Treibradsatz die Faktoren β für die Querdynamik und f_{y2} für

das Querschieben im Gleis mit 0,175 angenommen. Beim Laufradsatz werden diese Faktoren mit jeweils 0,15 angenommen. Die Annahme unterschiedlicher Faktoren macht in der Beanspruchung der Welle einen Unterschied von etwa 7% aus. Damit kann der Beanspruchungsunterschied zwischen Treib- und Laufradsatzwelle in diesem Fall durchaus erklärt werden. Versuche die Beanspruchungsunterschiede weiter zu klären sind aufgrund der Messunsicherheit, die durchaus mit etwa 5% angenommen werden muss, nicht sinnvoll.

7. Spannungsberechnung

Um von den Kräften auf die Biege- bzw. Torsionsmomente zu schließen sind in den Regelwerken zahlreiche Formeln angegeben, z.B. /EN 13103/. Diese Beziehungen können auch genutzt werden, wenn die Beanspruchung zwischen zwei Messebenen ermittelt werden soll. Es wird dabei davon ausgegangen, dass die Eigenmasse und -steifigkeit der Radsatzwelle hinsichtlich der Ausbildung von Eigenschwingformen vernachlässigbar ist. Die Nennspannung für Biegung und Torsion lassen sich wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} S &= \frac{M_B \cdot 32 \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)} \\ T &= \frac{M_T \cdot 16 \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)} \end{aligned} \quad (7-1)$$

Durch Durchmesseränderungen herrscht jedoch an der Oberfläche der Welle keine Nennspannung S bzw. T , sondern eine höhere lokale Spannung σ bzw. τ . In diesem Kapitel wird der Weg vom Schnittmoment zu den lokalen Beanspruchungen beschrieben.

7.1 Absätze

Beschreibung des Spannungszustandes

Aufgrund des Wellenabsatzes tritt im Übergangsradius gegenüber dem zylindrischen Wellenschaft eine Spannungserhöhung auf. Die Formzahl als Maß für die Spannungskonzentration beträgt

$$\begin{aligned} K_t &= \frac{\sigma}{S} \\ K_{t,\tau} &= \frac{\tau}{T} \end{aligned} \quad (7-2)$$

Da die Durchmesseränderung zu einer Querdehnungsbehinderung führt, liegt im Übergangsradius selbst bei einachsiger Belastung kein einachsiger Spannungszustand vor (sekundäre Mehrachsigkeit). Da diese Spannungs- und Dehnungskomponenten durch die Bauteilgeometrie hervorgerufen werden und diese sich zeitlich nicht ändert, sind alle Komponenten zeitlich proportional.

Im Folgenden wird die *lokale Vergleichsspannungsamplitude* σ_{vB} als Bezugsgröße verwendet. Hierzu ist es notwendig die örtlichen Hauptspannungen in Wellenlängs- und -umfangsrichtung zu ermitteln und die örtliche Vergleichsspannung mit Hilfe einer Festigkeitshypothese zu berechnen.

$$\sigma_{vB} = \sqrt{\sigma_l^2 - \sigma_l \cdot \sigma_u + \sigma_u^2} \quad (7-3)$$

Die Normalspannung entlang der Zugfaser σ_l ist gleichzeitig die erste Hauptspannung σ_1 . Zusätzlich entsteht noch eine bei der glatten Welle nicht vorhandene zweite Komponente σ_u in Umfangsrichtung. Da sie senkrecht zur ersten Hauptspannung steht, ist sie gleichzeitig die zweite Hauptspannung σ_2 . Sie beträgt bei der Prüfgeometrie Freie Oberfläche etwa 15% der örtlichen ersten Hauptspannung. Die einachsige messbare Dehnung in Längsrichtung hängt von beiden Spannungskomponenten ab, vgl.(7-4).

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E} \cdot (\sigma_1 - \mu \cdot \sigma_u) \text{ in Koordinatenspannungen bzw.} \\ \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} \cdot (\sigma_1 - \mu \cdot \sigma_2) \text{ in den Hauptspannungsachsen}\end{aligned}\tag{7-4}$$

In der Praxis werden üblicherweise einachsig gemessene Dehnungen durch einfache Multiplikation mit dem E-Modul in Spannungen umgerechnet, vgl. (7-5). Diese Werte können als Pseudospannungen bezeichnet werden und stimmen nur dann mit den tatsächlichen Spannungen überein, wenn wirklich ein einachsiger Spannungszustand herrscht.

$$\sigma_\varepsilon = E \cdot \varepsilon_1\tag{7-5}$$

Je nachdem welche Beanspruchungskomponente auf die jeweilige Nennbeanspruchung bezogen wird, ergeben sich unterschiedliche Formzahlen. In allgemeinen Tabellen- und Formelwerken sind Hauptspannungsformzahlen angegeben, (7-6).

$$K_{t,\sigma 1} = \frac{\sigma_1}{S}\tag{7-6}$$

In diesem Bericht wird vorgeschlagen für die rechnerische Auslegung die Vergleichsspannung (GEH bzw. von Mises) zu benutzen. Daher ist für die rechnerische Auslegung die Vergleichsspannungsformzahl zu verwenden, (7-7).

$$K_{t,\sigma V} = \frac{\sigma_V}{S}\tag{7-7}$$

Für die Auswertung von Dehnungsmessungen ist eine Umrechnung von gemessenen Dehnungen oder Pseudospannungen auf Nennspannungen bzw. Biegemomente sinnvoll. Ist eine Applikation im Nennbeanspruchungsquerschnitt nicht möglich, kann dies über die Dehnungsformzahl berücksichtigt werden, (7-8).

$$K_{t,\sigma \varepsilon} = \frac{\varepsilon_1}{S/E} = \frac{\sigma_\varepsilon}{S}\tag{7-8}$$

Den Verlauf der einzelnen lokalen Beanspruchungskomponenten entlang der Kontur der Welle zeigt am Beispiel der Prüfgeometrie Freie Oberfläche **Bild 7–1**. Erkennbar ist, dass im Bereich des Überganges die Umfangsspannung auftritt, die im glatten Wellenschaft nicht vorhanden ist.

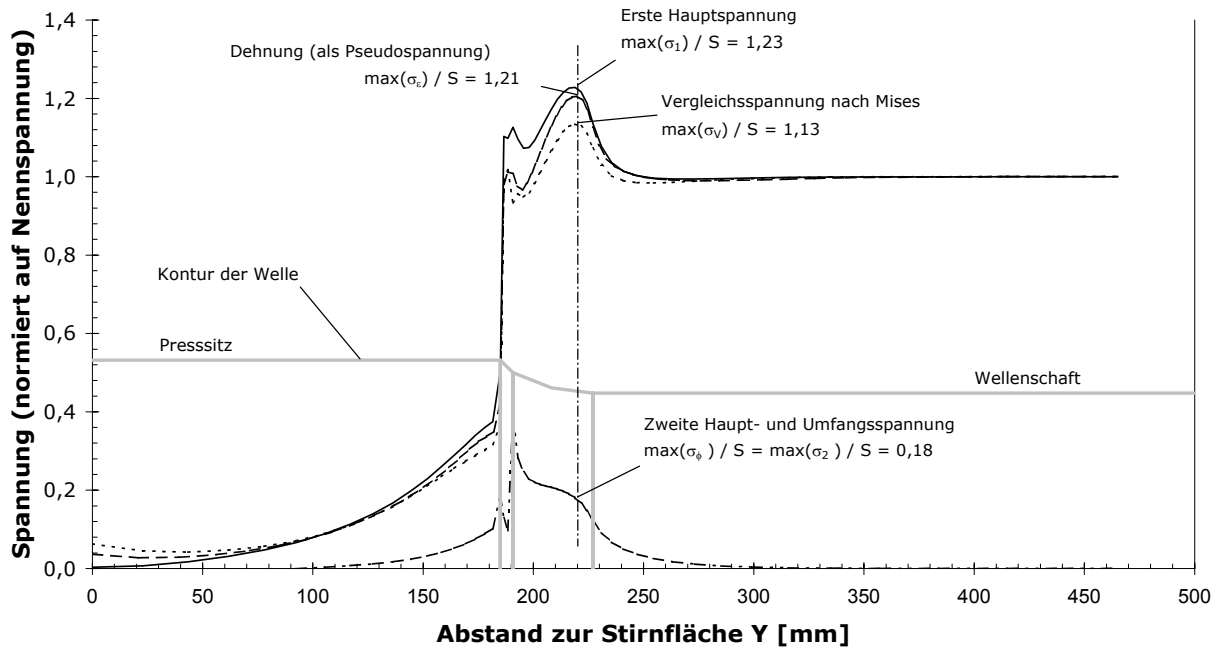


Bild 7–1: Verlauf der lokalen Spannungen an der Oberfläche der Radsatzwelle

Da beide Hauptspannungen bei gleichem Vorzeichen proportional sind, ist die Vergleichsspannung bei mehrachsigen Spannungszustand geringer als die Längsspannung σ_1 bzw. die 1. Hauptspannung, **Bild 7–2**. In der Hauptspannungsebene wird bei dieser Konfiguration (Punkt A) die Grenzkurve nach der GEH erst bei einer höheren Längsspannungskomponente geschnitten als im einachsigen Fall (Punkt B). Damit ergibt sich ein rechnerischer Festigkeitsgewinn. Bei Verwendung der Vergleichsspannungsformzahlen ist dieser in der Berechnung bereits enthalten.

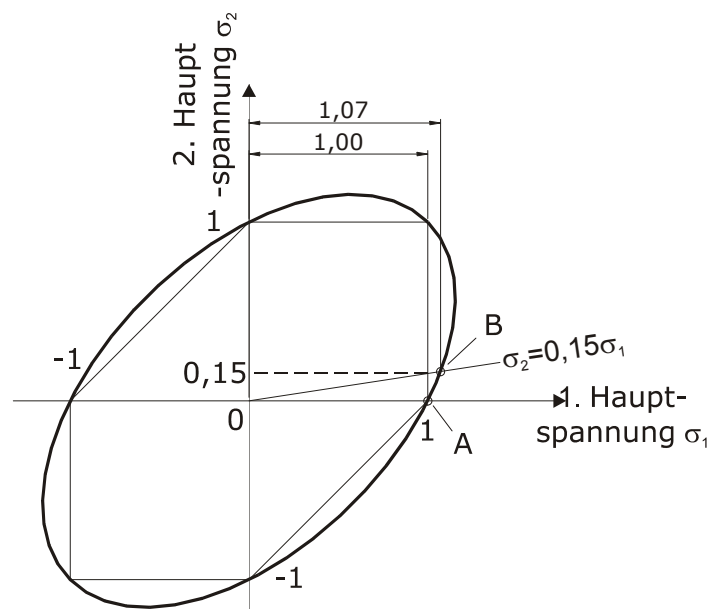


Bild 7–2: Bewertung der sekundären Mehrachsigkeit am Beispiel Versuchsreihe Freie Oberfläche

Die quantitativen Verhältnisse hängen von der jeweiligen Geometrie ab. Übersichten über die Verhältnisse an real ausgeführten Radsatzwellen sind in **Bild E–3** bis **Bild E–5** zu sehen.

Bei Torsionsbeanspruchung sind die Verhältnisse einfacher. Die maximale Schubspannung tritt in Umfangs- und in Längsrichtung auf (Satz der zugeordneten Schubspannungen). Die Schubspannung ist über den Schubmodul direkt proportional zur Schiebung.

$$\gamma_{lu} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{lu} \quad (7-9)$$

Durch den Bezug auf die Schubnennspannung ergibt sich die Schubspannungsformzahl $K_{t,\tau}$.

$$K_{t,\tau} = \frac{\tau_{lu}}{T} \quad (7-10)$$

Festlegung und Einfluss der geometrischen Gestaltung

Durchmesseränderungen vom Schaft zum Sitz sind mit sog. Korbbögen übergehen zu lassen, **Bild 7–3**. Diese Festlegung fällt in die Zeit von /Sper 49/ und hat darin wahrscheinlich auch ihren Ursprung. In den Regelwerken der folgenden Zeit sind dazu genauere Festlegungen getroffen worden, **Tafel 7-1**. Zur eindeutigen Festlegung ist neben den Durchmessern und Radien auch die Länge C des Korbbogens notwendig.

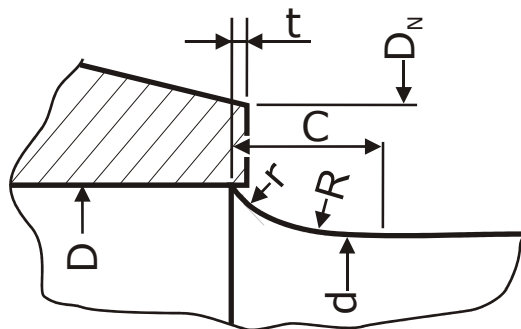


Bild 7–3: Korbbogengeometrie

	Ore 136	UIC 515-3	EN 13103 /-4
$\frac{D}{d}$	1,15...1,12	1,17...1,12	1,15...1,12
t	2...6 mm	2...7mm	2...7mm
R	75 mm	75 mm	z.B. 75 mm
r	15 mm	15 mm	z.B. 15 mm
$\frac{D_N}{D}$	1,3...1,5	-	-
C	$2,5...3,5 \cdot \frac{D-d}{2}$	$d = 155...170 : 35 \text{ mm}$ $= 175...205 : 40 \text{ mm}$	z.B. 35 mm

Tafel 7-1: Festlegungen zur Korbbogengestaltung nach unterschiedlichen Regelwerken

Ein Beanspruchungsmaximum kann sowohl im Übergang vom zylindrischen Schaft zum großen Radius R als auch im Übergang vom großen Radius R zum kleinen Radius r auftreten. Für Radsatzwellen liegt die Formzahl im ersten Fall bei etwa 1,1 bis 1,2 und im zweiten Fall bei bis zu 1,6. Die Gestaltung ist u.a. mit dem Ziel festgesetzt worden, dass das Beanspruchungsmaximum im großen Radius auftritt. Damit werden lokale Beanspruchungsspitzen vermindert. Die Verwendung des zweiten kleineren Radius sorgt für einen steileren Einlauf zur Nabenkante. Dies begünstigt zum einen den für die Schwingfestigkeit positiven Effekt des Absatzes, vgl. **Bild 8–27**, und zum anderen steigt die Sitzlänge beim verschleißbedingten Abdrehen weniger an, so dass ein Nabenüberstand erhalten bleibt. Dies wird wesentlich durch die Korbbogenlänge C bestimmt.

Ermittlung über Diagramme bzw. Formeln

Zur Frage, unter welchen Bedingungen die Beanspruchung im kleinen Radius r die Beanspruchung im großen Radius R überschreitet, und ob die Spannungsüberhöhung dann einfach abgeschätzt werden konnte wurde eine Reihe von Parameteruntersuchungen mittels der FEM durchgeführt, /Frie 04/. Beispielhaft zeigt **Bild 7–4** den Einfluss des Maß C.

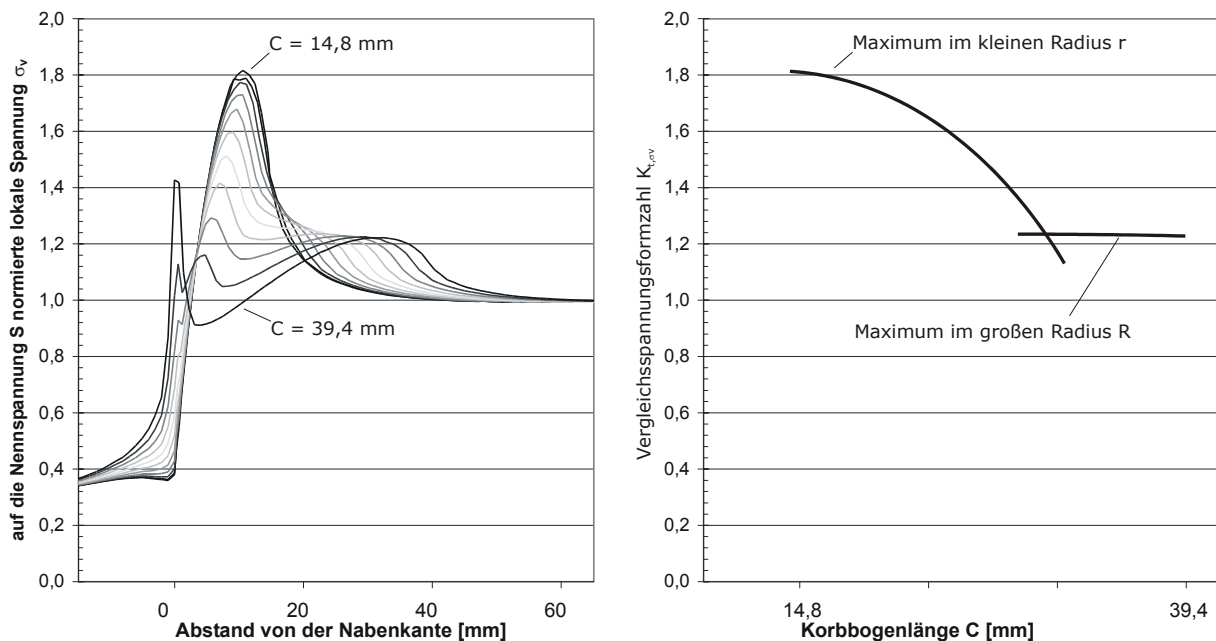


Bild 7–4: Spannungsverläufe in Abhängigkeit der Korbbogenlänge C, links, abgeleitete Formzahl in Abhängigkeit der Korbbogenlänge C (schematisch), rechts, für einen Durchmesser $d = 150$ mm und festes D_N / D und D / d

Damit das Spannungsmaximum im großen Radius auftritt muss folgende Bedingung erfüllt sein:

$$C \geq (0,0952 \cdot d + 20,6) \frac{\left(\frac{D}{d} - 0,2113\right)}{0,9351} \cdot \frac{\left(\frac{D_N}{D} + 5,192\right)}{6,468} \quad (7-11)$$

Ist diese Bedingung erfüllt, so kann die Formzahl mit Hilfe von **Bild E–11** bzw. Gl. (7-12) ermittelt werden, vgl. auch **Bild 7–3**:

$$K_{t,\sigma V} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,909 \cdot \frac{R}{D_N-d} + 3,377 \cdot \frac{R}{d} + 268,6 \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^2 - 156,1 \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^3}} \quad (7-12)$$

Dabei gehen nur noch die Verhältnisse von R/d und D_N/d ein. Der Einfluss von D und dem tatsächlichen Wert für C kann vernachlässigt werden. Die Formel ergibt sich aus einer Regression des in /Pete 53/ abgebildeten Diagramms, dort Fig. 66, S. 75. Sie trifft die Werte im maßgeblichen Bereich mit einer Abweichung von nicht mehr als etwa 2%. Das Diagramm deckt ursprünglich nur einen Bereich von $R/d < 0,3$ ab. Die Regression (7-12) gibt aber bis $R/d = 0,6$ plausible Ergebnisse.

Ist diese Bedingung *nicht* erfüllt, so hängt die Formzahl noch wesentlich von C aber auch von D ab. Die Formzahl kann dann mit Hilfe von Gl. (7-13) abgeschätzt werden.

$$\begin{aligned} K_{t,\sigma V} = & 1,634 - 0,006277 \cdot d + 0,0000327 \cdot d^2 + \dots \\ & (-0,02182 \cdot C - 0,0008673 \cdot C^2 + 0,000761 \cdot d \cdot C - \dots \\ & 2,759 \cdot 10^{-6} \cdot d^2 \cdot C - 6,680 \cdot 10^{-6} \cdot d \cdot C^2 + \dots \\ & 3,483 \cdot 10^{-8} \cdot d^2 \cdot C^2) \cdot \frac{D_N}{D} + 5,192 \cdot \frac{D}{d} - 0,2113 \\ & \qquad \qquad \qquad \frac{D}{d} - 0,2113 \end{aligned} \quad (7-13)$$

Die hier angegebenen Abschätzungsformeln sind mit verhältnismäßig hohem Aufwand ermittelt worden. Sie decken den Bereich $d = 130 \dots 190$ mm, $D/d = 1,15 \dots 1,30$ und $D_N/D = 1,2 \dots 1,6$ ab. Im Zweifelsfall sollte für die spezielle Geometrie ein FEM-Modell erstellt werden.

Ermittlung mittels FE-Methode

Die Formzahl kann insbesondere von freieren Geometrien durch eine FE-Berechnung ermittelt werden. Dazu muss der Absatz oder die Mulde als Viertelmodell (90°-Modell) generiert und vernetzt werden, vgl. **Bild 7–5**. Die Schnittflächen können wie folgt eingespannt bzw. beansprucht werden:

Schnittfläche	Verschiebungen in Richtung		
	X	Y	Z
Stirnfläche nabenseitig (links)	frei	keine	frei
Biegebene (parallel zur Zeichenebene)	frei	frei	keine
Ebene der neutralen Faser (unten)	frei	keine	frei

Tafel 7-2: Randbedingungen für die Ermittlung von Formzahlen bei Biegebelastung

Die Biegebeanspruchung kann als lineare Nennspannungsverteilung S auf die schaftseitige Stirnfläche (rechts) aufgebracht werden. Als Elemente bieten sich

- Hexaeder (Brickelemente)¹ mit linearem Verschiebungsansatz oder

¹ Im Falle der regelmäßigen Vernetzung einer Vollwelle entstehen dann entlang der Rotationsachse prismatische Elemente mit dreieckiger Grundfläche (wedges). Diese können hinsichtlich des Ergebnisses ungünstiger rechnen, dies hat jedoch auf das Ergebnis an der Außenfläche der Welle keinen signifikanten Einfluss.

- Tetraeder (Dreieckspyramiden mit dreieckiger Basis) mit quadratischem (parabolischem) Verschiebungsansatz an.

Dabei sollten auf der Kante des Korbbogens zumindest 12 gleichmäßig verteilte Knoten vorhanden sein. Die Netzqualität in der Umgebung des Spannungsmaximums muss ausreichend sein. Dies ist im Allgemeinen dann sichergestellt, wenn die vom Programmsystem empfohlenen Elementverzerrungen und -verdrehungen nicht überschritten werden. Die Spannungsergebnisse die prinzipiell für die Elemente vorliegen, sollten an den Knoten gemittelt werden. Als Formzahl wird das Verhältnis aus der an der Kante der Zugfaser maximal auftretenden Vergleichsspannung σ_v zur Biegeennspannung S berechnet.

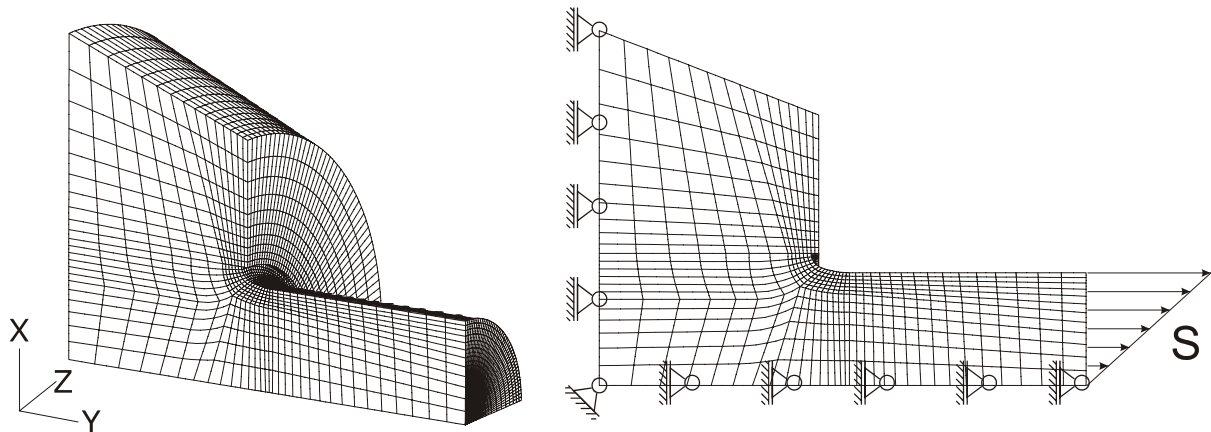


Bild 7–5: Beispielhafte Vernetzung (hier regelmäßiges Hexaeder-Netz) sowie Aufbringung der Randbedingungen (hier Biegung)

Sollen für Torsionsbeanspruchungen separate Formzahlen verwendet werden muss ein 360°-Modell erstellt werden. Einige FEM-Systeme bieten auch zweidimensionale Elemente für die Analyse von reinen Torsionsbelastungen und somit eine wesentliche Vereinfachung an.

Einfluss des Presssitzes

Der Absatz ist mit der aufgedrehten Nabe in der Realität kein Kontinuum. Die Behandlung als Kontinuum vereinfacht die Behandlung jedoch erheblich, da z.B. in einer FEM-Berechnung der Kontakt vernachlässigt werden kann. Formelwerke für Formzahlen geben den Einfluss ohnehin nicht wieder. Der Presssitz unterscheidet sich gegenüber dem als ein Kontinuum betrachtetem Absatz in zwei Punkten:

- Durch das Übermaß wird auch im lastfreien Zustand ein Spannungszustand überlagert, der als Mittelspannung behandelt werden kann.
- Unter Belastung tritt eine Verschiebung (Schlupf) zwischen Nabe und Welle auf, die hinsichtlich der lokalen Beanspruchung der Welle den Steifigkeitssprung mindert. Die Betrachtung als ein Kontinuum stellt praktisch eine zu steife Einspannung der Welle dar.

Bild 7–6 zeigt schematisch die Verformungen in Welle und Nabe. Durch den Presssitz werden auf der Oberfläche vor der Nabe Zugspannungen erzeugt. Aufgrund des Kräftegleichgewichtes kehren sich diese im Innern der Welle in Druckspannungen um. Die Zugspannungen an der Oberfläche klingen mit zunehmender Entfernung von der Nabe ab. Experimentell können diese Spannungen ermittelt werden, indem DMS auf die nicht gefügte Welle appliziert

werden und nach einem Nullabgleich die Spannungen während des Fügens gemessen werden.

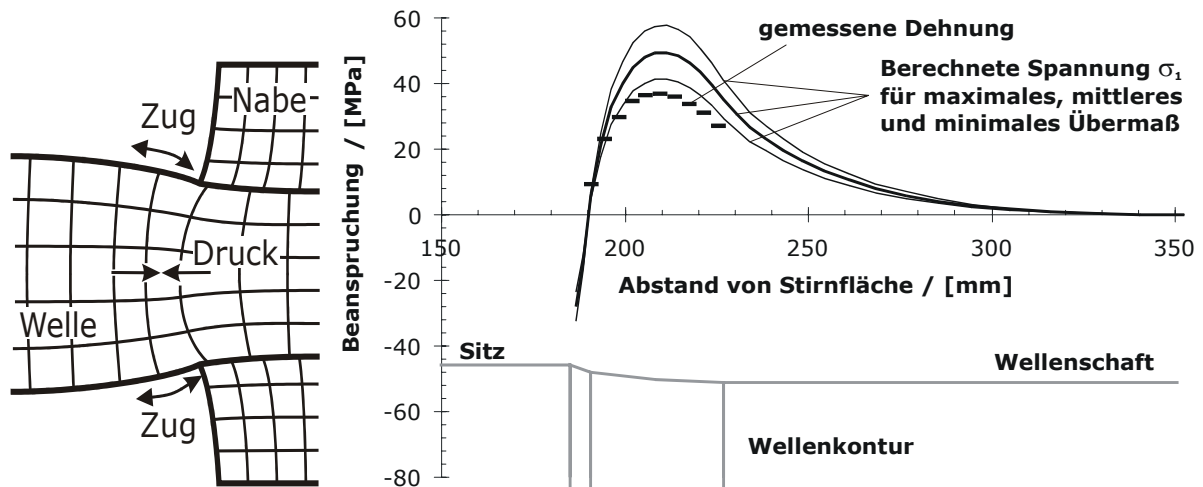


Bild 7–6: schematische Verformung von Welle und Nabe (stark übertrieben), links, Vergleich von Messung und FEM-Berechnung der lokalen Beanspruchung aufgrund des Presssitzes, rechts

Abgleich mit Messungen

Die rechnerisch abgeschätzten Formzahlen bzw. Spannungsverteilungen können mit experimentell bei Prüfstandsversuchen ermittelten Werten verglichen werden. Es kann eine Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung erreicht werden, die in der Größenordnung von Messunsicherheiten bzw. Rundungsfehlern liegt, vgl. **Bild E–6**. Eine Modellierung als FE-Modell bei der Welle und Nabe über gemeinsame Knoten miteinander verbunden sind, stellt jedoch eine systematische Abweichung von der Realität dar. Bei der biegebelasteten Welle- Nabe-Verbindung wird sich ein Schlupf einstellen, so dass sich der durch die Nabe hervorgerufene Steifigkeitssprung nicht voll auswirkt. Bei der FEM-Berechnung kommt es an der Nabenkante zu einer Singularität und auch in der näheren Umgebung der Nabenkante zu höheren Spannungen als in der Realität, vgl. **Bild 7–7**. Dieser Effekt einer Modellierung von Welle und Nabe als „ein Teil“ ist vergleichbar mit dem einer ideal-steifen Einspannung. Die resultierende Abweichung klingt in einem gewissen Abstand von der Nabenkante ab. Bei sehr kurz gestalteten Korbbogengeometrien kann diese Abweichung aber auch am Punkt der maximalen Beanspruchung noch signifikant sein. So kann es im Einzelfall dazu kommen, dass sich im Versuch das niedrigere Spannungsmaximum des 75'er Radius einstellt, während sich in der Rechnung das höhere Spannungsmaximum im 15'er Radius in der Nähe der Nabenkante ergibt.

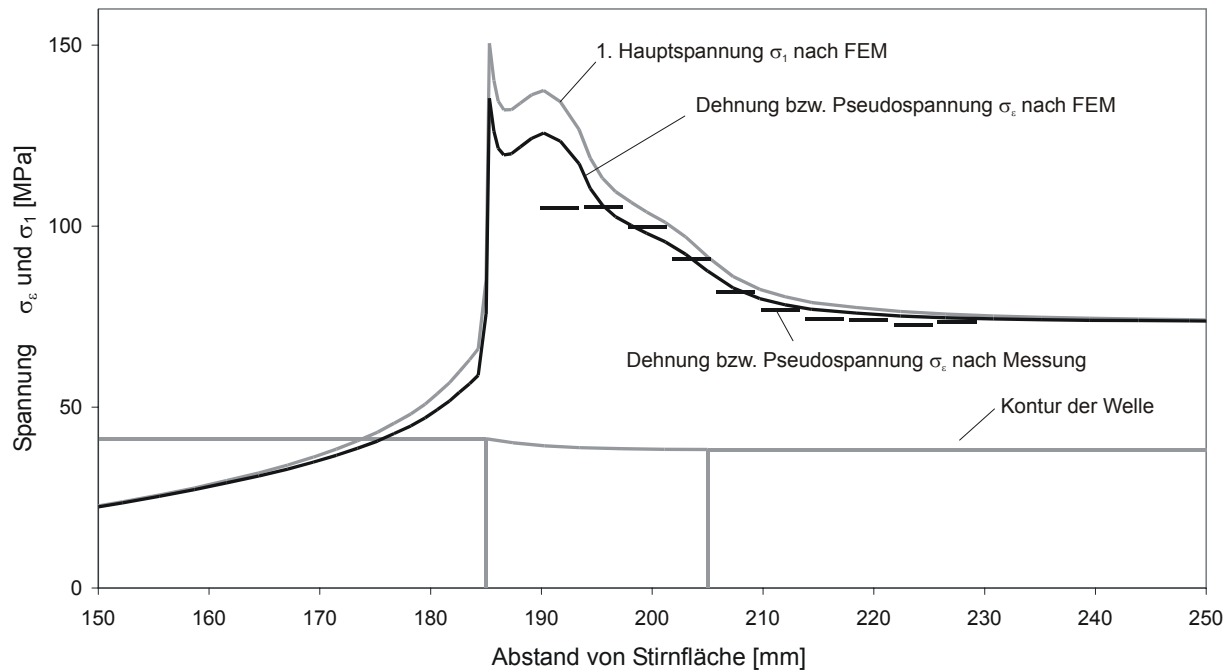


Bild 7–7: Vergleich von Messung und FEM-Rechnung der lokalen Beanspruchungen aufgrund äußerer Biegebelastung

Die Abweichung der experimentell ermittelten lokalen Spannungen ist bei gleichen geometrischen Ausgangsverhältnissen umso höher, je höher der Schlupf ist, da sich dann der Steifigkeitssprung der Nabe weniger auswirkt. Dass heißt,

- Die Abweichung ist bei höherem Haftbeiwert oder einem größerem Übermaß geringer als bei niedrigem Haftbeiwert und kleinerem Übermaß,
- die Abweichung ist bei höheren Lasten überproportional höher als bei kleineren Lasten und
- die Abweichung ist auf der Zugseite höher als auf der Druckseite, da die Querkraft die Flächenpressung auf der Zugseite vermindert und auf der Druckseite erhöht, vgl. **Bild E–9**, **Bild E–10**.

Die Effekte, die hier diskutiert sind und durch den Schlupf hervorgerufen werden können in einer FEM-Berechnung durch die Modellierung von Welle und Nabe als zwei getrennte Körper und die Formulierung eines entsprechenden Kontaktproblems abgebildet werden. Die Abweichungen zwischen Berechnung und Messung lassen sich damit wiederum verringern. Dies wird jedoch aufgrund der im Folgenden aufgeführten Gründe für eine normative Auslegung nicht als vorteilhaft angesehen und daher nicht weiter ausgeführt.

- Die Modellierung und Berechnung eines Kontaktproblems erhöht den Aufwand um ein vielfaches.
- Die Ergebnisse einer solchen Rechnung müssten prinzipiell an der Messung kalibriert werden.
- Für günstige gestaltete Wellenabsätze ist die Abweichung verhältnismäßig gering, **Bild E–6**.

7.2 Mulden

Absätze stellen den Übergang von einem dünneren zylindrischen Wellenabschnitt (Schaft) auf einen stärkeren zylindrischen Wellenabschnitt (z.B. Sitz) dar. Dabei hat die Gestaltung der sich anschließenden Konstruktion praktisch keinen Einfluss auf die Spannungsverteilung. Liegen zwei Absätze zum Beispiel in Form von einem Rad- und einem Bremsscheibensitz nahe beieinander, so müssen für die Spannungsverteilung in Bereich des freien Schaftes jeweils beide konstruktiven Steifigkeitssprünge berücksichtigt werden. Damit erhöht sich die Anzahl der geometrischen Abmessungen wesentlich, **Bild 7–8**. Der Aufwand eine parametrische Formel zur Abschätzung Formzahl aufzustellen wäre extrem hoch, so dass darauf verzichtet wurde.

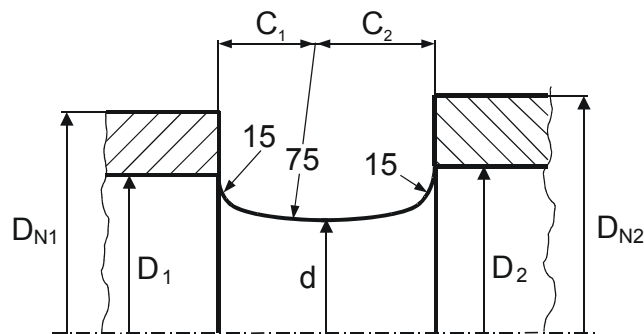


Bild 7–8: Beispielhafte Bemaßung zweier benachbarter Sitze

Stichpunktartige Berechnungen haben gezeigt, dass wenn vom Muldenrund zu beiden Nabenkanten jeweils der Abstand C_1 und C_2 der Bedingung (7-11) genügt, dass dann das Beanspruchungsmaximum im 75'er Radius auftritt und damit niedriger ist, als es sich in einem der 15'er Radien ergeben würde. Das Beanspruchungsmaximum ist jedoch noch etwas höher als es eine getrennte Bewertung beider Seiten ergeben würde.

7.3 Presssitze

Bei Presssitzen ist die Berechnung lokaler Spannungen nur in aufwendiger Weise mittels FEM-Methode bei Modellierung des Kontaktproblems möglich. Aufgrund des hohen Aufwandes und der noch geringen Zuverlässigkeit einer solchen Berechnung wird der Festigkeitsnachweis von Presssitzen direkt auf Basis von Nennspannungen nach (7-1) durchgeführt.

8. Schwingfestigkeitsversuche und -ergebnisse

8.1 Versuchsprogramm

Zur besseren Übersicht zeigt **Tafel 8-1** alle im Rahmen des Vorhabens durchgeführten Schwingversuche.

Probenart	Fragestellung	Werkstoff	Zeichnung	Abschnitt
Radsatzwellen 1:1	Dauerfestigkeit freie Oberfläche Umlaufbiegung	A1N A4T A5T 34CrNiMo6	Bild A—6	8.2
	Dauerfestigkeitsermittlung Presssitze Umlaufbiegung		Bild A—8 bzw. Bild A—10	8.3
Bauteilproben 1:3	Wöhlerlinie Umlaufbiegung	34CrNiMo6	Bild B—3	8.4
	Trainierwirkung	34CrNiMo6		
	Überlasten	34CrNiMo6		
Werkstoffprobe	zyklische Werkstoffkennwerte	A1N A4T A5T 34CrNiMo6	Bild B—4	8.5
Kleinproben nach EN	Dauerfestigkeit glatte Probestäbe $K_t=1$ Umlaufbiegung	A1N A4T A5T 34CrNiMo6	Bild B—2	8.5
	Dauerfestigkeit Kerbproben Umlaufbiegung		Bild B—2	8.5

Tafel 8-1: Übersicht zu den im Rahmen des Vorhabens durchgeführten Schwingversuchen

Dabei steht vor allem die Dauerfestigkeitsermittlung im Vordergrund.

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

In je vier Versuchsreihen wurden mit jeweils zehn Wellen der Werkstoffe A1N, A4T, A5T und 34CrNiMo6 Schwingversuche auf einem Umlaufbiege-Resonanzprüfstand durchgeführt.

8.2.1. Prüfkörper

Die Wellen sind als Halbradsätze ausgeführt, **Bild A—6** bis **Bild A—11**. Sie sind einseitig in eine Spannscheibe eingepresst und werden am anderen Ende durch eine exzentrische Masse angeregt. Dabei ist der Absatz von Schaft- zu Fügedurchmesser mit $D / d = 190 \text{ mm} / 160 \text{ mm} = 1,19$ so gewählt, dass das Versagen nicht im Presssitz sondern im Korbbogen auftritt.

Der Stahl wurde durch Trinec bzw. NMH Sulzbach-Rosenberg in Blöcke vergossen. Die Wellen wurden durch PSW Schmiedetechnik GmbH, Brand-Erbisdorf, vorgeschmiedet und die Rohteile der Werkstoffe A4T, A5T und 34CrNiMo6 wurden dort vergütet. Die Wellen der Werkstoffe A1N und A5T wurden von der Gutehoffnungshütte Radsatz GmbH, Oberhausen, gefertigt. Die Werkstoffe A4T und 34CrNiMo6 wurden von der Bochumer Verein

Verkehrstechnik GmbH, Bochum, hergestellt. Die Fertigungsbedingungen sind durch beide Radsatzhersteller vorab definiert und unter Standardbedingungen hergestellt worden. Sie entsprechen den Produktnormen /prEN 13160/ und /prEN 13161/.

8.2.2. Werkstoffe

Die gemittelten statischen Festigkeitskennwerte zeigt **Tafel 8-2**. Sie wurden an Zugproben ermittelt, die von der Oberfläche einem an die Prüfwellen angeschmiedeten Ende entnommen worden sind. Die im Kern und auf halbem Radius erreichten Kennwerte können **Bild A-12** bis **Bild A-18** entnommen werden.

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	A ₅ [%]	Z [%]
A1N	590	401	26,8	54,0
A4T	691	561	21,5	65,0
A5T	796	608	21,1	67,0
34CrNiMo6	1.030	939	17,3	62,0

Tafel 8-2: Statische Festigkeit der untersuchten Radsatzwerkstoffe (Mittelwerte)

Die Gefüge der Werkstoffe können in Längs- und Querschliffen für die Werkstoffe A1N bis 34CrNiMo6 **Bild B-11** bis **Bild B-18** entnommen werden. Die Schliffe sind den angeschmiedeten Enden der Wellen entnommen. Die chemische Zusammensetzung der Schmelze und der Stückanalyse kann **Tafel 8-4** und **Tafel 8-4** entnommen werden.

Schmelze	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Ni
	Al	N ₂	Ti	Ca	Cu	Sn			B
A1N	0,340 0,0230	0,300 0,0063	0,900 0,000	0,0130 0,0000	0,0100 0,0600	0,050 0,0050	0,005	0,004	0,020 0,0000
A4T	0,270 0,0120	0,200 0,0000	0,730 0,000	0,0130 0,0000	0,0110 0,0800	1,070 0,0050	0,175	0,021	0,280 0,0000
A5T	0,420 0,0040	0,180 0,0042	0,810 0,000	0,0130 0,0000	0,0050 0,0700	1,080 0,0160	0,210	0,010	0,210 0,0000
34CrNiMo6	0,340 0,0080	0,180 0,0031	0,580 0,000	0,0120 0,0000	0,0080 0,0900	1,520 0,0070	0,190	0,050	1,580 0,0000

Tafel 8-3: Chemische Zusammensetzung der Schmelze nach Werkstoffzeugnis der Schmelze (Angaben in %)

Stück- analyse	C Al	Si N ₂	Mn Ti	P Ca	S Cu	Cr Sn	Mo	V	Ni B
A1N	0,36 0,0217	0,31	0,91	0,011	0,009 0,07	0,05 0,002			0,03
A4T	0,27 0,0092	0,22	0,75	0,009	0,010 0,07	1,08 0,003	0,17	0,02	0,27
A5T	0,42 0,001	0,19	0,84	0,012	0,006 0,06	1,05 0,014	0,22		0,21
34CrNiMo6	0,35 0,0060	0,17	0,56	0,012	0,007 0,09	1,50 0,007	0,19	0,04	1,60

Tafel 8-4: Chemische Zusammensetzung der Stückanalyse nach Werkstoffzeugnis der Schmiede (Angaben in %)

Die chemische Zusammensetzung der Werkstoffe A1N bis A4T erfüllt die Anforderungen bzw. Empfehlungen der /prEN 13161/, die des Werkstoffes A5T die der /UIC 811-1/ und die des Werkstoffes 34CrNiMo6 erfüllt /DIN EN 10083-1/ und /DIN EN 10250-3/.

8.2.3. Oberflächenrauigkeit

Stichpunktartig wurden an den Wellen Rauigkeitsmessungen durchgeführt. Die Oberflächenprofile sind in **Bild A–20** dargestellt. Der horizontale Darstellungsmaßstab beträgt bei allen Profilen 250 µm je Skalenteil (SKT). Der vertikale Maßstab variiert entsprechend **Tafel 8-5**. Die Rauigkeit wurde mit einem mobilen Messgerät Perthometer SP3 der Firma Mahr gemessen. Vor der Messung wurde eine Kalibriermessung durchgeführt. Es wurde jeweils der Übergang vom zylindrischen Schaft in den Korbbogen vermessen. Beide Bereiche gehen ohne erkennbaren Absatz oder Hinterdrehung mit der gleichen Oberflächenrauigkeit ineinander über.

Welle	OA12	OA20	OC65	OC57	OC57
Messposition	Übergang zwischen Korbbogen und Schaft				Schaft
Vertikaler Maßstab [µm je SKT]	0,5	1,0	0,5	1,0	2,5
Mittenrauhwert R _a [µm]	0,61	0,77	0,62	0,83	1,52
Gemittelte Rauhtiefe R _z [µm]	3,23	4,39	3,19	3,64	8,51
Maximale Rauhtiefe R _{max} [µm]	3,53	4,96	3,36	3,94	9,19

Tafel 8-5: gemessene Oberflächenrauigkeiten

Nach Zeichnung soll der Mittenrauhwert R_a im Bereich des Korbbogens zwischen 0,8 und 1,6 µm liegen. Die gemessenen Werte liegen an der unteren (günstigen)

Grenze und unterschreiten diese zum Teil. Im Schaftbereich liegt der Mittenrauhwert ebenfalls günstiger als die Zeichnungsanforderung von 2 bis 3,2 μm .

8.2.4. Eigenspannungen

Stichpunktartig wurden Eigenspannungsmessungen durchgeführt. Die Messungen erfolgten röntgenographisch bei der FH Bochum. Im Schaft und Korbbogenbereich der Wellen der Werkstoffe A1N und A5T sind Zugeigenspannungen in der Größenordnung der Streckgrenze vorhanden. Diese kehren sich jedoch ab einer Tiefe von etwa 20 μm in Druckeigenspannungen um, **Bild A–28** und **Bild A–29**. Im Falle des Werkstoffes 34CrNiMo6 herrschen auf der Oberfläche Druckeigenspannungen. Auf den geschliffenen Sitzen liegen bei allen Werkstoffen Druckspannungen vor.

8.2.5. Versuchsaufbau und Schwingversuche

Die Umlaufbiegeversuche werden auf für Räder und Radsatzwellen entwickelten Unwucht erregten Resonanzprüfständen durchgeführt. Dieses Prinzip wird bereits seit längerer Zeit bei der DB Systemtechnik verwendet. Die Versuche der Versuchsreihen aus A1N und A5T wurden von der Firma Radsatzfabrik Ilseburg und die Versuchsreihen A4T und 34CrNiMo6 wurden von der DB Systemtechnik in Minden durchgeführt. Die Durchführung wurde an allen Prüfstellen einheitlich nach einer erstellten Prüfrichtlinie durchgeführt und dokumentiert, /Sinc 01/.

Auf dem Prüfstand wird die zu prüfende Radsatzseite mit der Spannscheibe auf einem elastisch gelagerten Fundament aufgespannt. Auf der nicht zu prüfenden Seite wird ein Unwuchtantrieb befestigt, **Bild 8–1**. Während der Prüfung übernimmt der Radsatz die Funktion einer Feder. Das Feder-Masse-System Aus Fundament, Radsatz und Unwuchtmasse wird zu einer rotierenden Biegeschwingung angeregt. Nahe der ersten Biegeeigenfrequenz lassen sich so sehr hohe Prüfmomente erzeugen. Die Prüffrequenz liegt abhängig von der Lasthöhe bei etwa 15 bis 20 Hz.

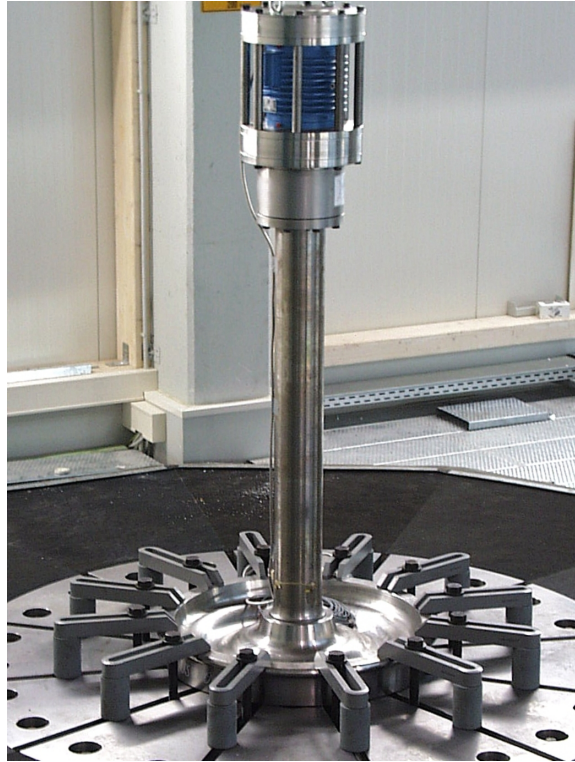


Bild 8–1: Resonanzprüfstand zur Schwingfestigkeitsprüfung der Halbradsätze (hier Presssitzprüfung bei der Firma SincoTec)

Über auf der Welle applizierte Biegemessstellen wird der Radsatz selbst als Kraftaufnehmer verwendet. Vor jedem Versuch wird sowohl eine statische als auch eine dynamische Kalibrierung durchgeführt.

Bei der statischen Kalibrierung wird auf Höhe der Unwucht eine statische Querkraft aufgebracht. Mit dem Abstand zur Kraft als Hebel ist damit in jedem Querschnitt der Welle das herrschende Biegemoment und damit auch die Nennspannung bekannt. Die Kalibrierkraft wird so gewählt, dass das für die Prüfung vorgesehene Biegemoment erzeugt wird. Auf der Radsatzwelle sind vier um jeweils 45° versetzte Biegemessbrücken appliziert. Diese sogenannte Regelebene befindet sich 300 mm oberhalb der Nabeninnenkante, **Bild A–22**. Die DMS vom Typ 6/350 LY 41 sind als Temperatur kompensierte Halbbrücken verschaltet. Die Ergänzungswiderstände betragen 1,0 k Ω . Messstreifen und Ergänzungswiderstände haben eine Toleranz von 0,1 %. Zusätzlich ist je Radsatz eine DMS-Kette mit 10 Einzelmessstreifen im Bereich des Korbbogens in Verlängerung des Regel-DMS 1 angebracht, **Bild A–21**. Die Einzelmessstreifen werden als nicht Temperatur kompensierte Viertelbrücke verschaltet. Die verwendete Messkette vom Typ 4/120 KY 11 hat eine Messgitterlänge von 3,5 mm und einen Messgittermittenabstand von 4,0 mm. Die einzelnen Messgitter und die Ergänzungswiderstände haben eine Toleranz von 0,1 %. Mit der statischen Kalibrierung wird ermittelt, welche Beanspruchungen bei einem linearen Momentenverlauf bei Anliegen der Prüflast an Regelebene bzw. kritischen Ebene des Korbbogens auftreten.

Bei der anschließenden dynamischen Kalibrierung ist aufgrund von Massenkräften aus der Radsatzwelle selbst der Biegemomentverlauf nicht mehr linear. Mit der Anregungsfrequenz wird die Last so eingeregelt, dass an dem Korbbogen als der kritischen Stelle die gleiche Dehnungsamplitude wie bei der statischen Kalibrierung unter bekanntem Biegemoment auftritt. Aufgrund der

dynamischen Effekte liegt an der Regelebene nun nicht mehr das Moment an, welches bei gleicher Prüflast während der statischen Kalibrierung anlag. Ziel der dynamischen Kalibrierung ist es, diese Abweichung zu ermitteln. Sie kann bei diesen Versuchen in etwa 5 bis 10 % betragen. Da nun bekannt ist, welche Beanspruchung der Regelebene mit der Prüflast korrespondiert, ist es möglich die Prüflast nach der Beanspruchung der Regelebene zu regeln. Dies ist notwendig, da die DMS im hoch beanspruchten Korbbogen während der Prüfung aufgrund von Werkstoffermüdung ebenfalls ausfallen können.

Als Anrisserkennung kann wie bei anderen Resonanzprüfständen auch das Abfallen der Eigenfrequenz genutzt werden. Der Einfluss des Frequenzabfalls auf die Größe des Anrisses geht zusammenfassend aus **Bild A-46** hervor.

Als Grenzwingspielzahl werden 10^7 Schwingspiele gewählt, die damit deutlich über der Eckschwingspielzahl liegt. Die Versuche wurden, wenn möglich, als Treppenstufenfolge durchgeführt. Das heißt, dass der Versuchshorizont nach einem Durchläufer erhöht und nach einem Bruch gesenkt wird.

8.2.6. Versuchsergebnisse

Je Versuchsreihe wurden 10 Prüflinge vorgesehen. Dies ist zur Abschätzung der Dauerfestigkeit nach dem Treppenstufenverfahren eine sehr niedrige Zahl. Eine statistisch abgesicherte Abschätzung der Standardabweichung ist damit nicht möglich /FVA 99/. Eine Begrenzung der Probenzahl war aus Kostengründen jedoch unbedingt notwendig. Das Treppenstufenverfahren ist ein sequentielles Verfahren, d.h. je nachdem, ob auf einem Belastungshorizont ein Bruch oder ein Durchläufer auftritt, wird mit einer neuen Probe auf einem niedrigeren bzw. höheren Belastungshorizont weitergefahren.

Bei den Versuchen mussten einige Prüflinge im Laststeigerungsversuch gefahren werden, um den Bereich der Dauerfestigkeit abschätzen zu können. Eine Probe wurde nicht ausgewertet, weil der Riss im Schaft und nicht im Korbbogen aufgetreten war (OC63). Welle OD82 wurde nicht in die Auswertung einbezogen, da sie nach kurzer Laufzeit nicht mehr regelbar war. Eine Erklärung hierfür konnte nicht gefunden werden.

Die Protokolle der vier Versuchsreihen sind zusammen mit der statistischen Auswertung in **Tafel A-1** bis **Tafel A-8** zu finden.

Die Grenzwahrscheinlichkeit bei der die Versuche abgebrochen wurden, liegt bei 10^{-7} . Wenn ein Anriss auftritt beendet der Prüfstand den Versuch bei einer Risslänge von etwa 200 mm (in Umfangsrichtung).

Auswertung

Für die statistische Auswertung der Treppenstufenversuche wurde eine log-Normalverteilung des Merkmals (Spannungsamplitude) angenommen. Zur Auswertung wird, sofern nicht ausdrücklich angegeben, die Maximum-Likelihood-Methode verwendet, /Liu 01/. Damit werden der Mittelwert und die Standardabweichung bestimmt.

$\sigma_{avD50\%}$	Mittelwert [MPa] (örtliche Vergleichsspannungsamplitude nach GEH), delogarithmiert
s	Standardabweichung für das logarithmierte Merkmal

Für die freie Oberfläche wird davon ausgegangen, dass keine Trainierwirkung vorliegt, so dass auch hochgesetzte Durchläufer aus den Laststeigerungsversuchen mit ausgewertet werden. An 1:3-Radsatzwellen, Kapitel 8.4.6, wird nachgewiesen, dass eine Trainierwirkung vernachlässigbar ist. Die einzelnen Versuchspunkte des Treppenstufenverfahrens zeigen **Bild A-32** bis **Bild A-35**. Die Ergebnisse der Umlaufbiegeversuche an 1:1-Radsatzwellen sind in **Tafel 8-6** zusammengestellt.

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

Werkstoff	Dauerfestigkeit	Streuung
	$\sigma_{avD50\%}$ [MPa]	s
A1N	250	0,037
A4T	301	0,057
A5T	254	0,038
34CrNiMo6	364	0,029

Tafel 8-6: Experimentell bestimmte Dauerfestigkeit (Mittelwert) der örtlichen Vergleichsspannungsamplitude und der Standardabweichung für 1:1-Radsatzwellen

Eine Auftragung der 50%-Werte über der $R_{p0,2}$ -Dehngrenze und über der Zugfestigkeit (Ist-Werte) zeigen **Bild 8-2** und **Bild 8-3**.

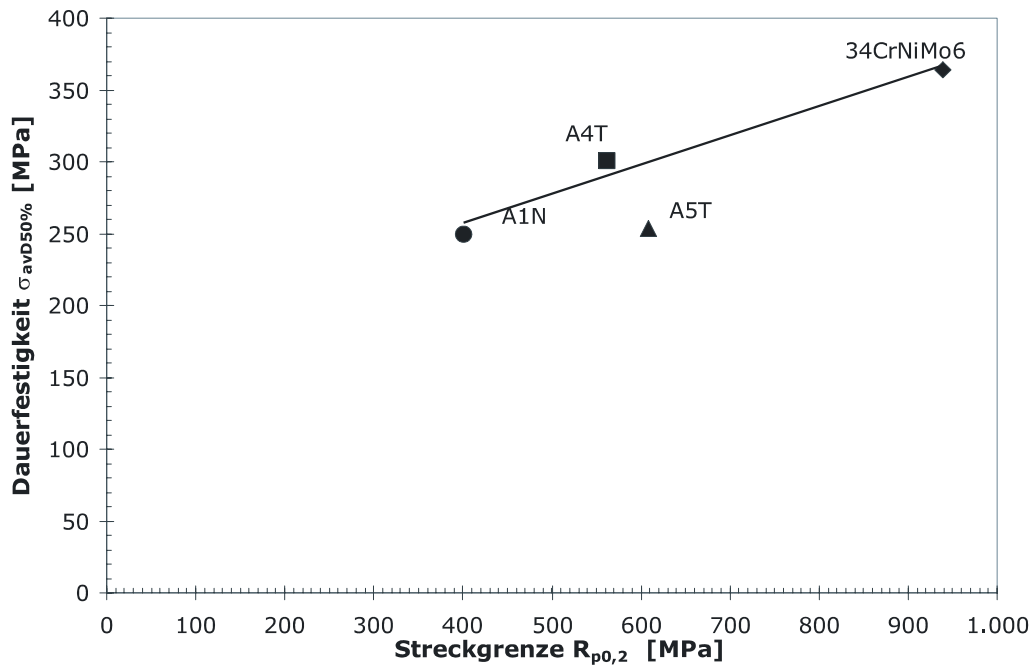


Bild 8-2: Mittelwerte der Bauteildauerfestigkeiten in Abhängigkeit von der Streckgrenze

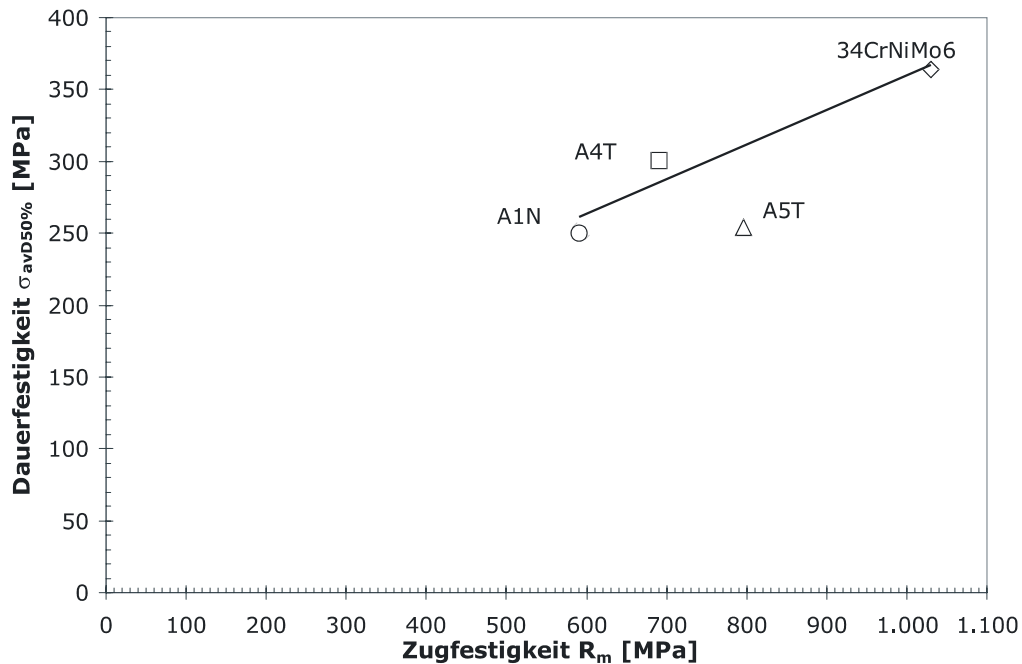


Bild 8–3: Mittelwerte der Bauteildauerfestigkeiten in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit

Nimmt man einen linearen Zusammenhang zwischen $\sigma_{avD50\%}$ und R_m bzw. $R_{p0,2}$ an, was im Allgemeinen üblich ist, so fällt die Dauerfestigkeit für A5T sowohl in Bezug auf R_m als auch $R_{p0,2}$ deutlich ab.

Auf Grund der statischen Kennwerte wäre zu erwarten, dass sich der Dauerfestigkeitswert für A5T oberhalb oder zumindest im Bereich des Werkstoffes A4T befindet. Eine Erklärung für die vergleichsweise geringe Dauerfestigkeit des Werkstoffes A5T in dieser Untersuchung kann nicht gefunden werden, vergl. Kapitel 8.2.8.

Weiterhin ist bemerkenswert, dass nach dem Abnahmezeugnis der Schmiede PSW die Probe OC63 von allen Wellen aus A5T die geringsten statischen Festigkeitswerte aufweist. Die Ergebnisse der Schwingversuche zeigen für die Welle OC63 jedoch den höchsten Durchläuferhorizont, **Bild A–34**. Zudem versagt die Welle nicht im Korbbogen, sondern es tritt ein Riss im Schaft auf, s. Kapitel 8.2.7.

Im Hinblick auf die Standardabweichung war bereits gesagt worden, dass eine statistische Absicherung nicht vorliegt. Wie **Tafel 8-6** zeigt, liegt die Streuung bei Radsatzwellen aus A4T mit $s=0,057$ wesentlich höher als bei den drei anderen Werkstoffen mit $s=0,029$ bis $0,038$. Ob ein signifikanter Unterschied tatsächlich vorliegt, lässt sich bei der geringen Probenzahl nicht sagen. Hinweise aus Streuungen der örtlichen Festigkeit oder der Oberflächengüte auf Grund der Fertigung konnten nicht gefunden werden.

In /Aden 01/ wird die Streuung der Schwingfestigkeit untersucht. Die Auswertung für Bauteile basiert auf zahlreichen, in der Industrie durchgeführten Versuchsreihen. Der größte Teil der Ergebnisse entstammt Wöhlerversuchen. Das durchgeführte Data-Pooling erfolgt unter Annahme einer Normalverteilung der logarithmierten Standardabweichung.

Tafel 8-7 zeigt die in /Aden 01/ für einige Bauteile angegebenen Richtwerte:

Auswertegruppe		S ₅₀	S _S	S ₉₀
Bauteile	Stahl, geschmiedet, spanend bearbeitet, randschichtbehandelt	0,025	0,23	0,029
	Stahl, geschmiedet, unbearbeitete Oberfläche	0,023	0,19	0,040
	Fe-Guss, GG, GGG, GS, unbearbeitete Oberfläche	0,029	0,33	0,078
	Zahnräder	0,024	0,17	0,040

Tafel 8-7: Richtwerte für die Streuung der Schwingfestigkeit von Bauteilen

8.2.7. Fraktographische Untersuchungen

Die Bruchfläche, die sich für die Versuchsreihe Freie Oberfläche dann ergibt zeigt beispielhaft **Bild A–52**. Anriss und Bruch traten in der Regel im hoch beanspruchten Korbbogen auf. Der Rissausgang liegt bei 210 bis 225 mm von der Stirnfläche bzw. 25 bis 40 mm von der Nabeninnenkante entfernt im 75-er Radius, **Bild A–51**.

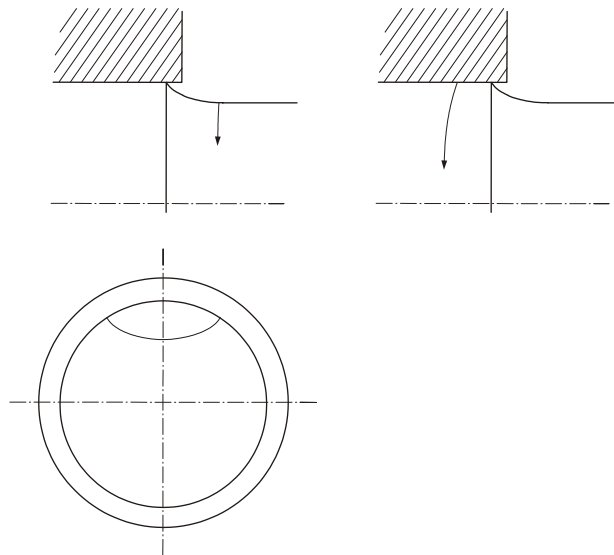


Bild 8–4: Axiale Lage des Anrisses (oben) und Rissfrontverlauf (unten) für die Wellen der Versuchsreihe Freie Oberfläche die im Korbbogen (links) und im Presssitz (nur 34CrNiMo6, rechts) angerissen sind

Hinsichtlich der Bruchlage bei der Versuchsreihe Freie Oberfläche traten nur wenige Ausnahmen auf.

Die Welle OC63 aus A5T versagte nachdem sie mehrmals hochgesetzt wurde im eigentlich unkritischen Schaft. Nach der Prüfung war neben dem eigentlichen Anriss ein zweiter bereits sehr tiefer Anriss entstanden, **Bild A–46**. Gefügeaufnahmen aus dem Bereich des Versagensausganges zeigen zwar martensitische Gefügebereiche geringer Ausmaße, haben jedoch weder das Versagen außerhalb des kritischen Bereiches an speziell dieser Welle noch die verhältnismäßig geringe Schwingfestigkeit des Werkstoffes A5T insgesamt erklären können, **Bild A–47**.

Bei der Versuchsreihe mit dem Werkstoff 34CrNiMo6 ist das Versagen bei zwei Wellen innerhalb des Sitzes aufgetreten, **Bild A–53**. Da dies bei den weniger festen Werkstoffen nicht aufgetreten ist, kann man vermuten, dass die Steigerung der statischen Festigkeit des Werkstoffes sich in Pressverbindungen nicht so stark auswirkt, wie bei der Wechselfestigkeit des Werkstoffes.

Bei den Wellen der Werkstoffe A1N und A4T trat das Versagen ausschließlich an dem vorgesehenen und oben genannten Punkt auf.

8.2.8. Bewertung der Ergebnisse

Die Versuche an 1:1-Wellen, vergl. Kapitel 8.2.6, zeigen für A1N, A4T und 34CrNiMo6 durchaus erwartete Ergebnisse, für A5T jedoch wurde eine ausgesprochen niedrige Dauerfestigkeit ermittelt. Dies zeigt sich sowohl bei der Auftragung der dauerfest ertragbaren Vergleichsspannungsamplitude $\sigma_{avD50\%}$ über $R_{p0,2}$ als auch über R_m , **Bild 8–2** und **Bild 8–3**.

Betrachtet man zunächst die Eigenspannungen, so liegen bei den 1:1-Wellen aus A1N und A5T im Korbbogenübergang Zugeigenspannungen vor, **Bild A–29**, während bei 34CrNiMo6 Druckeigenspannungen vorliegen, **Bild A–30**. Diese Eigenspannungen fallen jeweils in einer Tiefe von 20 μm auf einen Wert kleiner +100 bzw. -100 MPa ab.

Bei A1N liegen die maximalen gemessenen Eigenspannungen bei +500 MPa, bei A5T bei +450 MPa und bei 34CrNiMo6 bei ca. -500 MPa (jeweils Eigenspannungen in Längsrichtung). Das bedeutet, dass beim ersten Schwingspiel bei Umlaufbiegung in Höhe der Dauerfestigkeit bereits eine Plastifizierung auftreten kann, die zu Spannungsumlagerungen führt. Gezeigt sei dies für A1N und A5T.

A1N:

$$\sigma_{avD50\%} + \sigma_{Ei} = 250 + 500 = 750 \text{ MPa}$$

Die Streckgrenze liegt aber bei $R_{p0,2} = 401 \text{ MPa}$.

Weshalb die gemessenen Eigenspannungen mit 500 MPa über der 0,2-Dehngrenze von $R_{p0,2} = 401 \text{ MPa}$ liegen, konnte nicht ausreichend geklärt werden.

A5T:

$$\sigma_{avD50\%} + \sigma_{Ei} = 254 + 450 = 705 \text{ MPa,}$$

wobei $R_{p0,2} = 608 \text{ MPa}$.

Anders sieht es bei 34CrNiMo6 aus. Hier ist die Druckseite am höchsten belastet:

$$\sigma_{avD50\%} + \sigma_{Ei} = -364 - 500 = 864 \text{ MPa,}$$

wobei $R_{p0,2} = 939 \text{ MPa}$.

Bei 34CrNiMo6 wäre also keine Plastifizierung zu erwarten. Bei einer solchen überschlägigen Betrachtung müsste man erwarten, dass bei A1N und A5T die Zugeigenspannungen schnell abgebaut werden und damit keinen größeren Einfluss auf die Dauerfestigkeit haben. Bei 34CrNiMo6 würden die hohen Druckeigenspannungen dagegen nicht abgebaut und könnten sich positiv auf die Dauerfestigkeit auswirken.

Andererseits ist es schwierig zu beurteilen, ob die gemessenen Eigenspannungen bei der geringen Tiefe überhaupt einen nennenswerten Einfluss ausüben. Wie die Berechnung der Dauerfestigkeit in Kapitel 10.1.3 zeigt, sind die experimentellen Werte für A1N und 34CrNiMo6 verständlich, ohne dass Eigenspannungen für eine Erklärung bemüht werden müssen. Dies bedeutet aber auch, dass der niedrige Dauerfestigkeitswert für A5T vermutlich nicht durch (ungünstige) Eigenspannungen erklärt werden kann.

Warum liegt die Dauerfestigkeit der 1:1-Wellen für A5T so niedrig?

Die Schlibfbilder zeigen keine Fehlstellen oder auffällige Stellen, **Bild A–57**, **Bild A–58**, **Bild B–13** und **Bild B–14**.

Die Fertigung erfolgt unter Einhaltung der Vorschriften, wie bei allen gefertigten Wellen. Oberflächenfehler wie Kratzer oder Riefen wurden nicht festgestellt. Die fraktographische Untersuchung gibt keinen Hinweis, dass der Riss von Fehlstellen ausgeht. Die Rauigkeitswerte bei A5T sind ähnlich wie bei den anderen Werkstoffen, **Bild A–20**.

Die Standardabweichung, d.h. die Streuung der Dauerfestigkeit, ist vergleichbar mit der bei den anderen Werkstoffen, **Tafel 8-6**. Wenn die angegebenen Werte auf Grund des geringeren Stichprobenumfanges auch nur einen groben Wert darstellen, so kann zumindest gesagt werden, dass A5T nicht durch eine größere Streuung auffällt.

Eine zusätzliche Auswertung wurde in **Tafel 8-8** vorgenommen. Die wesentlichen Ergebnisse sind in **Bild 8–5** und **Bild 8–6** dargestellt:

Mit zunehmender Streckgrenze $R_{p0,2}$ steigt im Allgemeinen das Streckgrenzenverhältnis $R_{p0,2}/R_m$. **Bild 8–5** zeigt einen normalen Verlauf.

Auch die zyklische Streckgrenze $R'_{p0,2}$ nimmt mit $R_{p0,2}$ zu. Der Werkstoff A5T zeigt keine Auffälligkeiten.

Auch die an glatten Kleinproben ermittelten Dauerfestigkeiten zeigen einen normalen linearen Anstieg mit der Streckgrenze. (Die Proben zur Ermittlung von $R'_{p0,2}$ und S_{bW} sind den 1:1-Wellen entnommen worden.)

Eine Auftragung über R_m , **Bild 8–6**, liefert praktisch die gleiche Aussage. Das relativ geringe Streckgrenzenverhältnis bei A5T liefert also keine Erklärung für den Abfall bei den 1:1-Wellen.

Auch die in **Tafel 8-8** angegebene Kerbwirkungszahl K_f für scharfe Kerben gibt keinen Hinweis auf eine Auffälligkeit bei A5T. D.h. bei der schwach gekerbten 1:1-Welle sind Werkstoffeinflüsse für die Stützwirkung praktisch vernachlässigbar.

Damit kann zusammengefasst werden:

Mit den Ergebnissen der angewendeten Methoden lässt sich der Abfall der Dauerfestigkeit bei den 1:1-Wellen nicht erklären. Da die ermittelten Werkstoffkennwerte ($R'_{p0,2}$, S_{bW} an Kleinproben) im erwarteten Bereich liegen, kann nur vermutet werden, dass der Fertigungsprozess ungünstige Zustände am Bauteil hervorgerufen hat, ohne dass diese benannt werden können.

Zu hinterfragen sind die Wärmebehandlung, die Umformung und die Zerspanung. Im Hinblick auf die Wirkung von Zugeigenspannungen sollte die Mittelspannungsempfindlichkeit von A5T z.B. im Wechselbiegeversuch experimentell überprüft werden.

Der Werkstoff 42CrMo4, der dem A5T entspricht, wird im Maschinen- und Fahrzeugbau vielfach für hochbeanspruchte Bauteile eingesetzt. Kapitel 8.2.9, **Tafel 8-23**, zeigt, dass bei großen Kurbelwellen (285-290 mm Zapfendurchmesser) wesentlich höhere örtliche Spannungsamplituden dauerhaft ertragen werden als bei den geprüften Radsatzwellen aus A5T.

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$R_{p0,2} / R_m$	$R'_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]	Z [%]	$\sigma_{avD50\%}$ exp. [MPa]	S	$\sigma_{avD50\%}$ calc. [MPa]	$\sigma_{bW50\%}$ [MPa] $K_t = 1$	S	$\sigma_{bW50\%}$ [MPa] $K_t = 4,1$	S	K_f
A1N														
1:1	590	401	0,68		28,6	54,0	250	0,037	247					
Kleinprobe	585	351	0,60	324	29,5	57,7				264	0,038	147	0,026	1,80
$\sigma_{bW} = \eta \cdot \sigma_{zdW}$										285		149		1,92
A4T														
1:1	691	561	0,81		21,5	65,0	301	0,057	294					
Kleinprobe	697	555	0,80	448	23,0	68,6				373	0,030	176	0,058	2,12
$\sigma_{bW} = \eta \cdot \sigma_{zdW}$										381		187		2,04
A5T														
1:1	796	608	0,76		21,1	67,0	254	0,038	293					
Kleinprobe	782	575	0,74	481	21,5	64,0				382	0,010	173	0,038	2,21
$\sigma_{bW} = \eta \cdot \sigma_{zdW}$										387		182		2,13
³⁴CrNiMo6														
1:1	1030	939	0,91				364	0,038	354					
1:3	957	849	0,89		17,3	62,0	382	0,082						
Kleinprobe	1045	943	0,90	699	19,0	69,7				483	0,020	228	0,061	2,12
$\sigma_{bW} = \eta \cdot \sigma_{zdW}$										553		230		2,41

Tafel 8-8: Übersicht der Ergebnisse aus Versuch und rechnerischer Abschätzung für die untersuchten Radsatzwerkstoffe

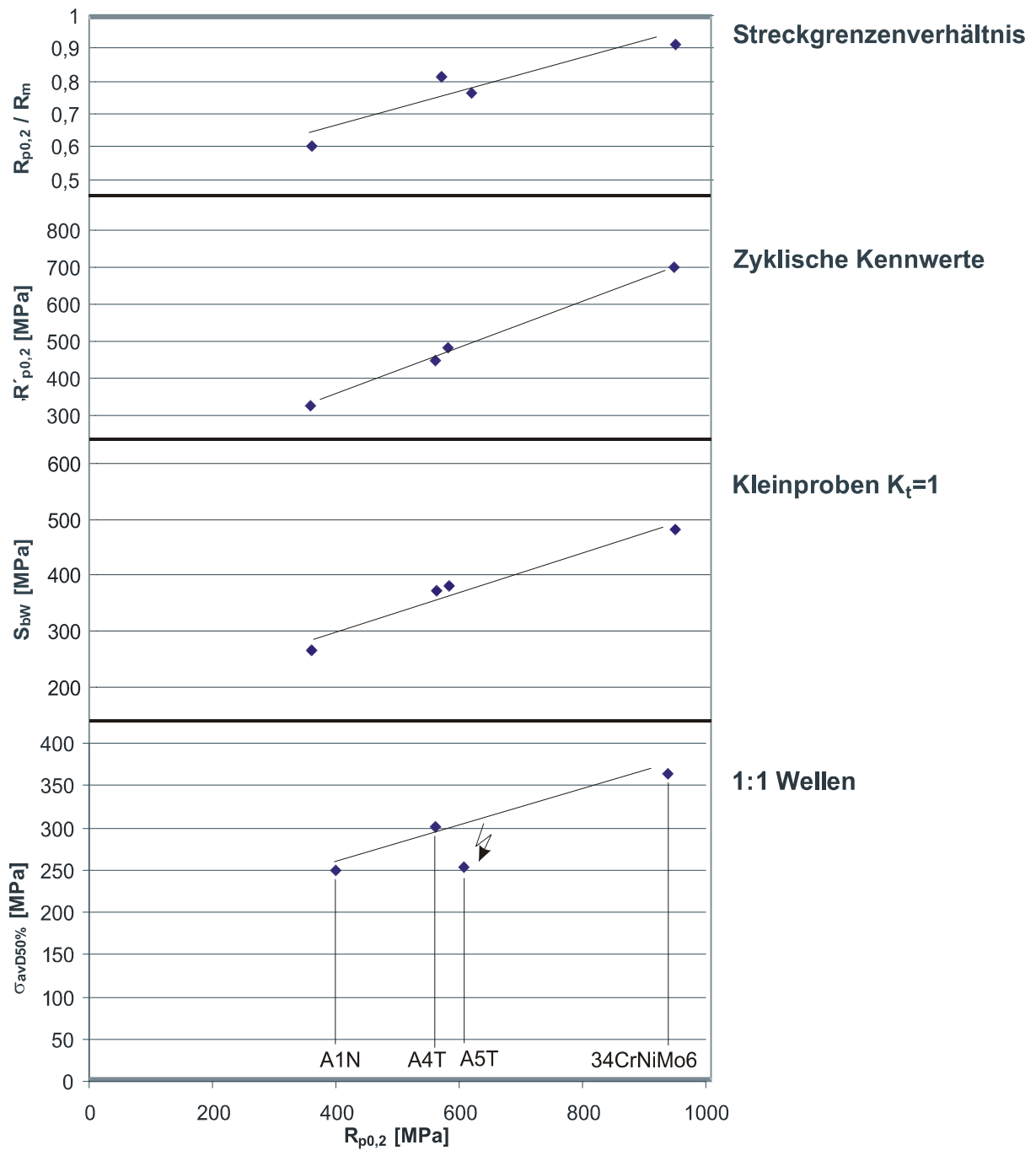


Bild 8—5: Versuchsergebnisse der untersuchten Radsatzwerkstoffe in Abhängigkeit von der Streckgrenze

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

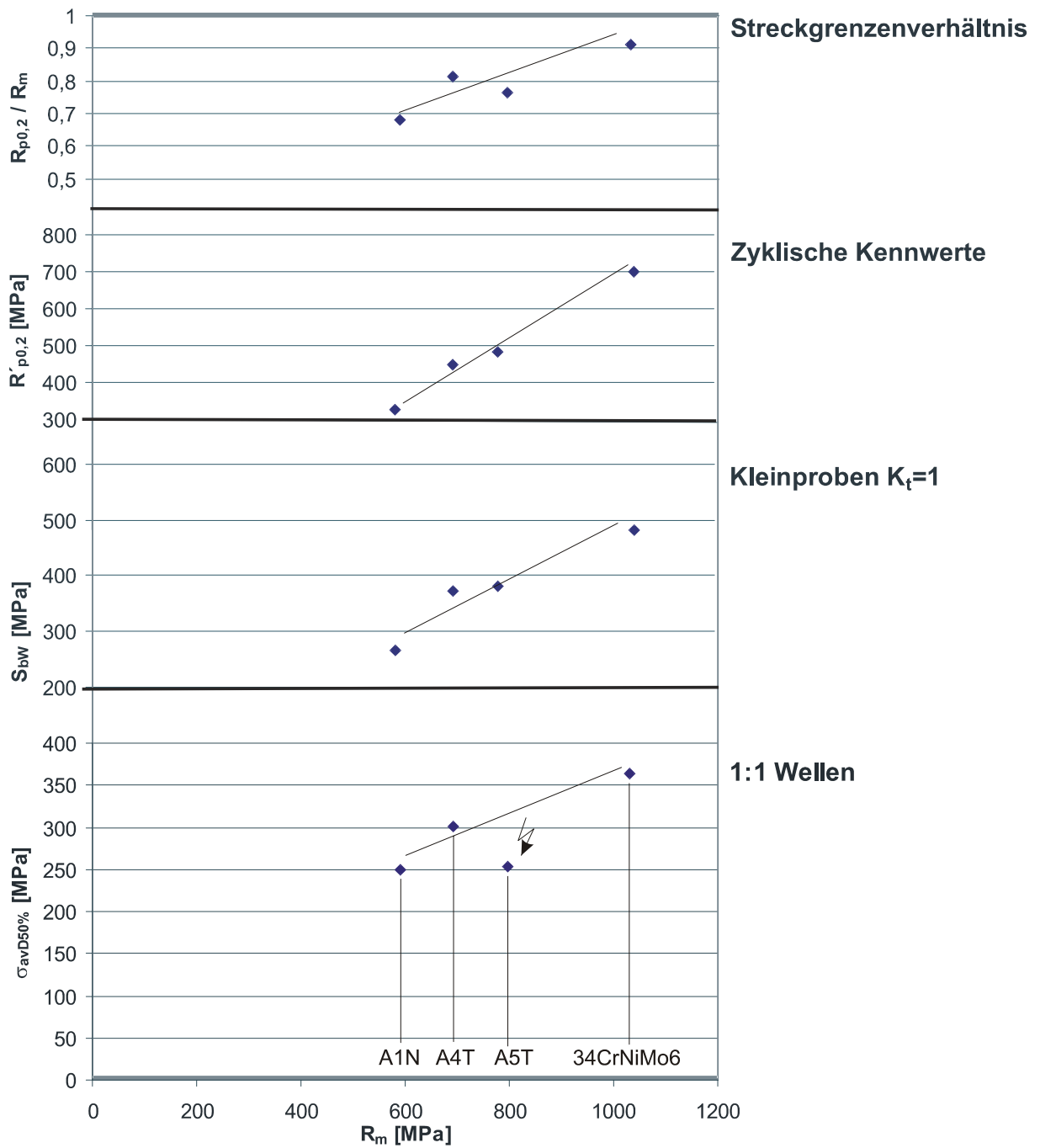


Bild 8–6: Versuchsergebnisse der untersuchten Radsatzwerkstoffe in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit

8.2.9. Originalwellen Schrifttum

Zur Ergänzung der eigenen Versuche wurde eine Schriftumsauswertung über Dauerfestigkeitsversuche an Originalradsatzwellen durchgeführt.

Eine umfangreiche Sammlung an Versuchsergebnissen ist in /Egel 66/ zusammengetragen worden. Hierbei handelt es sich um Einstufenschwingversuche an Radsatzwellen, die bei der Bundesbahn-Versuchsanstalt in Minden geprüft worden sind. Eine Übersicht der untersuchten Geometrien zeigt **Bild C—1** im Anhang.

Als Prüfeinrichtung diente ein unwuchterregter Resonanzprüfstand mit feststehendem Rad, in der die Radsatzwelle eingepresst worden ist. Die Umlaufbiegeversuche sind bis 10^7 , teilweise $2 \cdot 10^7$ Schwingspiele gefahren worden. Sofern kein Anriss auftrat, wurde die Last nach Erreichen der Grenzschwingspielzahl solange erhöht, bis ein Versagen der Welle eintrat.

Hinsichtlich der Dauerfestigkeit der freien Oberfläche, d.h. des Übergangs von Schaft zum Presssitz der Radsatzwelle, sind die dem Aufsatz von /Egel 66/ zu Grunde liegenden Quellen neu ausgewertet worden. Zur Abschätzung der Dauerfestigkeit wird die Maximum-Likelihood-Methode angewendet.

Für die Dauerfestigkeit der freien Oberfläche wird die örtliche Vergleichsspannung σ_{avD} für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}}=50\%$ angegeben. Da in den vorliegenden Quellen die Spannungsamplituden in der Regel als Nennspannungen angegeben sind, wird mittels einer FEM-Berechnung die jeweilige Formzahl bestimmt, mit der die örtliche Vergleichsspannung σ_{avD} berechnet werden kann. Bei der FEM-Berechnung wird die auf die Achswelle aufgepresste Radscheibe eingerechnet. Ist ihr Durchmesser nicht angegeben, wird ein Radscheibendurchmesser von 900 mm angenommen.

Da oftmals nur wenige Versuchspunkte im Zeitfestigkeitsbereich vorliegen, fällt die Neigung der eingezeichneten Wöhlerlinien z.T. sehr unterschiedlich aus. Sie ist statistisch nicht abgesichert und dient lediglich der Übersicht. Anzumerken ist weiterhin, dass in den Quellen teilweise keine Angaben über statische Festigkeitswerte oder über Fertigungsbedingungen gemacht werden.

Randschichtbehandelte Radsatzwellen werden nicht betrachtet. Für den Presssitz als kritischen Querschnitt sind die Ergebnisse in Kapitel 8.3.9 erläutert.

DB Bericht 54 (1958) und 57 (1960)

In diesen Untersuchungen wurden je drei Radsätze der SNCF geprüft. Bei der Prüfung sind Risse im Radienübergang aufgetreten. **Bild 8–7** zeigt die Abmessungen der Radsatzwellen.

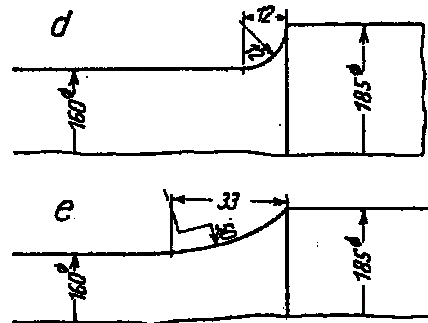


Bild 8–7: Untersuchte Radsatzwellen der SNCF

Angaben zu statischen Festigkeitswerten oder Härte werden nicht gemacht. /Egel 66/ ist zu entnehmen, dass es sich hierbei um Radsatzwellen aus St50 handelt. Die Oberfläche der mit „d“ gekennzeichneten Wellen ist spanend so bearbeitet, dass Drehriefen auch im Übergangsradius makroskopisch erkennbar sind (geschruppt). Bei den mit „e“ gekennzeichneten Radsatzwellen sind Achsschaft und Übergangsradius geschlichtet.

Die Vergleichsspannungsformzahl der Geometrie „d“ kann nach FEM-Rechnung mit $K_{\text{tov}}=2,03$ angegeben werden. Für Radsatzwellen mit der Geometrie „e“ liegt die Formzahl bei $K_{\text{tov}}=1,34$.

Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 8–8** dargestellt. Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen kann **Tafel 8-9** entnommen werden. Aufgrund der wenigen Versuchspunkte kann für Radsatzwellen der Geometrie „e“ keine Wöhlerlinienneigung angegeben werden.

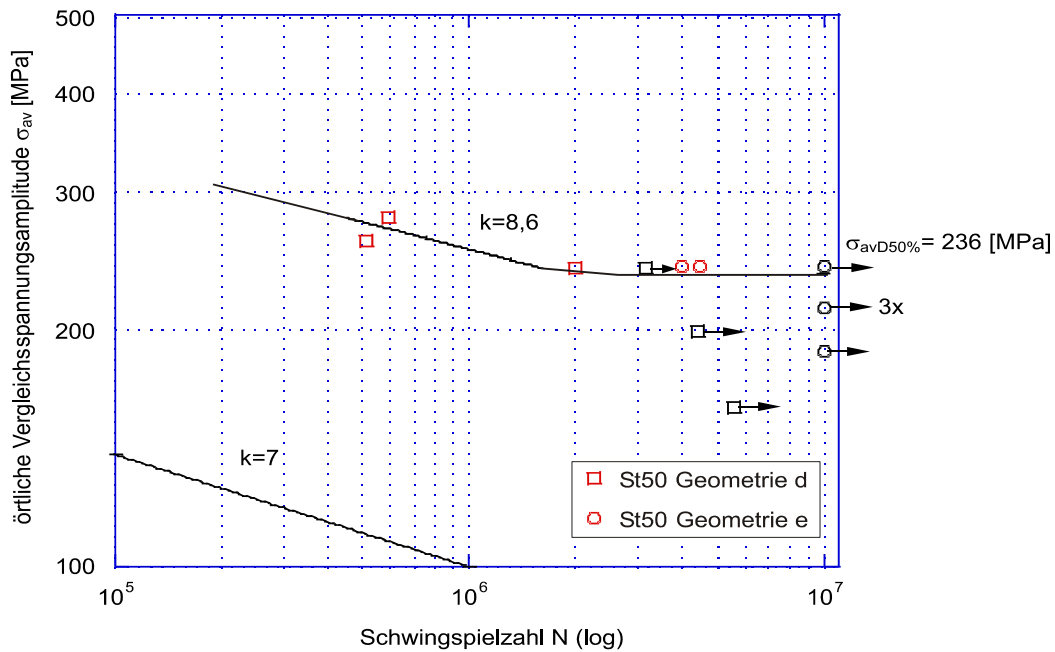


Bild 8–8: Ergebnisse aus Schwingversuchen an Radsätzen der SNCF

Geometrie	„d“	„e“
k	8,6	-
s	0,077	0,047
$K_{t\sigma}$	2,03	1,34
$\sigma_{avD} (1 \cdot 10^7)$	236 MPa	237 MPa

Tafel 8-9: Ergebnisse der Versuchsauswertung

DB Bericht 60 (1962)

In dieser Untersuchung wurden neben randschichtverfestigten Radsatzwellen auch zwei unverfestigte, feinstgedrehte Radsatzwellen mit der in **Bild 8–9** gezeigten Geometrie geprüft. Angaben zu statischen Festigkeitswerten oder Härte werden nicht gemacht. /Egel 66/ ist zu entnehmen, dass es sich hierbei um Radsatzwellen aus 24CrMo4 handelt.

Nach Rechnung kann für diese Geometrie eine Formzahl von $K_{t\sigma}=1,72$ angegeben werden.

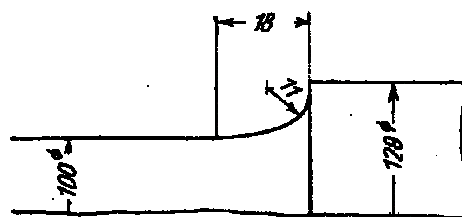


Bild 8–9: Geometrie der geprüften Radsatzwelle aus 25CrMo4

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 8–10** dargestellt. Der Mittelwert für die Festigkeit bei $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen kann **Tafel 8-10** entnommen werden. Eine Wöhlerlinie kann auf Grund der geringen Anzahl an Versuchspunkten nicht angegeben werden.

Bemerkenswert ist die im Vergleich zu anderen Versuchen relativ hohe Dauerfestigkeit. Die in dieser Untersuchung geprüften randschichtverfestigten Radsatzwellen weisen einen nur geringfügig höheren Dauerfestigkeitswert auf.

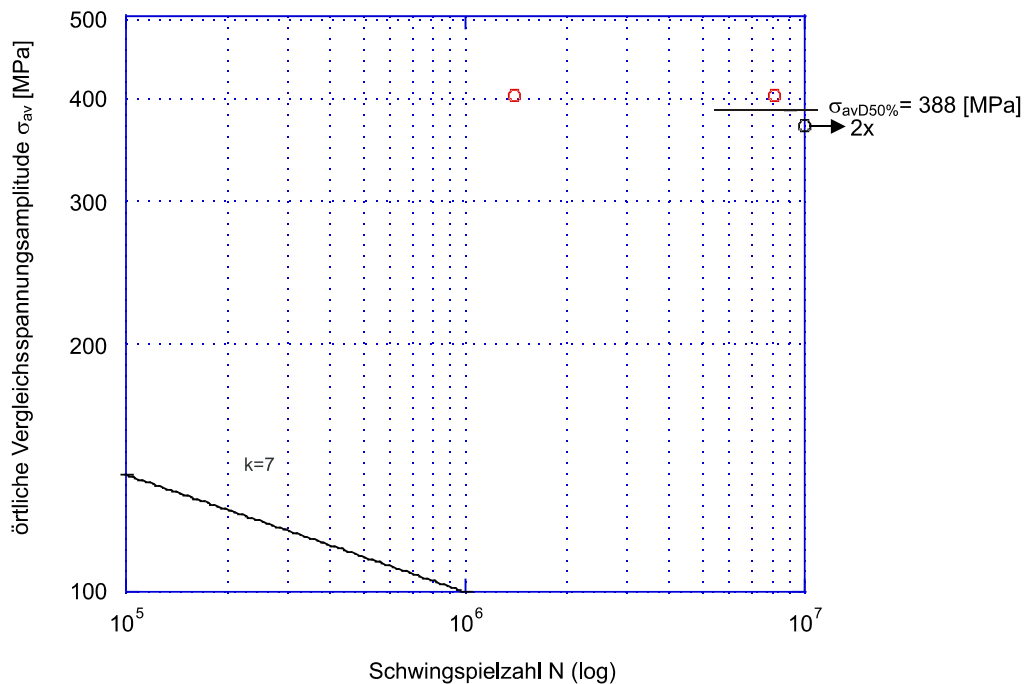


Bild 8–10: Wöhlerversuche an Radsatzwellen der DB aus 25CrMo4

k	-
s	0,010
$K_{\sigma v}$	1,72
$\sigma_{avD} (1 \cdot 10^7)$	388 MPa

Tafel 8-10: Parameter der Versuchsauswertung

DB-Bericht 68 (1967)

Die diesem Bericht zu Grunde liegenden Versuchsergebnisse sind an drei verschiedenen Radsatzkonstruktionen aus St50 und 25CrMo4 ermittelt worden, bei denen Risse im Übergangsradius zum Wellenschaft aufgetreten sind.

Eine Radsatzwellenform aus St50 ist als sogenannte Knüppelwelle ausgeführt. Sie hat einen Presssitzdurchmesser von 160 mm und einen Schaftdurchmesser von 159,5 mm. Der Absatz ist mit einem vergleichsweise scharfen Übergang versehen, dessen Radius aus dem Bericht nicht hervorgeht.

Aus St50 wie auch aus 25CrMo4 sind die in **Bild 8–11** mit „a“ bezeichneten Radsatzwellen ausgeführt. Das Durchmesserverhältnis beträgt $D/d=1,09$. Für diese Geometrie kann eine Vergleichsspannungsformzahl nach /Pete 53/ von $K_{\text{tov}}=1,85$ angegeben werden. An der mit „b“ gekennzeichneten Konstruktionsform wurden Radsatzwellen aus 25CrMo4 untersucht. Ihr Durchmesserverhältnis beträgt 1,16. Die im 15er Radius maximal wirksame Formzahl beträgt $K_{\text{tov}}=1,37$.

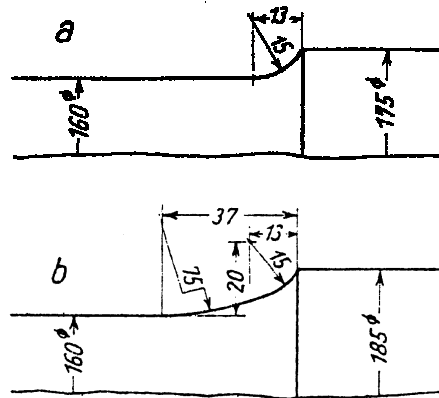


Bild 8–11: Geometrien der untersuchten Radsatzwellen aus St50 und 25CrMo4

Folgende statische Festigkeitswerte weisen die aus den Wellen entnommenen Zugproben auf:

Geometrie	St50		25CrMo4	
	Knüppelwelle	„a“	„a“	„b“
R_m [MPa]	554	552	704	679
$R_{p0,2}$ [MPa]	265	255	522	471
A_5 [%]	25	25	22	24

Tafel 8-11: Statische Kennwerte aus den Radsätzen entnommenen Werkstoffproben

Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 8–12** und **Bild 8–13** dargestellt. Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinien kann **Tafel 8-12** entnommen werden.

8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche

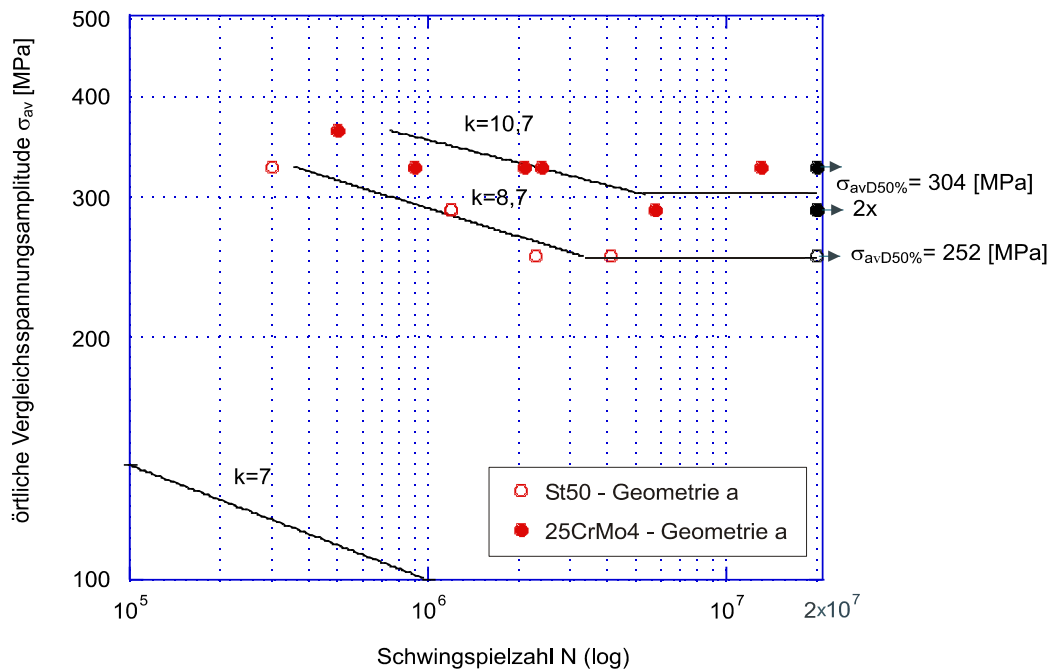


Bild 8–12: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus St50 und 25CrMo4, Geometrie „a“

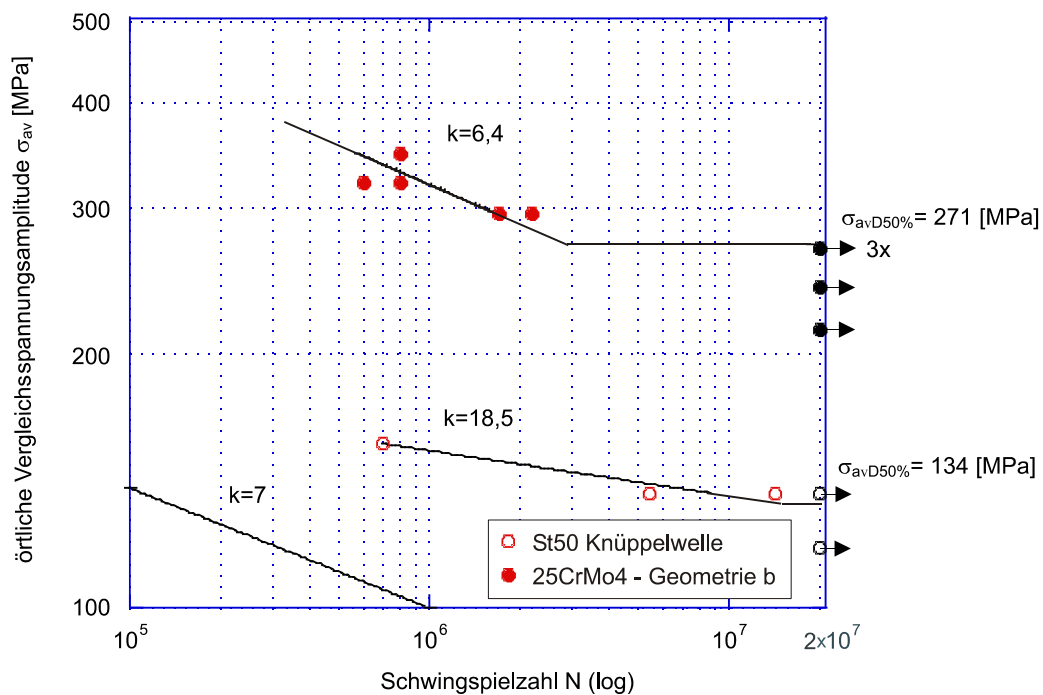


Bild 8–13: Wöhlerversuche an Knüppelwellen aus St50 und Radsatzwellen aus 25CrMo4, Geometrie „b“

	St50		25CrMo4	
Geometrie	Knüppelwelle	„a“	„a“	„b“
k	18,5	8,7	10,7	6,4
s	0,044	0,052	0,089	0,054
K_{tov}	-	1,85	1,85	1,37
$\sigma_{avD} (2 \cdot 10^7)$	134 MPa	252 MPa	304 MPa	271 MPa

Tafel 8-12: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB Bericht 79 (1970)

Grundlage dieses Berichtes sind Schwingversuche an zwei Radsatzwellen aus 30Mn5, bei denen Risse im Übergangsradius aufgetreten sind. Die Radsatzgeometrie ist in **Bild 8–14** dargestellt.

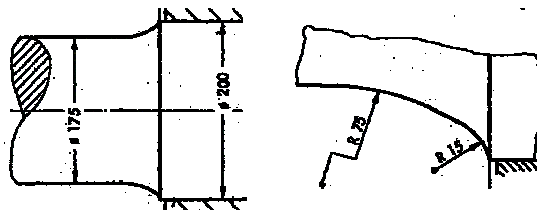


Bild 8–14: Geometrie der Radsatzwelle aus 30Mn5

Die im Bericht angegebenen statischen Festigkeitswerte zeigt **Tafel 8-13**.

R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]
709	490	12

Tafel 8-13: Statische Festigkeitswerte aus den Radsatzwelle entnommenen Proben (30Mn5)

Die maximal wirksame Formzahl kann mit $K_{tov}=1,37$ angegeben werden.

Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 8–15** dargestellt. Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinien kann **Tafel 8-14** entnommen werden.

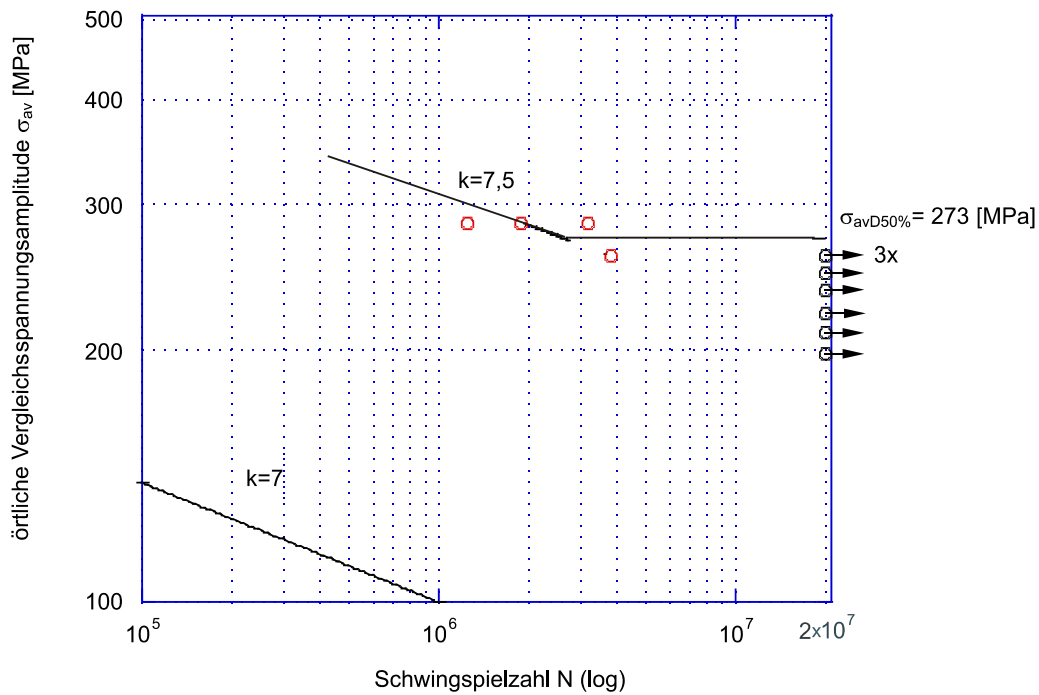


Bild 8–15: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus 30Mn5

k	7,5
s	0,062
K_{tov}	1,37
$\sigma_{\text{avD}} (2 \cdot 10^7)$	273 MPa

Tafel 8-14: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB Bericht 84 (1974)

In dieser Untersuchung wurden Schwingversuche an fünf Radsatzwellen der SNCB mit der in **Bild 8–16** dargestellten Geometrie durchgeführt. Die Vergleichsspannungsformzahl beträgt nach /Pete 53/ $K_{\text{tov}}=1,86$, das Durchmesser Verhältnis $D/d=1,12$.



Bild 8–16: Untersuchte Radsatzwelle der SNCB

Unmittelbar aus der Wellenoberfläche wurden drei Radsatzwellen je drei Zugproben entnommen. Die Versuchsergebnisse sind in **Tafel 8-15** als Mittelwerte aus den Einzelversuchen angegeben.

Welle	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]	Z [%]
3623	637	343	24	47
3633	583	325	27	52
3673	570	278	26	48

Tafel 8-15: Statische Festigkeitswerte aus Proben der untersuchten Radsatzwellen

Auf Grund der im Bericht angegebenen chemischen Analyse und der mechanischen Kennwerte handelt es sich um einen mit A1N vergleichbaren Werkstoff.

Die Versuchsergebnisse in doppeltlogarithmischer Auftragung zeigt **Bild 8-17**. Der Mittelwert für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen kann **Tafel 8-16** entnommen werden. Eine Neigung der Wöhlerlinie kann nicht angegeben werden, da für eine Regression zuwenig Versuchspunkte vorliegen.

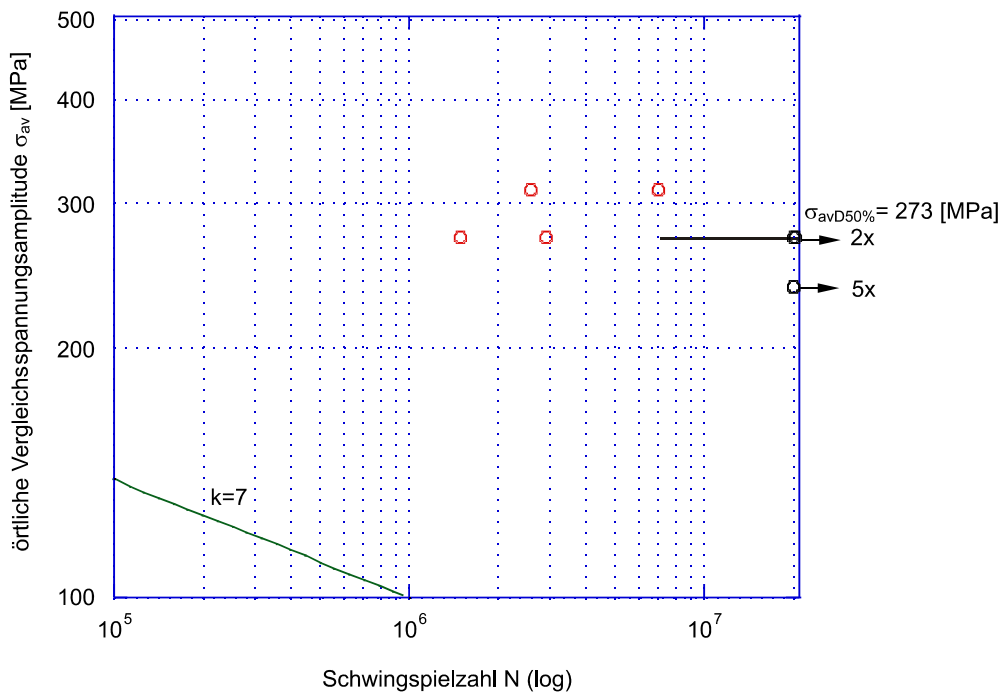


Bild 8-17: Wöhlerversuche an Radsätzen der SNCB

k	-
s	0,032
$K_{\sigma v}$	1,86
$\sigma_{avD} (2 \cdot 10^7)$	273 MPa

Tafel 8-16: Parameter der Versuchsauswertung

DB AG I (2002)

In einer Untersuchung der DB AG aus dem Jahre 2002 wurden Radsatzwellen aus A5T (42CrMo4) geprüft. **Tafel 8-17** zeigt die aus dem Abnahmeprüfzeugnis des Rohteilherstellers angegebenen statischen Festigkeitskennwerte für die aus neun Radsatzwellen entnommenen Zugproben (Mittelwert).

R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
826	658

Tafel 8-17: Statische Festigkeitswerte der Radsatzwellen aus A5T, Mittelwert der Prüfung von neun Zugproben

Die Versuche wurden so durchgeführt, wie die Radsätze im BMBF-Projekt geprüft worden sind: Durch eine applizierte DMS-Kette wurde auf die örtlich wirkende Dehnung im Korbbogen geregelt. Bei der Auswertung ist auf eine Vergleichsspannungsamplitude σ_{av} umgerechnet worden.

Die Versuchsergebnisse sind in **Bild 8-18** dargestellt. Der Mittelwert für die Festigkeit bei $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen kann **Tafel 8-18** entnommen werden. Eine Wöhlerlinienneigung kann nicht angegeben werden, da eine Regression durch die Versuchspunkte keinen sinnvollen Wert liefert.

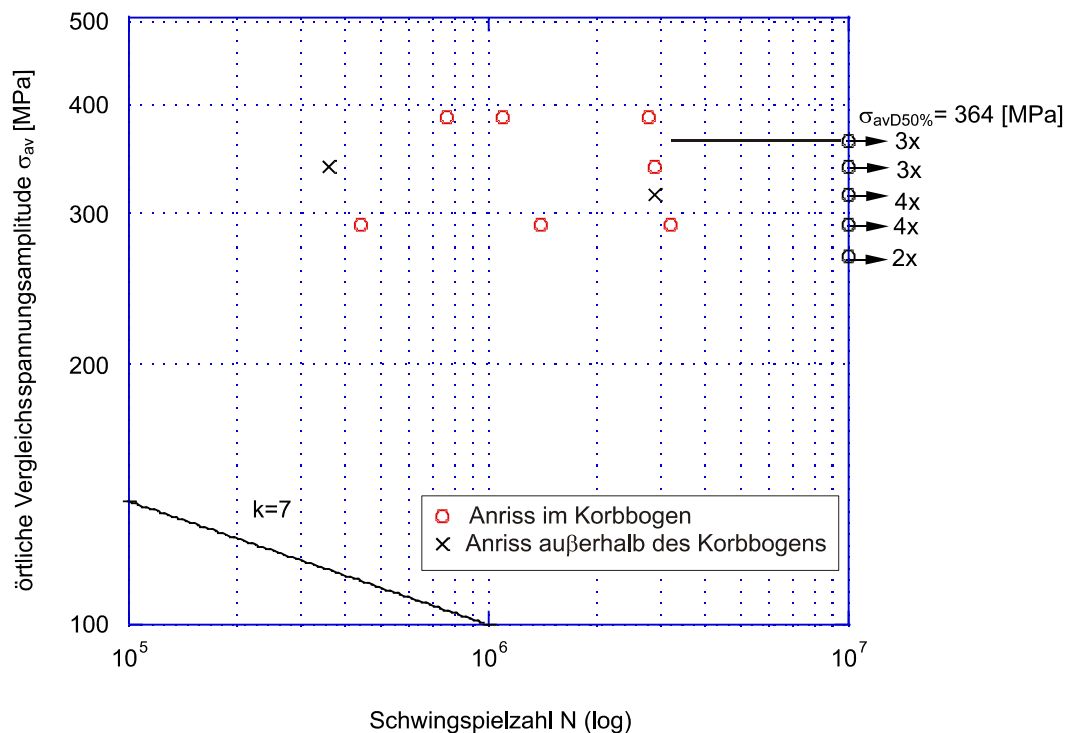


Bild 8-18: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus A5T

k	-
s	0,326
$\sigma_{avD} (1 \cdot 10^7)$	364 MPa

Tafel 8-18: Parameter der Versuchsauswertung

DB AG II (2002)

In einer weiteren Untersuchung aus dem Jahr 2002 wurden fünf Treibradsatzwellen aus 34CrNiMo6 geprüft. Angaben über statische Festigkeitswerte liegen nicht vor. **Tafel 8-19** zeigt die statischen Festigkeitswerte nach EN 10083-1.

R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]	Z [%]
900-1100	≥ 700	12	55

Tafel 8-19: Statische Festigkeitswerte für 34CrNiMo6 nach EN 10083-1

Die Versuchsergebnisse, umgerechnet auf eine Vergleichsspannung σ_{av} , sind in **Bild 8–19** dargestellt. Der Mittelwert für die Festigkeit bei $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen kann **Tafel 8-20** entnommen werden. Eine Wöhlerlinienneigung kann nicht angegeben werden, da für eine Regression im Zeitfestigkeitsbereich zu wenig Versuchspunkte vorliegen.

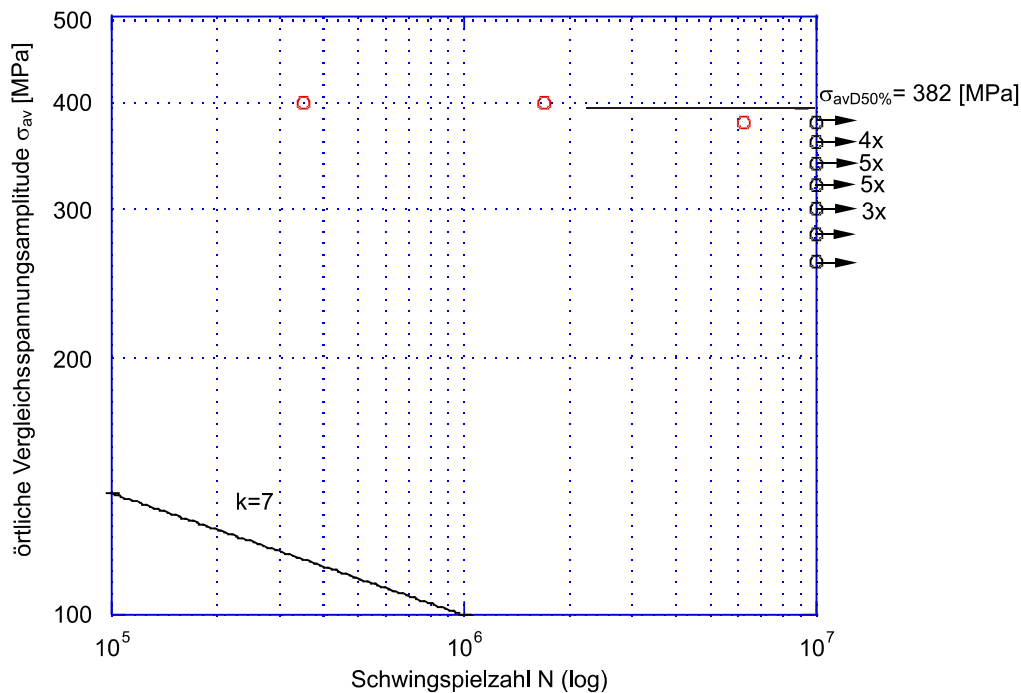


Bild 8–19: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus 34CrNiMo6

k	-
s	0,091
$\sigma_{avD} (1 \cdot 10^7)$	382 MPa

Tafel 8-20: Parameter der Versuchsauswertung

LBF (1975)

Im Rahmen des Forschungsvorhabens TG 924-„Untersuchung der Belastungsfähigkeit kompletter Radsätze“ wurden vom LBF Darmstadt Schwingversuche an Treibradsätzen von Fahrzeugen der Baureihe ET 403 durchgeführt, /LBF 75/. **Bild 8–20** zeigt die Geometrie des Bauteils.

Die Radsätze bestehen aus 25CrMo4. Die Zugfestigkeit wird mit $R_m=700$ MPa, die Streckgrenze mit $R_{p0,2}=600$ MPa angegeben. Durchgeführt wurden die Versuche unter Planbiegung als Wöhlerversuch ($R=-1$) wie auch im 8-Stufen-Blockprogramm mit standardisiertem Kollektiv (LBF-Normkollektiv). Die Grenzwahrschwingspielzahl im Einstufenversuch beträgt $3 \cdot 10^6$ Schwingspiele.

Im Bereich des Korbbogens der freien Oberfläche sowie in der Mulde sind Schwingbrüche aufgetreten. Für den Korbbogen wird eine Vergleichsspannungsformzahl von $K_{tov}=1,19$, für die Mulde eine Formzahl von $K_{tov}=2,02$ angegeben.

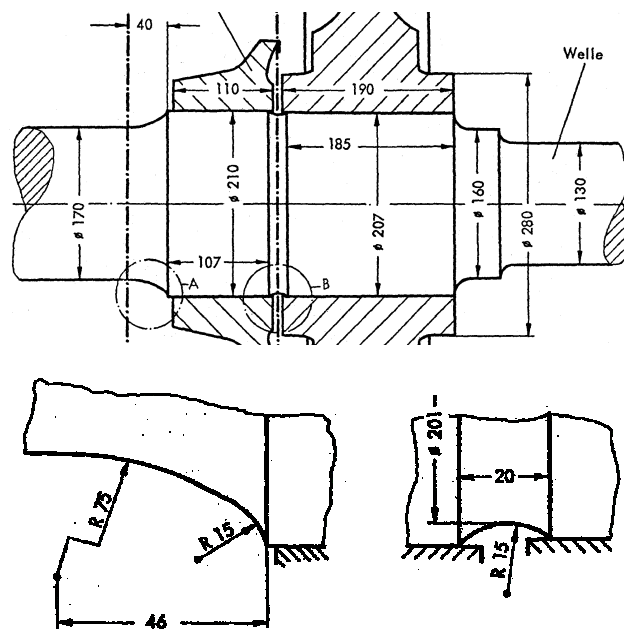


Bild 8–20: Geometrie der in /LBF 75/ geprüften Radsätze

Die Mittelwerte für die in /LBF 75/ angegebene Festigkeit bei $3 \cdot 10^6$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinien kann **Tafel 8-21** entnommen werden.

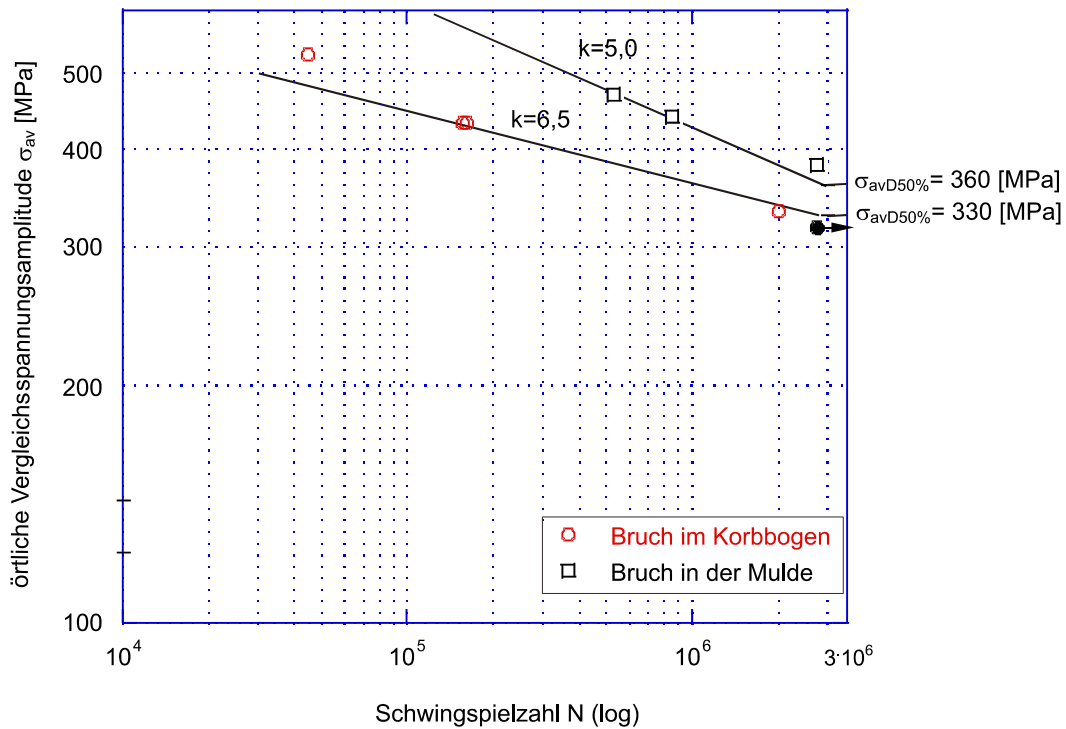


Bild 8–21: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus 25CrMo4, /LBF 75/

	Korbbogen	Mulde
k	6,5	5,0
s	0,051	
$K_{t\sigma v}$	1,19	2,02
$\sigma_{avD} (2 \cdot 10^6)$	330 MPa	360 MPa

Tafel 8-21: Parameter der in /LBF 75/ ermittelten Wöhlerlinie

Zur Extrapolation der im Mehrstufenversuch ermittelten Ergebnisse auf 10^9 Schwingspiele wird in /LBF 75/ eine Schädigungsrechnung nach Miner–Haibach durchgeführt. Diese ergibt für den Korbbogen eine Neigung der Gaßnerlinie von $k=7$ und für die Mulde von $k=6$. Die Streuung wird mit $s=0,028$ abgeschätzt.

LBF (1981)

In /LBF 81/ wird von Schwingfestigkeitsversuchen an Radsätzen berichtet. Durchgeführt wurden die Versuche auf zwei verschiedenen Prüfständen. Bei dem Prüfstand A handelt es sich um eine Anlage mit frei umlaufender Radsatzwelle, bei Prüfstand B um einen Resonanzschwinger mit stehendem Rad.

Untersucht wurden insgesamt vier Radsatzwellen aus 25CrMo4 mit der in **Bild 8–22** dargestellten Geometrie. Die Zugfestigkeit des Werkstoffs wird mit $R_m=700$ MPa angegeben, zur Streckgrenze werden keine Angaben gemacht. An diesen Bauteilen sind Schwingbrüche im Korbbogen aufgetreten.

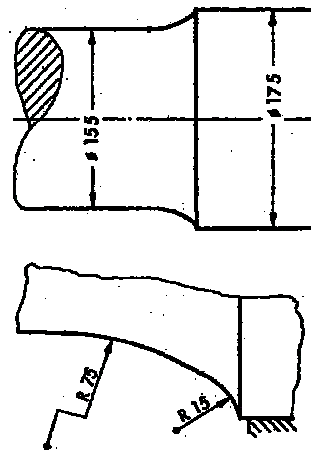


Bild 8–22: Geometrie der in /LBF 81/ geprüften Radsatzwellen

Die Formzahl beträgt $K_{tov}=1,21$. **Bild 8–23** zeigt die Ergebnisse der Schwingversuche in doppeltlogarithmischer Darstellung. Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinie kann **Tafel 8-22** entnommen werden.

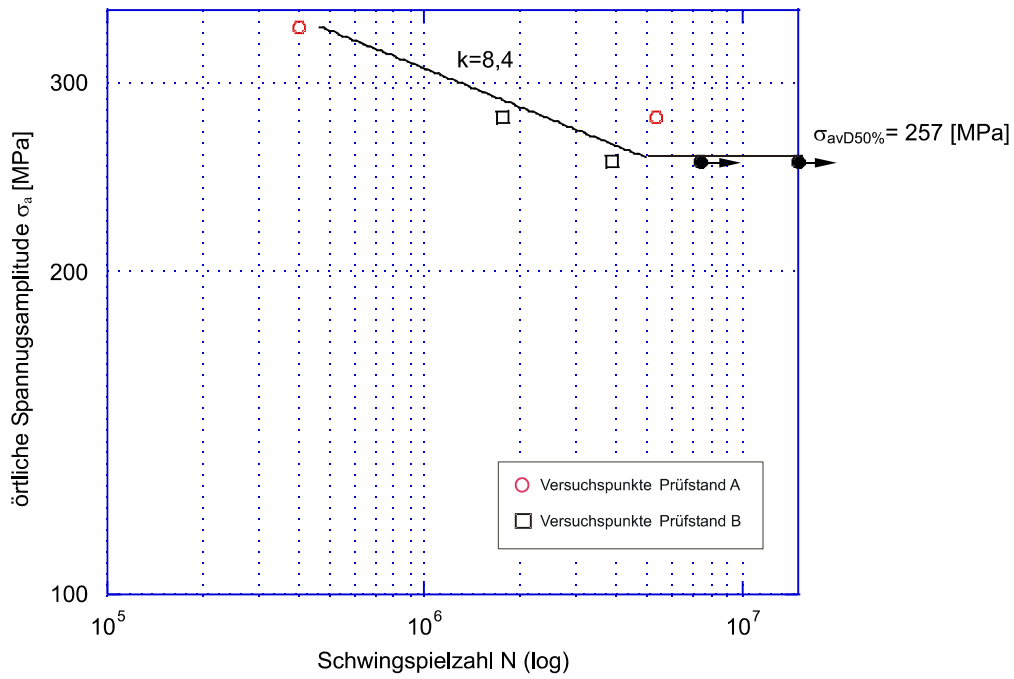


Bild 8–23: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus 25CrMo4, D=175 mm, /LBF 81/

k	8,4
s	0,055
K_{tov}	1,21
$\sigma_{avD} (2 \cdot 10^7)$	257 MPa

Tafel 8-22: Parameter der Versuchsauswertung

Zusammenfassung der Wöhlerversuche an Radsatzwellen

Bild 8–24 und **Bild 8–25** geben die Ergebnisse aus Wöhlerversuchen an Radsatzwellen zusammenfassend wieder. Die ermittelte dauerfest ertragbare örtliche Vergleichsspannungsamplitude $\sigma_{avD50\%}$ ist in Abhängigkeit der Streckgrenze bzw. der Zugfestigkeit aufgetragen. Eine tabellarische Übersicht gibt **Tafel C-1** im Anhang.

Bei Untersuchungen, die keine Angaben zu den statischen Festigkeitskennwerte enthalten, wurde die Zugfestigkeit bzw. die Streckgrenze den entsprechenden Werkstoffnormen entnommen (prEn13260, EN 10083, EN 10147).

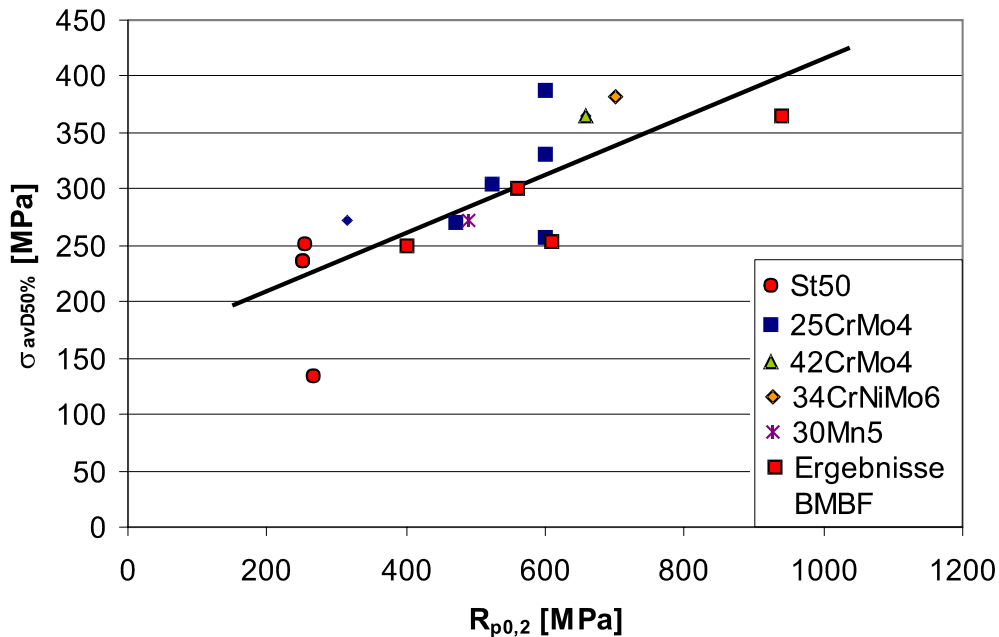


Bild 8–24: Ergebnisse aus Wöhlerversuchen an Radsatzwellen in Abhängigkeit von der Streckgrenze

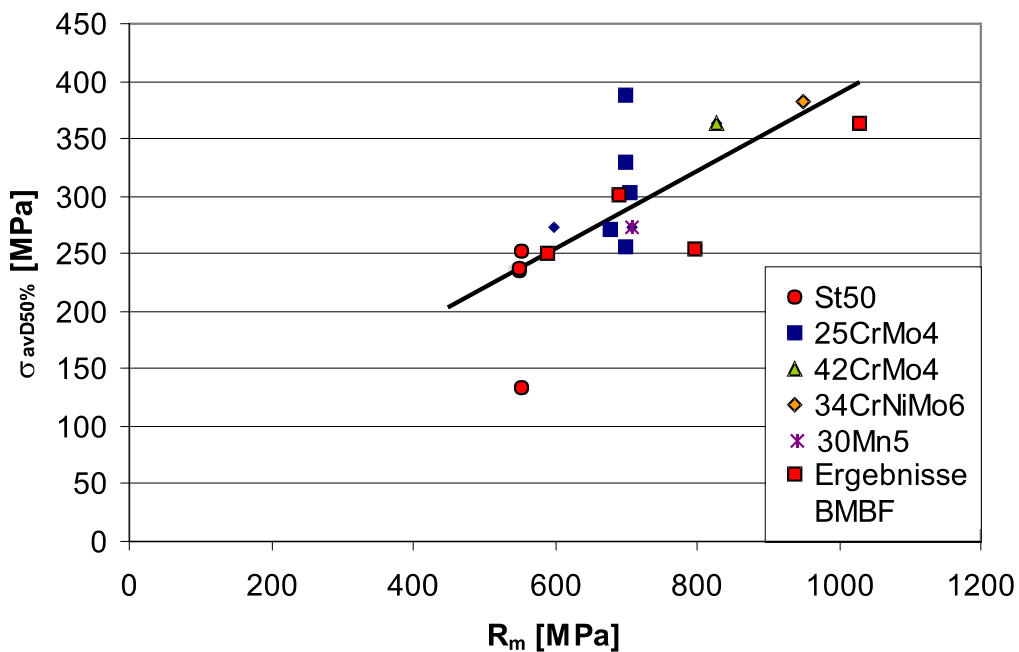


Bild 8–25: Ergebnisse aus Wöhlerversuchen an Radsatzwellen in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit

Weitere Untersuchungen

FVV (1981)

In /FVV 81/ wurde die Dauerfestigkeit von großen Kurbelwellen untersucht. Die Durchmesser der geprüften Kurbelzapfen ist vergleichbar mit denen von Radsatzwellen. **Tafel C-3** im Anhang gibt eine Übersicht der untersuchten Werkstoffe und die ermittelten Kennwerte. **Bild C-3** und **Bild C-4** geben die Untersuchungsergebnisse zusammenfassend wieder.

Für den A5T entsprechenden Werkstoff 42CrMo4 im vergüteten Zustand wurde bei vergleichbarer Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze eine örtliche Dauerfestigkeit von 283-313 MPa ermittelt, **Tafel 8-23**. Die örtlich dauerfest ertragenen Spannungsamplituden liegen damit wesentlich höher als die für die Radsatzwellen aus A5T, die in diesem Vorhaben ermittelt wurden.

D	R _m	R _{p0,2}	$\sigma_{bW50\%}$	Anzahl geprüfter Kurbelzapfen
[mm]	[MPa]			
285	746	548	283	6
285	797	598	301	4
292	829	689	313	4

Tafel 8-23: Festigkeitswerte ermittelt an großen Kurbelwellen aus 42CrMo4, /FVV 81/

Der in /FVV 81/ untersuchte, mit A4T vergleichbare Werkstoff 25CrMo4 liegt in einem sehr hoch vergüteten Zustand vor und kann deshalb nicht unmittelbar mit der im Versuch an Radsatzwellen ermittelten Dauerfestigkeitsamplitude verglichen werden.

Eine Sammlung von Dauerfestigkeitsdaten großer Kurbelwellen (Durchmesserbereich 50-650 mm) wurde von einer Arbeitsgruppe der CIMAC (Conseil International des Machines à Combustion) zusammengestellt, /IABG 75/. Die tabellarische Auflistung ist im Anhang C, **Tafel C-5** aufgeführt. Hierzu ist anzumerken, dass bei den aufgelisteten Untersuchungen teilweise nur ein geringer Probenumfang vorliegt und die ertragbare Spannungsamplitude z.T. erheblich streut.

8.3 Radsatzwellen 1:1, Presssitz

Zielsetzung war mit einer nur schwach abgesetzten Welle ($D / d = 165 \text{ mm} / 160 \text{ mm} = 1,03$) die Festigkeit des Presssitzes zu ermitteln. Bei den ersten Versuchen der Werkstoffe A1N und A5T zeigte sich, dass die Wellen derart schwach abgesetzt waren, dass zwar der Presssitz als Anrissort abgesichert war, aber die resultierenden Festigkeiten unter den Erwartungen blieben, **Bild A–8**. Daher wurde die Geometrie für die Versuche an den Werkstoffen A4T und 34CrNiMo6 zu einem höheren Durchmesser Verhältnis hin geändert ($D / d = 165 \text{ mm} / 153 \text{ mm} = 1,08$), **Bild A–10**. Mit diesem Verhältnis wurden auch zwei Wellen der Werkstoffe A5T geprüft.

8.3.1. Prüfkörper

Der Stahl der Werkstoffe A1N und A4T wurde durch Trinec und für die Werkstoffe A5T und 34CrNiMo6 durch NMH Sulzbach-Rosenberg in Blöcke vergossen. Die Rohteile wurden wie auch die der Prüfreihe Freie Oberfläche von der PSW Schmiedetechnik GmbH, Brand-Erbisdorf, vorgeschmiedet und vergütet. Der Umformgrad beträgt bei allen Werkstoffen etwa 5,3. Die Kontur des Rohteiles kann **Bild A–2** entnommen werden. Nach dem Schmieden wurde eine 100% US-Prüfung durchgeführt. Dabei wurden keine registrierungspflichtigen Anzeigen gefunden. Die Aufteilung der spanenden Bearbeitung und des Fügens entspricht ebenfalls dem Vorgehen der Versuchsreihe Freie Oberfläche. Das heißt, dass die A1N und die A5T-Wellen von der Gutenhoffnungshütte Radsatz GmbH, Oberhausen, und die Wellen aus A4T und 34CrNiMo6 von der Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH, Bochum, spanend bearbeitet und gefügt wurden. Die Festlegung der Zerspanungsparameter ist beispielhaft für den Werkstoff A1N in **Bild A–4** und die Schleifbearbeitung der Sitze in **Bild A–5** gezeigt. Die Geometrie der Wellen ist in den Fertigungszeichnungen dargestellt, **Bild A–8** bzw. **Bild A–10**. Die Geometrien der verwendeten Einspannscheiben können den Zusammenbauzeichnungen **Bild A–9** bzw. **Bild A–10** entnommen werden.

Die Radscheibensitze weisen einen Nenndurchmesser von 165 mm auf. Die Passung lautet H7/u6. Das geringste Übermaß beträgt damit 0,170 und das größte Übermaß 0,235 mm. Die rechnerische Fugenpressung liegt damit im Bereich zwischen 50 und 80 MPa.

8.3.2. Werkstoffe

Aufgrund der nahezu identischen Herstellung der Wellen im Vergleich zu den Versuchswellen der Freien Oberfläche wird davon ausgegangen, dass die Gefüge vergleichbar sind. Die Gefüge der Werkstoffe können in Längs- und Querschliffen für die Werkstoffe A1N bis 34CrNiMo6 **Bild B–11** bis **Bild B–18** entnommen werden. Die Schlitze sind den angeschmiedeten Enden der Wellen entnommen. Die chemische Zusammensetzung der Schmelze und aus der Stückanalyse ist in **Tafel 8-24** angegeben. Die chemische Zusammensetzung der Werkstoffe A1N bis A5T erfüllt den Anforderungen bzw. Empfehlungen der /UIC 811-1/ die des Werkstoffes 34CrNiMo6 erfüllt /DIN EN 10083-1/ und /DIN EN 10250-3/.

Schmelze	C Al	Si N ₂	Mn Ti	P Ca	S Cu	Cr Sn	Mo	V	Ni B
A1N	0,350 0,0100	0,280 0,0064	0,870 0,000	0,0130 0,0000	0,0080 0,0500	0,060 0,0040	0,003	0,003	0,040 0,0000
A4T	0,270 0,0060	0,240 0,0079	0,690 0,000	0,0140 0,0000	0,0020 0,0700	1,070 0,0040	0,170	0,030	0,210 0,0000
A5T	0,420 0,0040	0,170 0,0037	0,770 0,000	0,0130 0,0000	0,0050 0,0800	1,080 0,0060	0,220	0,010	0,230 0,0000
34CrNiMo6	0,340 0,0080	0,180 0,0031	0,580 0,000	0,0120 0,0000	0,0080 0,0900	1,520 0,0070	0,190	0,050	1,580 0,0000
Stück- analyse	C Al	Si N ₂	Mn Ti	P Ca	S Cu	Cr Sn	Mo	V	Ni B
A1N	0,36 0,0079	0,29	0,89	0,012	0,009 0,05	0,07 0,002			0,03
A4T	0,27 0,006	0,23	0,69	0,013	0,002 0,07	1,07 0,004	0,16	0,03	0,20
A5T	0,43 <0,001	0,16	0,77	0,014	0,008 0,08	1,06 0,004	0,23	0,01	0,22
34CrNiMo6	0,35 0,006	0,17	0,56	0,012	0,007 0,09	1,50 0,007	0,19	0,04	1,60

Tafel 8-24: Chemische Zusammensetzung der Schmelze und der Stück-analyse nach Werkstoffzeugnis der Schmiede (Angaben in %)

An der Welle PC49 aus dem Werkstoff A5T wurden Härtemessungen durchgeführt. Die Spuren entlang denen gemessen wurde können **Bild A–24** entnommen werden. Die Gemessenen Verläufe sind in **Bild A–25** und **Bild A–26** dargestellt. Auffällig ist dabei, dass die Härtewerte relativ stark streuen. Sie reichen von etwa 230 bis 330 HV30. Bei den Messungen an den 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6 ist die Streuung nicht so groß.

8.3.3. Oberflächenrauigkeit

An den Wellen der Versuchsreihen zur Presssitzprüfung sind keine Rauigkeitsmessungen durchgeführt worden. Die Zerspanungsparameter sind aber für die Bereiche der Korbbögen bzw. Übergangsradien und der Sitze bei beiden Prüfgeometrien identisch festgelegt, **Bild A–3** bis **Bild A–5**, so dass ähnliche Verhältnisse wie bei den Wellen der Versuchsreihen Freie Oberfläche vorliegen.

8.3.4. Eigenspannungen

An Radsatzwellen zur Presssitzprüfung wurden keine Eigenspannungsmessungen durchgeführt. Die Zerspanungsparameter sind aber für die Bereiche der Korbbögen bzw. Übergangsradien und der Sitze bei beiden Prüfgeometrien identisch festgelegt, **Bild A–3** bis **Bild A–5**, so dass ähnliche Verhältnisse wie bei den Wellen der Versuchsreihen Freie Oberfläche vorliegen.

8.3.5. Nennspannungen

Da das Prüfen auf der Basis lokaler Spannungen an der Nabeninnenkante nicht möglich ist, werden die Versuche an den Presssitzen auf Basis von Nennspannungen durchgeführt. Diese werden auf den Fügedurchmesser D bezogen. Mit der statischen Kalibrierung ist der statische Zusammenhang zwischen Biegemoment und den Dehnungen an der Regelebene und der 10'er DMS-Kette bekannt. Aufgrund von Effekten aus der Eigenmasse des Wellenschaftes ist bei der dynamischen Prüfung jedoch der Biegemomentenverlauf nicht mehr linear. Daher wird anschließend bei der dynamischen Kalibrierung ohne separatem Kraftaufnehmer die Dehnung der Regelebene so eingestellt, dass auch beim dynamischen Versuch an der DMS-Kette in unmittelbarer Nähe der Nabenkante die gleiche Spannung herrscht.

8.3.6. Versuchsaufbau und -durchführung

Die Prüfung der Versuchsreihe Presssitz entspricht im Wesentlichen der unter 8.2.5 beschriebenen Prüfung der Versuchsreihe Freie Oberfläche. Die Prüfung wurde für alle vier Werkstoffe bei der Firma SincoTec Bauteilprüftechnik, Clausthal-Zellerfeld, durchgeführt.

Als Grenzwahrscheinlichkeit sind 10^7 Lastwechsel gewählt. Als Abschaltkriterium dient in der Regel ein Abfall der Eigenfrequenz um etwa 0,6 Hz. Die für verschiedene Frequenzabfälle erreichte Rissform und -tiefe kann einer Übersicht in **Bild A-46** entnommen werden.

8.3.7. Versuchsergebnisse

Die Einzelergebnisse sind in **Tafel A-9** bis **Tafel A-18** aufgeführt. Bei den Versuchsreihen zur Festigkeit des Presssitzes sind hochgesetzte Proben nicht mit in die Auswertung eingegangen, da ein Einlaufen der Verbindung nicht ausgeschlossen werden kann. Die Versuchsergebnisse sind in der Regel nach der Maximum-Likelihood Methode ausgewertet worden, /Liu 01/. Die Versuchsreihe aus dem Werkstoff A5T mit einem Durchmesser Verhältnis von 1,03 wurde nach dem Perlschnurverfahren ausgewertet.

Werkstoff	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]	Z [%]	S_{aD} [MPa]	s
A1N ¹	595	396	27,9	54,6	105	0,0092
A4T ²	702	583	22,6	66,5	189	0,014
A5T ¹	817	646	22,1	67,9	99	0,052
A5T ²	817	646	22,1	67,9	214 ³	-
34CrNiMo6 ²	1.017	922	19,1	65,1	152	0,049

¹ ursprüngliche Geometrie $D = 165$ mm, $d = 160$ mm und $D/d = 1,03$

² modifizierte Geometrie $D = 165$ mm, $d = 153$ mm und $D/d = 1,08$

³ Mittelwert aus den höchsten überlebten Horizonten von zwei Prüflingen

Tafel 8-25: Übersicht der gemittelten statischen Kennwerte und der Versuchsergebnisse für die Versuchsreihe Presssitz

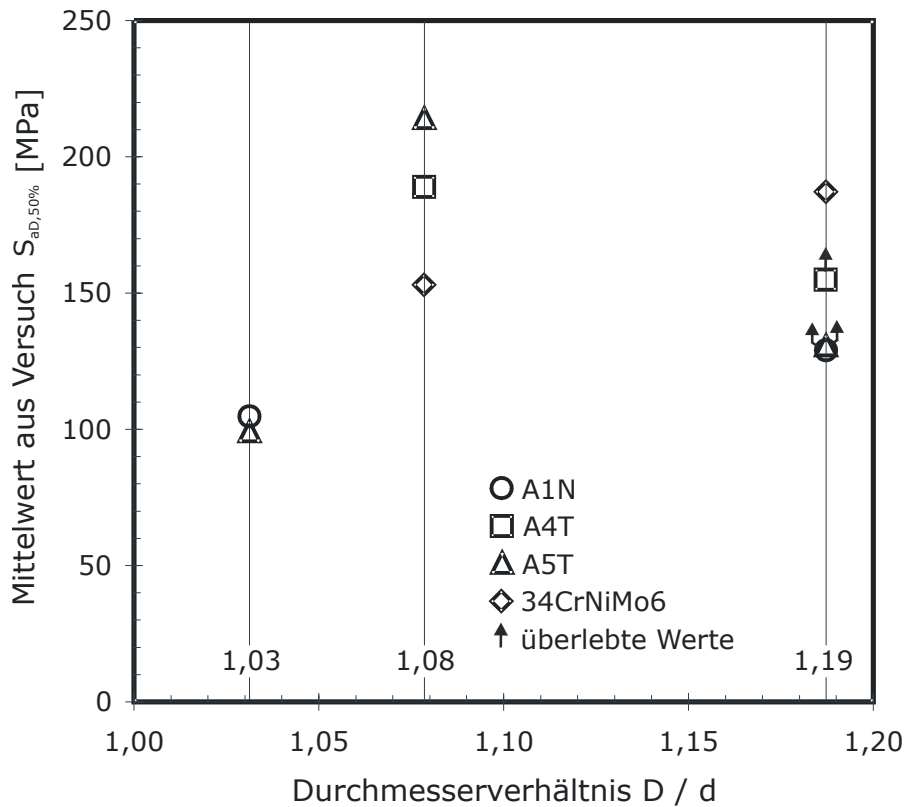


Bild 8–26: Darstellung der Versuchsergebnisse der Versuchsreihe Presssitz; vergleichend sind die Ergebnisse der Versuchsreihen Freie Oberfläche mit $D/d = 1,19$ angegeben

Deutlich ist der Einfluss des Durchmesserverhältnisses D/d im Bereich schwach abgesetzter Wellen. Die Festigkeit der ursprünglichen Wellen mit einem Durchmesserverhältnis von 1,03 liegt etwa im Bereich von 100 MPa. Die modifizierte Geometrie mit einem Durchmesserverhältnis von 1,08 weisen demgegenüber eine Festigkeit im Bereich von 150 bis 200 MPa auf. Die Versuche der Freien Oberfläche können mit in betracht gezogen werden. Aufgrund der Durchmesser und der Vergleichsspannungsformzahl liegt bei diesen Versuchsreihen zwischen der Nennspannung an der Nabensitzkante und der lokalen Vergleichsspannung im Korbbogen ein Faktor von 2,0. Da außer für den Werkstoff 34CrNiMo6 die Anrisse ausnahmslos in der Freien Oberfläche entstehen, können für den Sitz nur überlebte Spannungswerte angegeben werden. Diese Werte liegen oberhalb von 150 MPa. Für den Werkstoff 34CrNiMo6 treten zwei Brüche im Sitz auf, so dass die Festigkeit hier mit etwa 180 MPa abgeschätzt werden kann.

Dies kann qualitativ dadurch begründet werden, dass bei den stärker abgesetzten Wellen die Nabenkante im Spannungsschatten des Korbbogens vor der Nabenkante liegt. Dadurch fallen die hohe Presspassung im Bereich der Kante und die Stelle maximaler Längsspannung nicht zusammen, vgl. **Bild 8–27**.

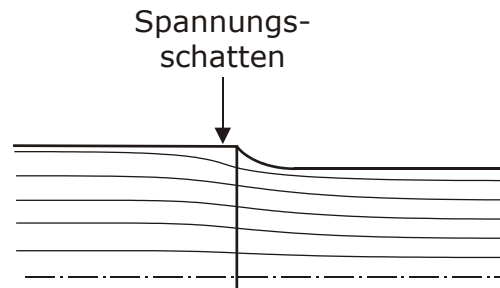


Bild 8–27: Spannungsfluss und -schatten aufgrund des Korbbogens (schematisch)

Eine andere Erklärung ist, dass der Schlupf bei der modifizierten Geometrie geringer ausfällt. Die wiederholte Relativbewegung zwischen Welle und Nabe führt zu einem Abrieb von Werkstoff der beiden Kontaktpartner. Die anschließende Reibkorrosion zerstört die Oberflächen. Es tritt damit ein von der Ermüdung verschiedener Schädigungsmechanismus auf. **Bild E–9** zeigt die Schlupfverteilung (Schlupfweg und -tiefe) wie sie mit einer FE-Berechnung für 120 MPa Nennspannung an der Nabeninnenkante bei dem Durchmesser Verhältnis von 1,03 auftritt. FE-Berechnungen von solchen Kontaktproblemen müssen, um quantitativ sichere Ergebnisse zu ergeben, am Experiment kalibriert werden. Eine solche Kalibrierung ist nicht durchgeführt worden. Die absoluten Ergebnisse sind daher nicht belastbar. Dennoch kann im Vergleich zu **Bild E–10**, welches die Schlupfverteilung bei gleichen Randbedingungen für einen Durchmesserunterschied von 1,19 zeigt ein größerer Schlupf festgestellt werden.

Dass eine höhere statische Festigkeit ebenso zu einer höheren Schwingfestigkeit wie bei der Freien Oberfläche führt kann für den Presssitz aus den vorliegenden Ergebnissen nicht abgeleitet werden. Bei dem Durchmesser Verhältnis von 1,03 sind die erreichten Festigkeiten von A1N und A5T ähnlich. Für 1,08 liegt der Werkstoff A4T günstiger als der 34CrNiMo6. Da bei dem Durchmesser Verhältnis von 1,19 Anrisse nur für einen Werkstoff im Presssitz auftreten, kann hier keine Aussage gemacht werden.

Für den Werkstoff A5T wird bei einem Durchmesser Verhältnis von 1,08 eine auffällig hohe Schwingfestigkeit ermittelt. In Anbetracht der Ergebnisse am Werkstoff A4T sollte dies als Ausreißer nach oben gewertet werden. Es kann jedoch auch einen Hinweis darauf geben, dass im Bereich der Presssitze eine Trainierwirkung bestehen könnte. Aufgrund der schwingenden Beanspruchung auf einem niedrigen Beanspruchungshorizont kann es zu einer Erhöhung des Haftbeiwertes kommen, die eine Verminderung der Schlupfwegamplitude zur Folge hat. Dies kann das Auftreten von Reibkorrosion in höhere Lastbereiche verschieben.

8.3.8. Fraktographische Untersuchungen

Für die Geometrien, bei denen der Bruch im Presssitz vorgesehen war, trat dieser auch ausnahmslos im Sitz auf. Bei den verschiedenen Geometrien ergeben sich für den Anrissort jedoch unterschiedliche Positionen hinsichtlich der Entfernung von der Nabenkante und der Form der Rissfront.

Die Wellen mit einem Durchmesser Verhältnis von 1,03 zeigen den Anriss maximal 2 mm von der Nabenkante entfernt. Die Oberflächenpunkte des Risses laufen in Umfangsrichtung in diesem Abstand von der Nabenkante ohne axiale Ablenkung weiter. Der Riss breitet sich dabei zunächst als Sichelriss oder auch Umfangsriss aus. Später wächst er an einer Stelle bevorzugt in Tiefenrichtung,

Bild A–41 und **Bild A–46**. Die von außen sichtbare Lage des Risses ist bei den Wellen aus A5T identisch, aber bei den aufgebrochenen Wellen wächst der Riss stärker in die Tiefe, **Bild A–47** und **Bild A–48**. Bei der optimierten Geometrie mit einem Durchmesser Verhältnis von 1,08 tritt der Riss etwas tiefer in der Pressverbindung auf, **Bild A–49**. Der Abstand zur Nabenkante beträgt etwa 5 bis 10 mm. Es scheinen mehrere Anrisse entlang des Umfanges vorzuliegen. Es kommt jedoch nicht zu einem umlaufenden bzw. zu einem Sichelriss, **Bild A–50**. Vergleichend werden hier auch die beiden Risse genannt, die bei der Versuchsreihe zur Freien Oberfläche am Werkstoff 34CrNiMo6 auftraten erwähnt. Die axiale Position und den Rissverlauf auf der Oberfläche zeigt **Bild A–53**. Der Anriss tritt noch tiefer in der Pressverbindung als bei der optimierten Versuchsreihe zum Presssitz auf. Der Rissverlauf ist recht zerklüftet, **Bild A–53**. **Bild 8–28** zeigt eine Übersicht der Bruchlagen.

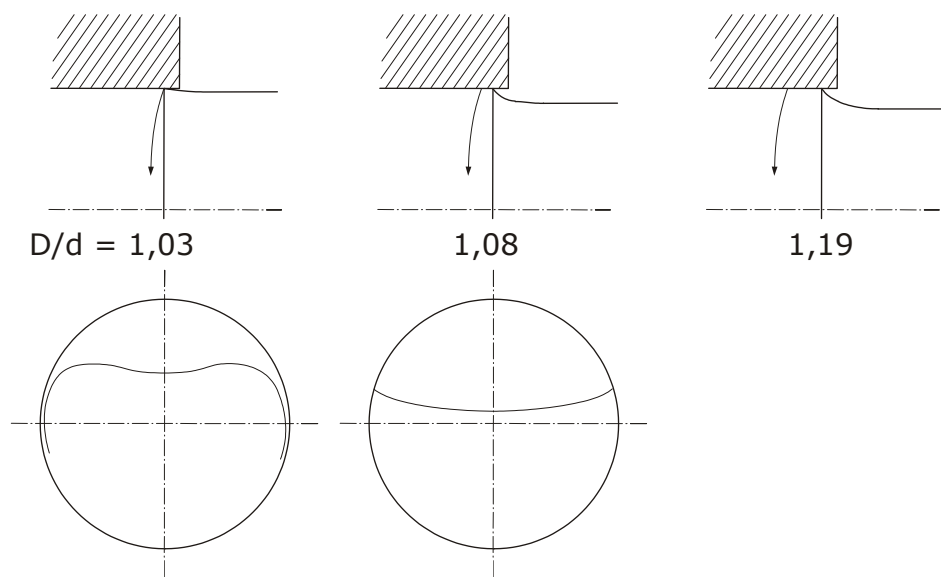


Bild 8–28: Axiale Lage des Anrisses (oben) und Rissfrontverlauf (unten) für die im Presssitz angerissenen Wellen mit dem Durchmesser Verhältnis 1,03 (links) und 1,08 (mitte) und der Freien Oberfläche (nur 34CrNiMo6, rechts)

8.3.9. Ergebnisse im Schrifttum

DB-Bericht 90 (1982)

In den diesem Bericht zu Grunde liegenden Versuchen wurden Versuche mit praktisch nicht abgesetzten Wellen durchgeführt. Ziel war einen negativen Einfluss von Molybdänbeschichtungen auf die Schwingfestigkeit von Presssitzen ausschließen zu können. Dazu wurden 21 molybdän- und 19 nicht beschichtete Wellen bis zu einer Grenzschriftspielzahl von $2,5 \cdot 10^7$ geprüft. Die Prüfung wurde auf einem Unwuchtprüfstand durchgeführt. Der Schaftdurchmesser betrug jeweils 165 mm und der Sitzdurchmesser 165,5 mm. Damit sind die Wellen praktisch durchgehend. Der Nabenaußendurchmesser betrug 250 mm wobei der Radscheibensteg mit 90 mm steif ausgeführt war. Die Versuche wurden als Treppenstufenfolge durchgeführt, **Bild 8–30**. Eine statistische Auswertung nach der Methode der größten Mutmaßlichkeit zeigt **Tafel 8-26**.

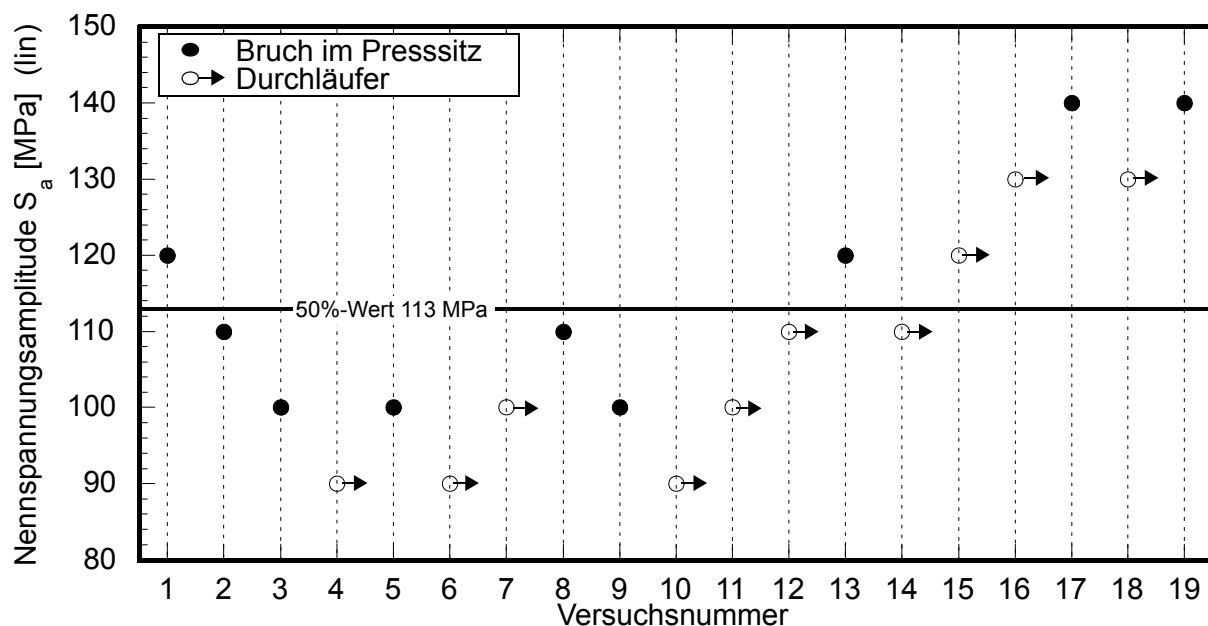


Bild 8–29: Treppenstufenfolge der Versuche an nicht molybdänbeschichteten Radsitzen

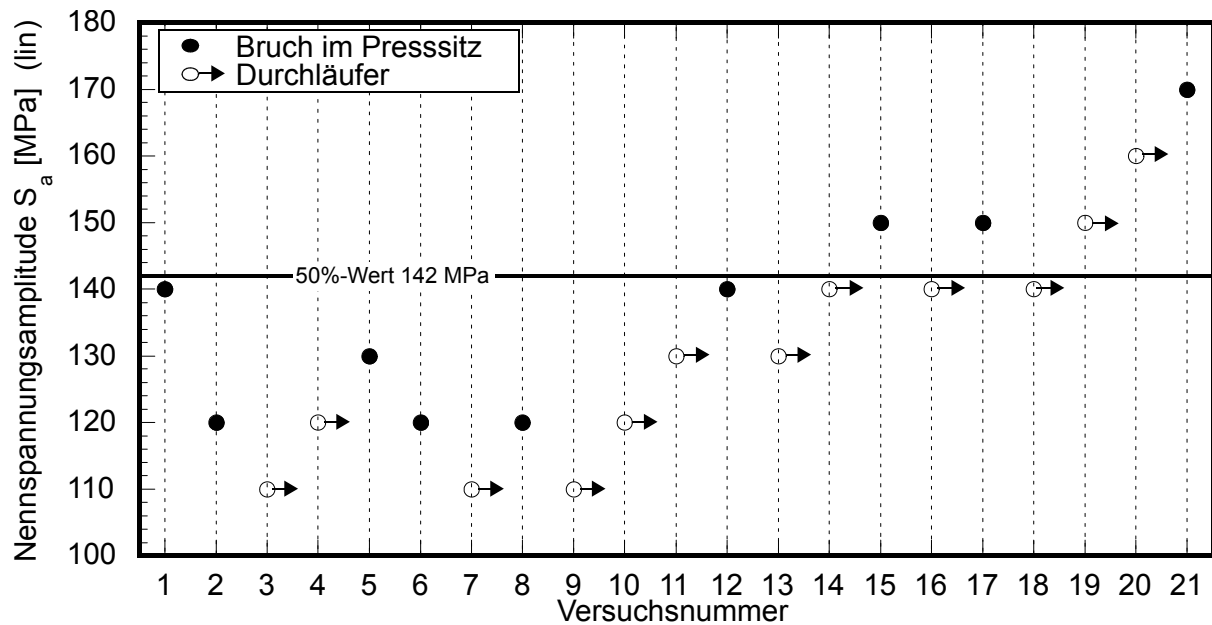


Bild 8—30: Treppenstufenfolge der Versuche an molybdänbeschichteten Radsitzen

Wellenausführung		molybdänbeschichtet	unbeschichtet
Mittelwert	$\sigma_{aD,50\%}$	142 MPa	113 MPa
Streuung	s	0,39	0,36

Tafel 8-26: Statistische Auswertung der Versuche an molybdän- und nicht beschichteten Radsitzen

Der Mittelwert der Festigkeit der molybdänbeschichteten Wellen liegt etwa 25% über der Festigkeit der unbeschichteten Wellen. Die Streuungen sind in beiden Versuchsreihen vergleichsweise hoch.

Die dem Aufsatz von /Egel 66/ zugrunde liegenden Quellen wurden in Bezug auf die Dauerfestigkeit des Presssitzes neu ausgewertet. Die Auswertung der Versuchsergebnisse erfolgt nach der Maximum-Likelyhood-Methode. Für den Presssitz als kritischen Querschnitt wird die Nennspannung für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}}=50\%$ angegeben. Eine Übersicht der Geometrie der geprüften Radsatzwellen gibt **Bild C–1** im Anhang.

Bei den Versuchen handelt es sich um Einstufenschwingversuche an Radsatzwellen, die bei der Bundesbahn-Versuchsanstalt in Minden durchgeführt worden sind. Als Prüfeinrichtung diente ein unwuchterregter Resonanzprüfstand. Bei der Versuchsdurchführung wurde folgendermaßen vorgegangen: Nachdem eine Radsatzwelle 10^7 Schwingspiele, teilweise $2 \cdot 10^7$, ohne Bruch ertragen hat, wurde die Last erhöht, solange bis ein Anriss oder Bruch vorlag.

Da nur wenige Versuchspunkte im Zeitfestigkeitsbereich vorliegen, fällt die Neigung der eingezeichneten Wöhlerlinien z.T. sehr unterschiedlich aus. Sie ist deshalb statistisch nicht abgesichert und dient lediglich der Übersicht.

Nach /Egel 66/ ist bei einer Radsatzwelle der Presssitz dann die bruchgefährdete Stelle, wenn das Verhältnis der Widerstandsmomente von Nabe zu Schaft 1,5 und kleiner beträgt. Dabei ist anzumerken, dass nicht nur allein das Durchmesserverhältnis ausschlaggebend ist und die Dauerfestigkeit weiteren Parametern, wie beispielsweise dem Nabenüberstand oder dem im Nabensitz auftretenden Passungsrost, unterliegen kann. Diese Angaben können aus den vorliegenden Untersuchungsberichten nicht entnommen werden.

DB-Bericht 78 (1969)

In dieser Untersuchung wurden sog. DBA-Radsätze im Schwingversuch geprüft. Brüche im Presssitz sind an Radsatzwellen mit der in **Bild 8–31** dargestellten Geometrie aufgetreten. Auf Grund einer Härtemessung wurde die Zugfestigkeit auf 657 MPa abgeschätzt. Eine chemische Analyse des Werkstoffs liegt nicht vor. Die im Versuch eingestellten Belastungsmomente wurden auf die Nennspannung im Presssitz umgerechnet.

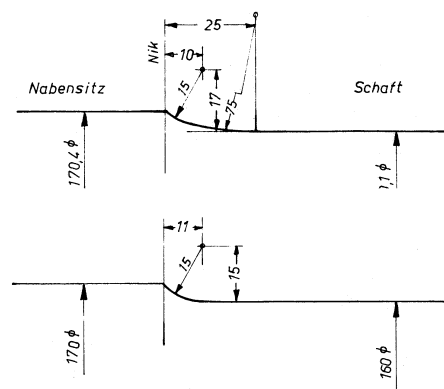


Bild 8–31: Geometrie der geprüften DBA-Radsätze

Die Versuchsergebnisse werden für beide Geometrien zusammengefasst, da ausschließlich Brüche im Presssitz auftraten und ein gleiches Durchmesserverhältnis von 1,06 vorliegt. Insgesamt liegen sechs Versuchswerte vor, **Bild 8–32**.

Die Neigung der Wöhlerlinie, die nach der Maximum-Likelyhood-Methode berechnete Dauerfestigkeit für eine Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}=50\%$ sowie die Streuung sind **Tafel 8-27** zu entnehmen.

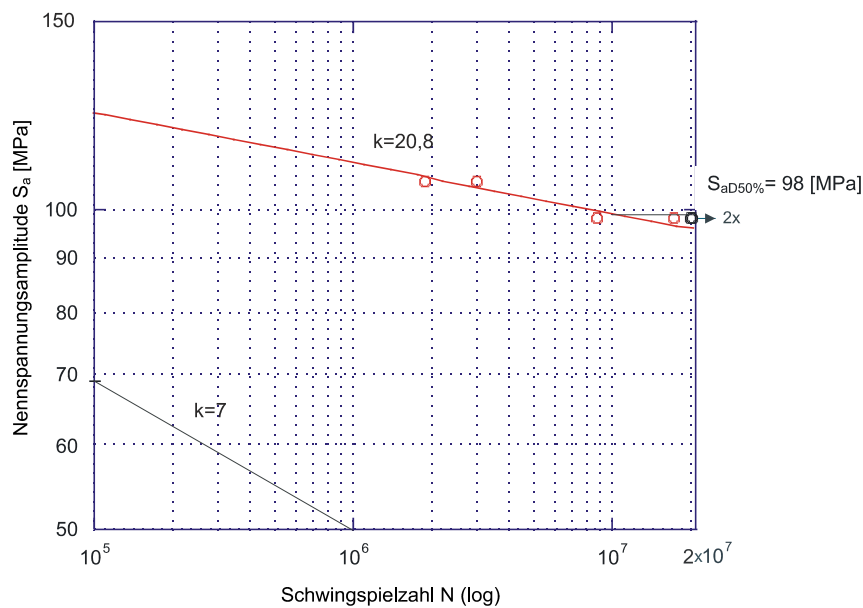


Bild 8–32: Ermittelte Wöhlerlinie aus Versuchen an DBA-Radsätzen, $D/d=1,06$

k	20,8
s	0,0157
$S_{aD} (2 \cdot 10^7)$	98 MPa

Tafel 8-27: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB-Bericht 68 (1967)

Die diesem Bericht entstammenden Versuchsergebnisse sind an Radsätzen aus St50 und 25CrMo4 ermittelt worden, bei denen Brüche im Presssitz aufgetreten sind.

Folgende statische Festigkeitswerte sind an den aus Radsatzwellen entnommenen Zugproben ermittelt worden:

Werkstoff	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]
St50	554	260	25,0
25CrMo4	733	562	21,5

Tafel 8-28: Statische Kennwerte aus Radwellen entnommenen Zugproben

8.3 Radsatzwellen 1:1, Presssitz

Die aus 25CrMo4 gefertigte Radsatzwelle hat einen Presssitzdurchmesser von 160 mm mit einem Durchmesser Verhältnis zum Wellenschaft von 1,004. Der Absatz ist mit einem vergleichsweise scharfen Übergang versehen, dessen Radius aus dem Bericht nicht hervorgeht.

Die Form der Radsatzwelle aus St50 ist in **Bild 8–33** dargestellt. Das Durchmesser Verhältnis liegt bei 1,16.

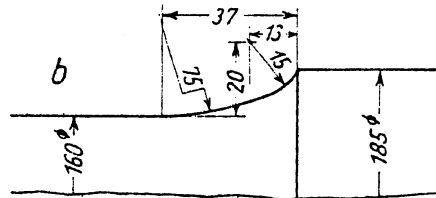


Bild 8–33: Geometrie der Radsatzwelle aus St50

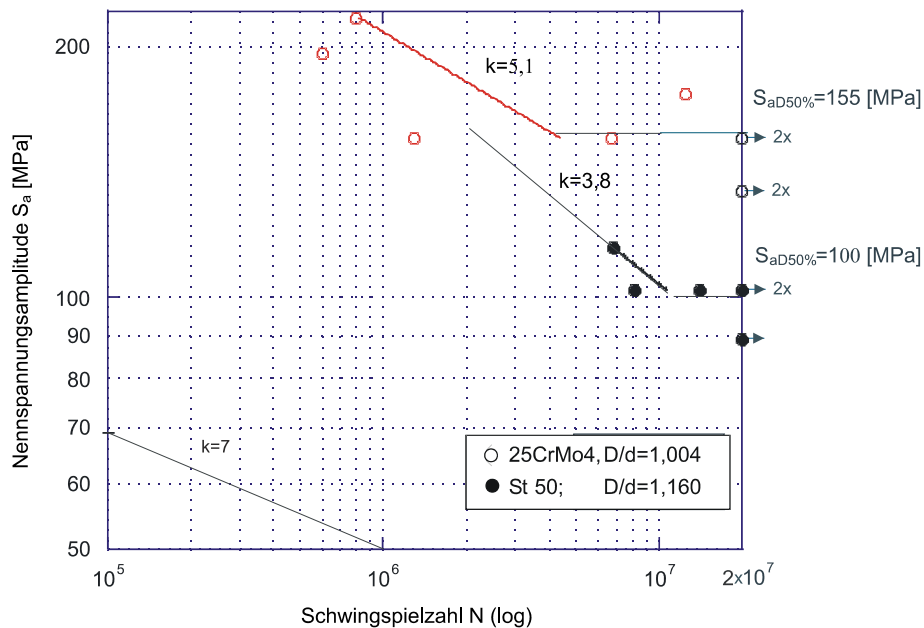


Bild 8–34: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus St50, $D/d=1,16$ und nicht abgesetzten Wellen aus 25CrMo4

Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinie zeigt **Tafel 8-29**.

	St50	25CrMo4
k	3,8	5,1
s	0,069	0,065
$S_{aD} (2 \cdot 10^7)$	100 MPa	155 MPa

Tafel 8-29: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB-Bericht 62 (1962)

Dieser Bericht dokumentiert Schwingversuche an Radsatzwellen aus 31CrMoV9. Statische Festigkeitswerte liegen nicht vor. Nach DIN EN 10085 können folgende Werte zu Grunde gelegt werden:

Werkstoff	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	A_5 [%]
31CrMoV9	1.100-1.230	700-1.030	9-12

Tafel 8-30: Statische Kennwerte für 31CrMoV9 nach DIN EN 10085

Die Geometrie der Radsatzwelle zeigt **Bild 8–35**. Das Durchmesserverhältnis beträgt $D/d=1,09$. Dem Bericht ist zu entnehmen, dass die Radsatzwelle festgewalzt (prägepoliert) ist. Ob dies auch für den Presssitz der Fall ist, kann nicht geklärt werden.

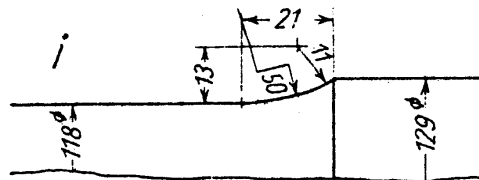


Bild 8–35: Geometrie der Radsatzwelle aus 31CrMoV9

Die Darstellung der Versuchsergebnisse zeigt **Bild 8–36**. Eine Regression durch die Versuchspunkte liefert für die Neigung der Wöhlerlinie kein vernünftiges Ergebnis.

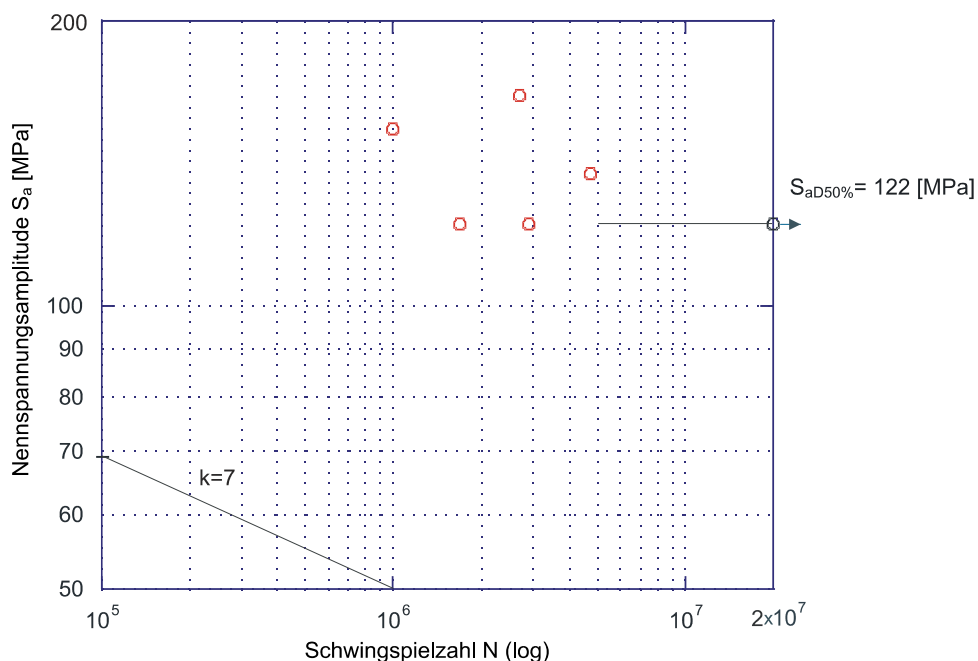


Bild 8–36: Wöhlerversuche an Radsatzwellen aus 31CrMoV9, $D/d=1,09$

Den Mittelwert für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen zeigt **Tafel 8-31**.

k	-
s	0,065
$S_{aD} (2 \cdot 10^7)$	122 MPa

Tafel 8-31: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB-Bericht 59-I (1961)

An Radsatzwellen aus 25CrMo4 mit der in **Bild 8–35** gezeigten Geometrie traten bei der Schwingprüfung Brüche im Presssitz auf. Statische Festigkeitswerte sind nicht angegeben. Die Oberfläche der Radsatzwelle ist festgewalzt (prägepoliert).

In **Bild 8–37** sind die Versuchsergebnisse dargestellt. Der Mittelwert für die Festigkeit bei $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinie zeigt **Tafel 8-32**.

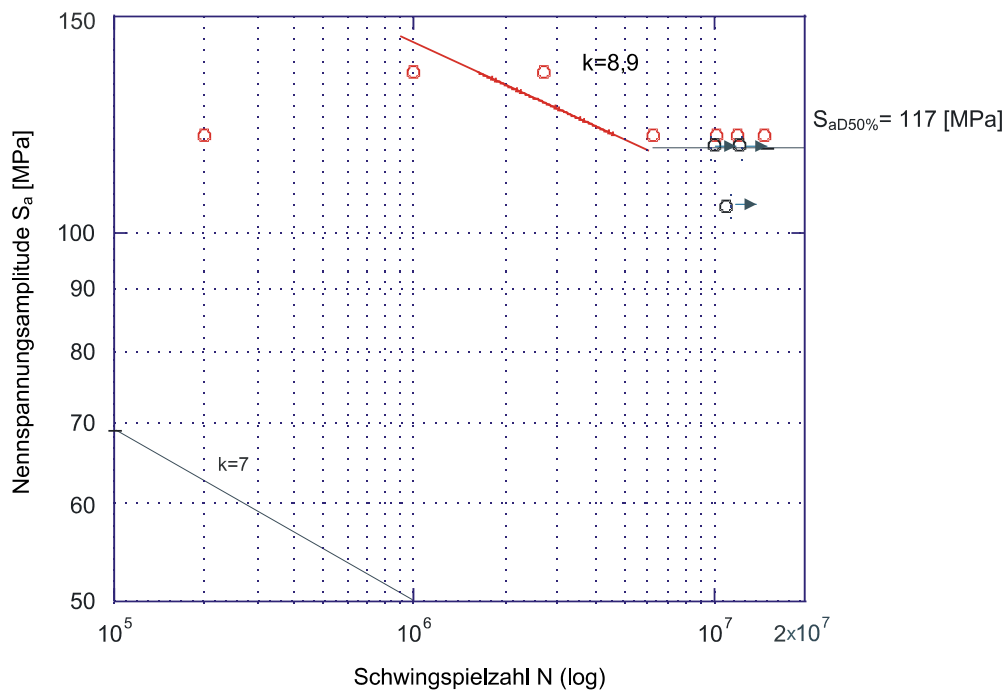


Bild 8–37: Wöhlerversuche an prägepolierten Radsatzwellen aus 25CrMo4, $D/d=1,09$

k	8,9
s	0,041
$S_{aD} (1 \cdot 10^7)$	117 MPa

Tafel 8-32: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

DB-Bericht 59-II (1961)

Dieser Bericht dokumentiert Versuche an Radsätzen der SNCF aus St50 mit unterschiedlichen Durchmesserverhältnissen. Statische Festigkeitskennwerte oder Härtewerte liegen nicht vor. **Bild 8–38** zeigt die Geometrie der untersuchten Radsatzwellen.

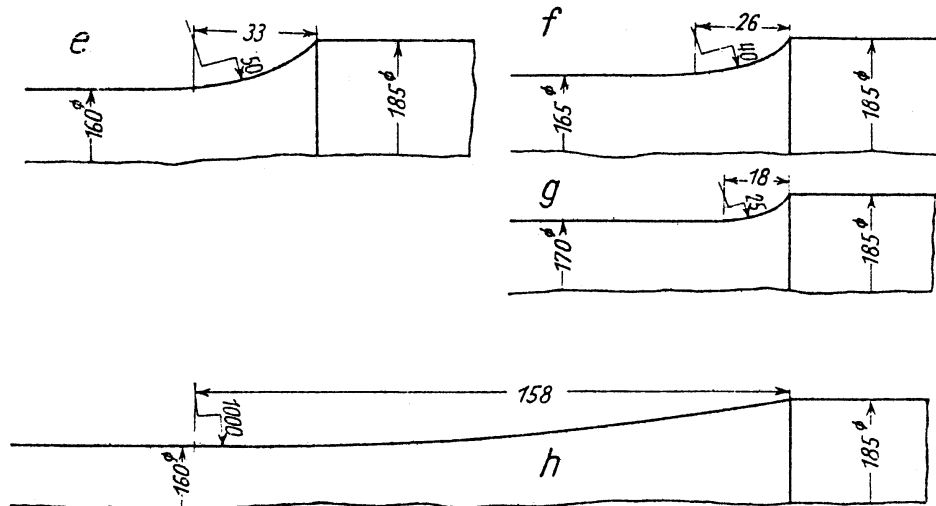


Bild 8–38: Untersuchte Radsatzwellen aus St50 der SNCF

Bei Radsatzwellen der Geometrie „e“ und „h“ liegt ein Durchmesserverhältnis von 1,16 vor. Da für Geometrie „h“ lediglich ein Durchläufer bei drei Versuchsergebnissen vorliegt, kann die Dauerfestigkeit nur sehr unsicher abgeschätzt werden, **Bild 8–39**.

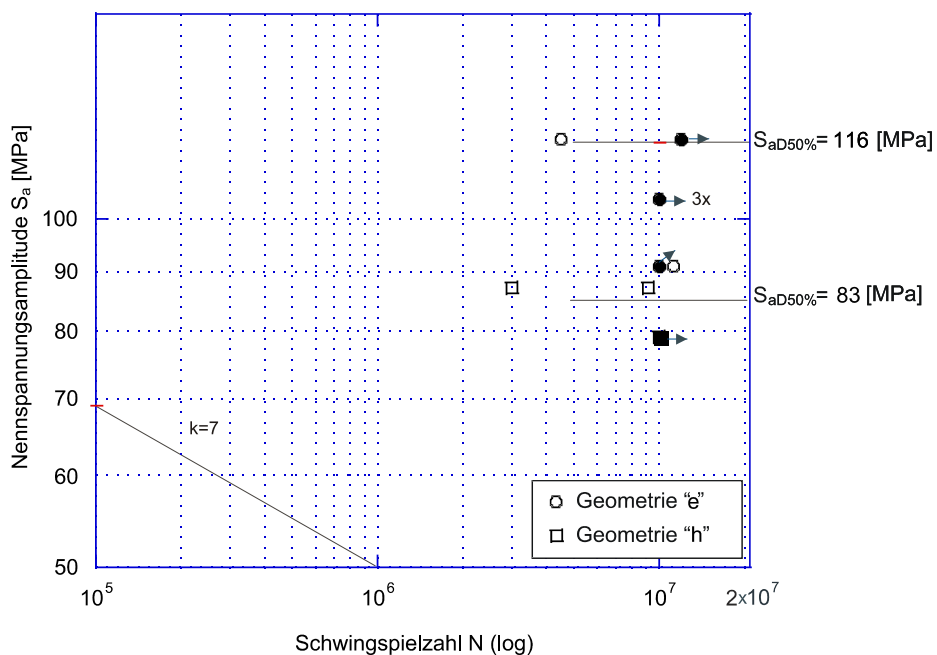


Bild 8–39: Wöhlerversuche an SNCF-Radsatzwellen aus St50, $D/d=1,16$ (Geometrie „e“ und „h“)

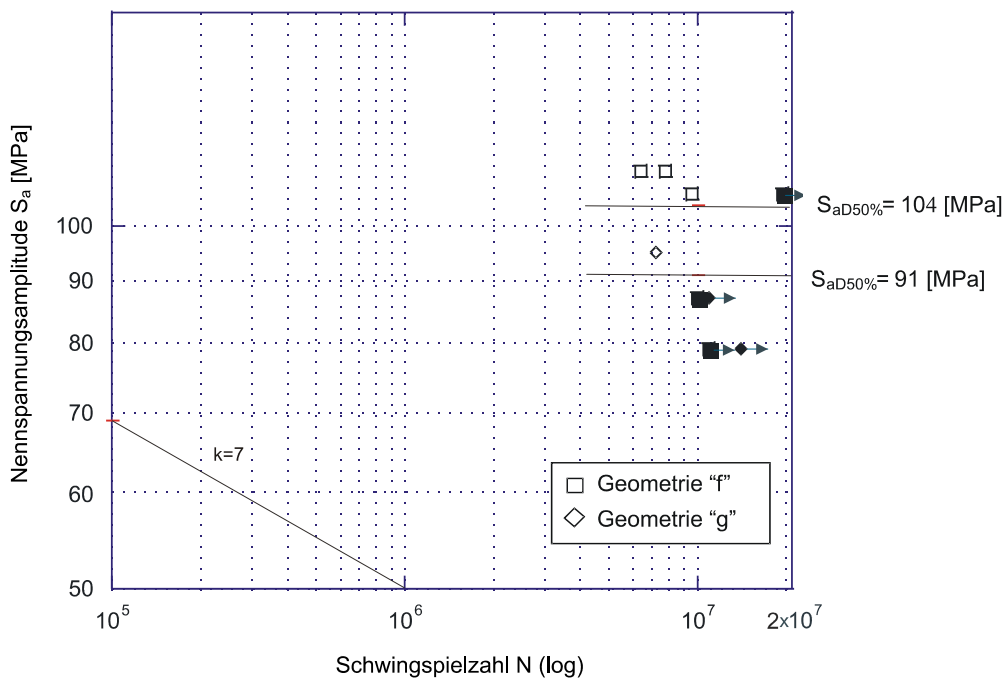


Bild 8–40: Wöhlerversuche an SNCF-Radsatzwellen aus St50, $D/d=1,12$ (Geometrie „f“) bzw. $D/d=1,09$ („g“)

Die Mittelwerte für die Festigkeit bei $2 \cdot 10^7$ Schwingspielen zeigt **Tafel 8-33**.

Werte für die Neigung der Wöhlerlinien können nicht angegeben werden. Die geringe Streuung bei Geometrie „g“ und „h“ ist zufällig und kann auf die geringe Anzahl an Versuchswerten zurückgeführt werden.

Geometrie	„e“	„f“	„g“	„h“
k	-	-	-	-
s	0,048	0,059	0,028	0,010
$S_{aD}(2 \cdot 10^7)$	116 MPa	104 MPa	91 MPa	83 MPa

Tafel 8-33: Parameter der ermittelten Wöhlerlinie

LBF (1981)

In /LBF 81/ wird von Schwingfestigkeitsversuchen an Radsätzen berichtet. Die Untersuchung wurde initiiert, um die auf zwei verschiedenen Prüfanlagen erzielten Ergebnisse miteinander zu vergleichen. Bei dem Prüfstand A handelt es sich um eine Anlage mit frei umlaufender Radsatzwelle, bei Prüfstand B um einen Resonanzschwinger mit stehendem Rad.

Durchgeführt wurden die Versuche u.a. an nicht abgesetzten Wellen, sogenannte Knüppelwellen, aus 25CrMo4 mit 175 mm Durchmesser. Die Zugfestigkeit des Werkstoffs wird mit $R_m=700$ MPa angegeben. An diesen Bauteilen sind Anrisse bzw. Brüche im Presssitz aufgetreten. **Bild 8–41** zeigt die Ergebnisse der Schwingversuche in doppeltlogarithmischer Darstellung.

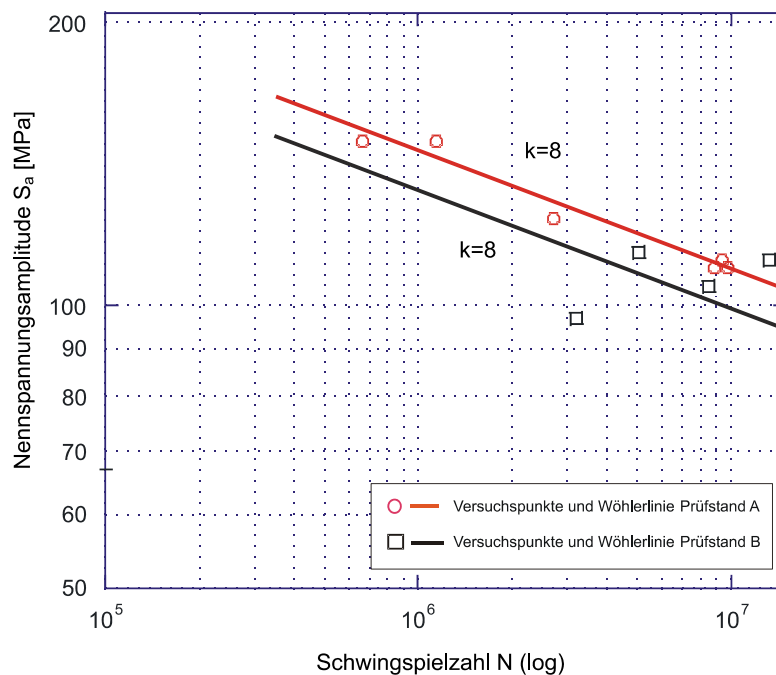


Bild 8–41: Wöhlerversuche an nicht abgesetzten Wellen aus 25CrMo4, $D=175$ mm, /LBF 81/

Die Mittelwerte für die Festigkeit bei 10^7 Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinie kann **Tafel 8-34** entnommen werden.

	Prüfstand A	Prüfstand B
k	8,0	8,0
s	0,099	0,470
$S_{aD} (1 \cdot 10^7)$	112 MPa	110 MPa

Tafel 8-34: Parameter der in /LBF 81/ ermittelten Wöhlerlinien

Bild 8–42 und **Bild 8–43** geben für den Presssitz die Ergebnisse der aufgezählten Untersuchungen zusammenfassend wieder. Eine tabellarische Auflistung zeigt **Tafel C-2** im Anhang. **Bild 8–42** zeigt die Dauerfestigkeit des Presssitzes in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit. In **Bild 8–43** ist die Dauerfestigkeit des Presssitzes in Abhängigkeit des Durchmesserverhältnisses aufgetragen. Dabei sei angemerkt, dass die Dauerfestigkeit nicht ausschließlich vom Durchmesserverhältnis oder von der Zugfestigkeit abhängt, sondern auch von weiteren Parametern beeinflusst werden kann, wie beispielsweise dem Nabenüberstand. Diese Parameter gehen aus den vorliegenden Berichten nicht hervor.

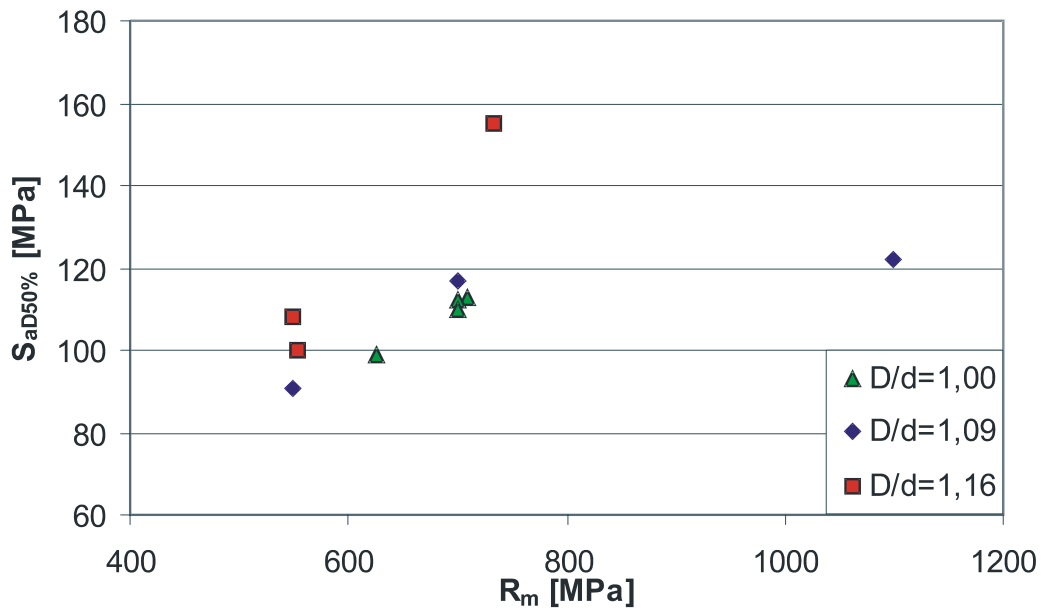


Bild 8–42: Einfluss des Werkstoffs auf die Dauerfestigkeit des Presssitzes nach den /Egel 66/ zu Grunde liegenden Quellen

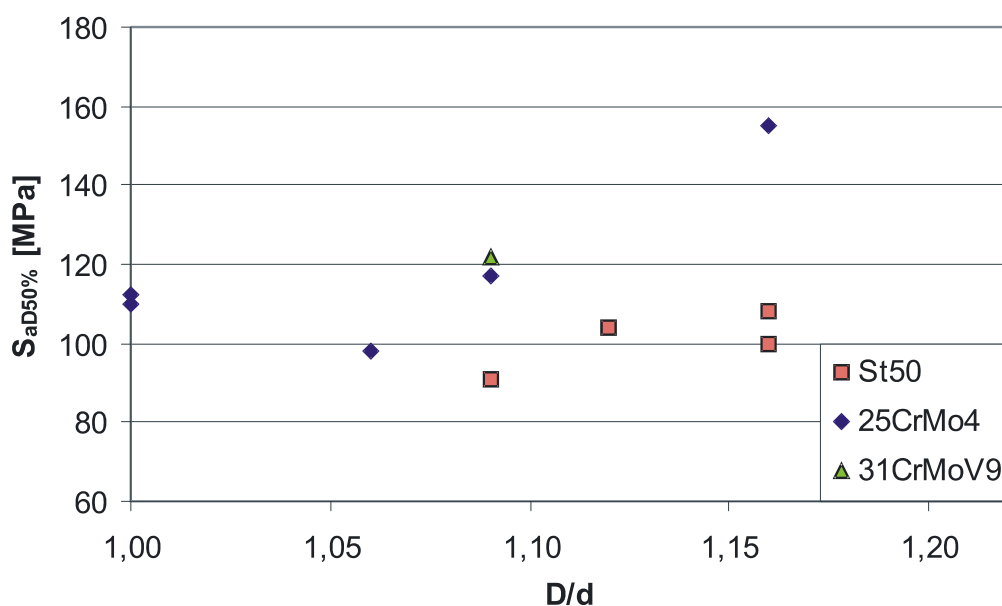


Bild 8–43: Einfluss des Durchmesserverhältnisses auf die Dauerfestigkeit des Presssitzes nach den /Egel 66/ zu Grunde liegenden Quellen

Neigungen von Zeitfestigkeitsgeraden für zylindrische Pressverbindungen

Im Folgenden werden für Versuchswerte aus der Literatur Wöhlerlinien und insbesondere deren Neigungen ausgewertet. Einige Versuchsreihe decken einen Schwingspielzahlbereich ab, der kleiner als eine Dekade ist. Es sind nur Versuchsreihen ausgewertet, die mit Brüchen einen Schwingspielzahlbereich vom Faktor 5 abdecken. Die Regression wird in lotrecht zur Zeitfestigkeitsgeraden vorgenommen.

Horger

In den USA wurden von Horger in der Zeit um umfangreiche Versuche an Radsatzwellen im Bereich hoher Lastwechselzahlen durchgeführt, /Horg 65/.

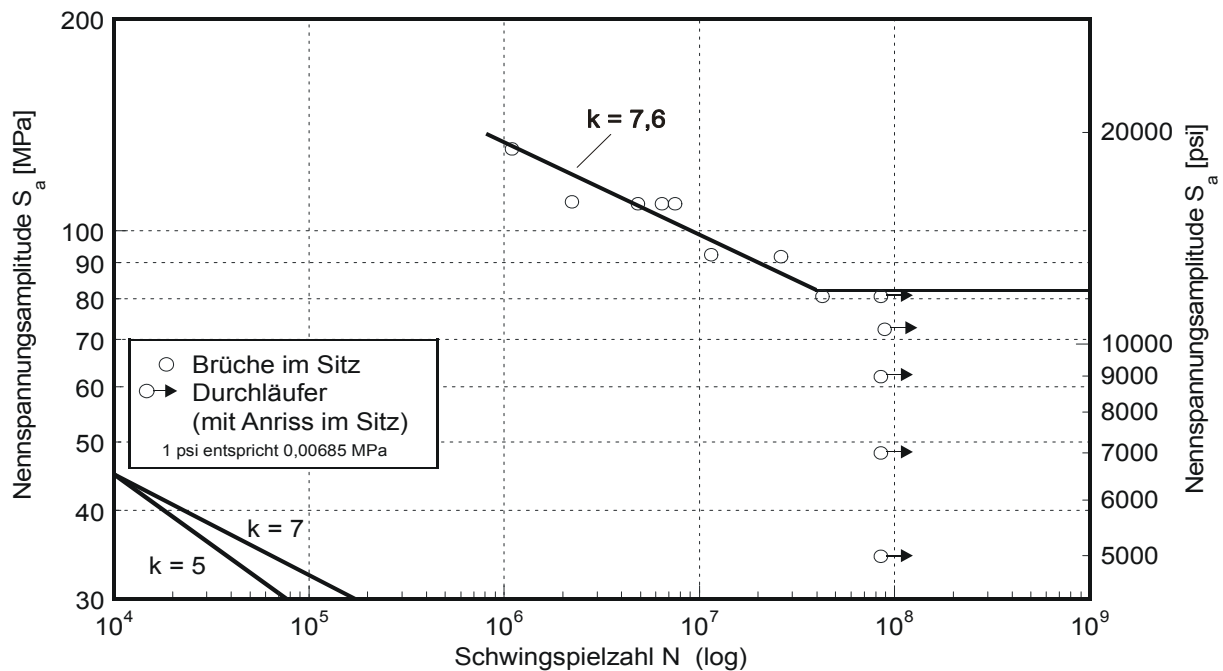


Bild 8–44: Von Horger an Knüppelwellen erzielte Ergebnisse

Die Wellen der hier gezeigten Versuche sind als „Knüppelwellen“ ausgeführt, das heißt der Sitzdurchmesser ist gegenüber dem Schaft nicht größer. Durchmesser ist hier etwa 240 mm (9½“). Werkstoff $R_m = 625$ MPa, $R_{p0,2} = 344$ MPa. Die Oberfläche ist nicht nachbehandelt. Auf Anrisse sind die Probekörper wahrscheinlich mit MP-Prüfung untersucht worden. Die statistische Auswertung der Brüche ergibt die in **Tafel 5-1** aufgeführten Werte. Die ermittelten Streuungen sind hier nur der Vollständigkeit halber angegeben.

Neigung k	7,60
Streuung s	0,023
Dauerfestigkeit $S_{aD} (1 \cdot 10^7)$	98,7 MPa

Tafel 8-35: Statistische Auswertung der von Horger erzielten Brüche

Der Dauerfestigkeitswert ist als Spannungsamplitude bei 10^7 Lastwechseln angegeben. Damit ist er mit den Versuchswerten des Vorhabens vergleichbar. Als Eckschwingspielzahl gibt Horger $4 \cdot 10^7$ Lastwechsel an.

Untersuchungen des Presssitzes bei 1:3-Wellen (Schriftum)

Hirakawa (1998)

In /Hira 98/ werden japanische Untersuchungen und Praktiken zur Vermeidung von Ermüdungsbrüchen vorgestellt. Unter anderem werden an maßstäblichen Pressverbindungen durchgeführte Versuche angegeben. Diese wurden durchgeführt, um den Einfluss kleiner durch das Aufpressen eingebrachter Fehlstellen zu untersuchen. Die Versuchsproben hatten einen Fügedurchmesser von 50 mm und einen Nabenaußendurchmesser von 75 mm. Der Schaftdurchmesser betrug 46,8 mm. Das Durchmesser Verhältnis lag damit bei 1,07.

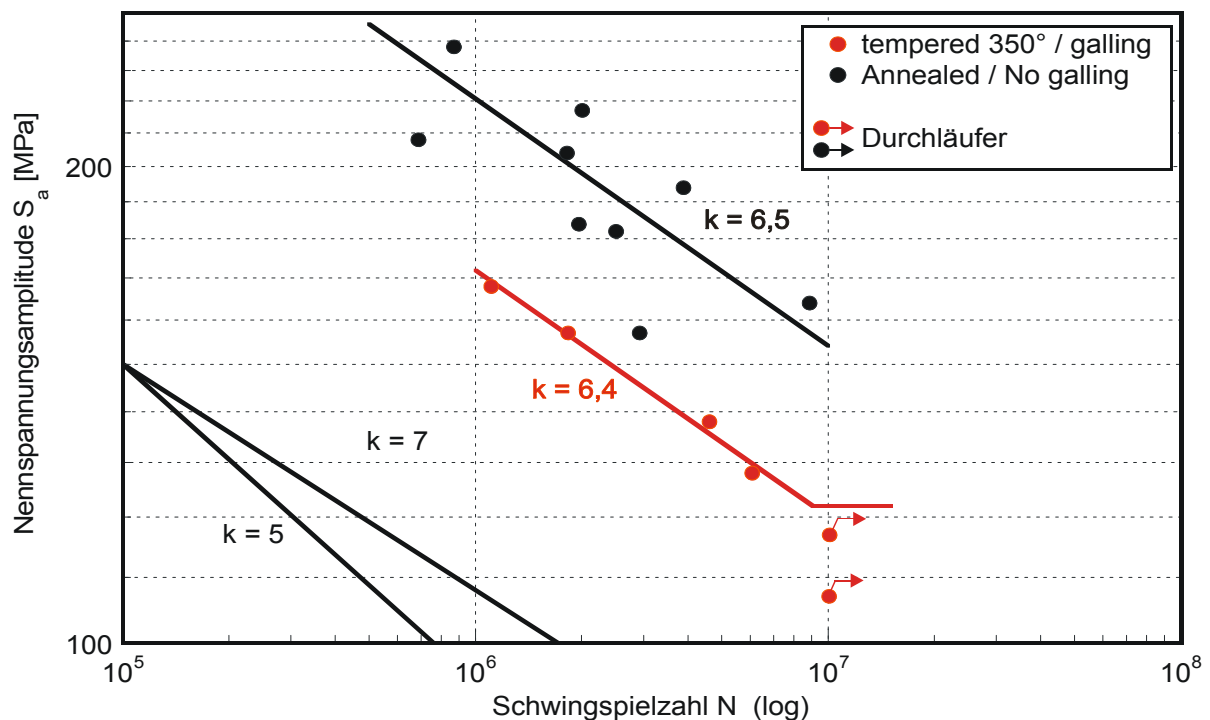


Bild 8–45: Versuche mit und ohne Reibverschleiß („Galling“) an angelassenen bzw. geglühten Proben „anneal“ und vergüteten Proben „tempered“

Die Mittelwerte für die Festigkeit bei 10^7 Schwingspielen und die Neigung der Wöhlerlinie kann **Tafel 8-36** entnommen werden.

	tempered 350° Galling	annealed No galling
k	6,4	6,5
s	0,044	0,006
$S_{aD} (1 \cdot 10^7)$	154 MPa	120 MPa

Tafel 8-36: Parameter der in /Hira 98/ ermittelten Wöhlerlinien für ausgewählte Versuchsreihen

Nishioka (1968)

Nishioka hat umfangreiche Arbeiten zur Schwingfestigkeit von biegebelasteten zylindrischen Pressverbindungen durchgeführt, /Nish 67, Nish 68/. Dabei sind unterschiedliche Parameter wie Nabenüber- bzw. -unterstand, Ausrundungsradius oder Durchmesser Verhältnis untersucht worden. An dieser Stelle wird auf einige Versuchsreihen eingegangen, die über einen größeren Schwingzahlbereich Brüche im Presssitz aufweisen. Die Proben haben jeweils einen Fügedurchmesser von 50 mm, einen Nabenaußendurchmesser von 75 mm und weisen eine rechnerische Fugenpressung von 70 MPa auf. An dieser Stelle wird die Versuchsreihenbezeichnung aus /Nish 67/ beibehalten. Skizzen der ausgewerteten Proben sind in **Bild 8–46** dargestellt.

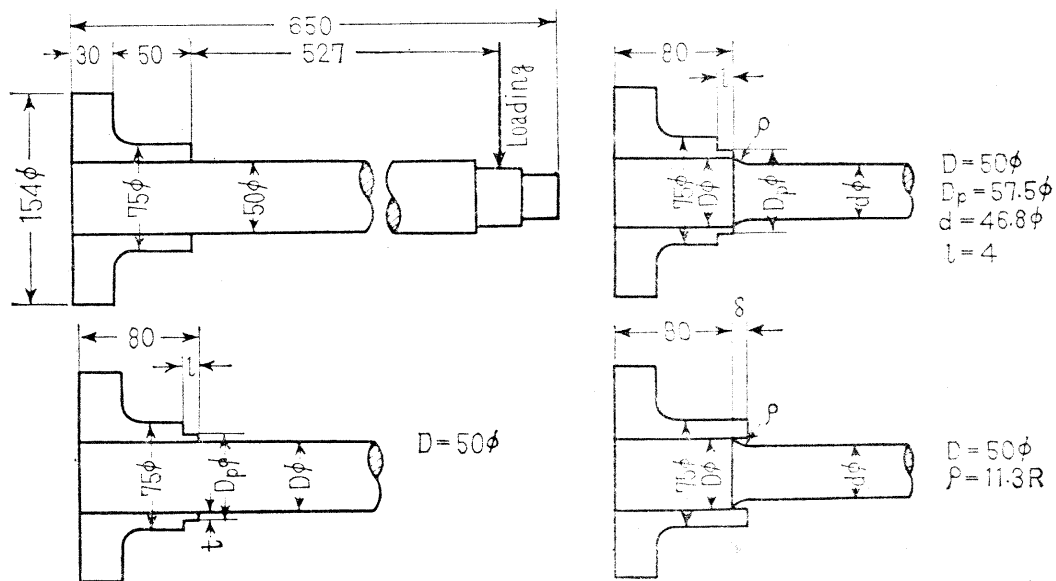


Bild 8–46: Probengeometrien entsprechend /Nish 67/; Versuchsreihe a, links oben; Versuchsreihen b und f, links unten; Versuchsreihe q, rechts oben; Versuchsreihe u, rechts unten

Bei den Versuchsreihen a, b und f handelt es sich um nicht abgesetzte Wellen. Die Proben der Reihe b haben eine stützende Schulter an der Nabe von 1,5 mm Länge und 3,75 mm Höhe. Bei Versuchsreihe f ist diese Schulter 4,0 mm lang und 6,0 mm hoch. Versuchsreihe a hat keine Schulter.

Bei den Versuchsreihen a, b und f handelt es sich um nicht abgesetzte Wellen. Die Proben der Reihe b haben eine stützende Schulter an der Nabe von 1,5 mm Länge und 3,75 mm Höhe. Bei Versuchsreihe f ist diese Schulter 4,0 mm lang und 6,0 mm hoch. Versuchsreihe a hat keine Schulter.

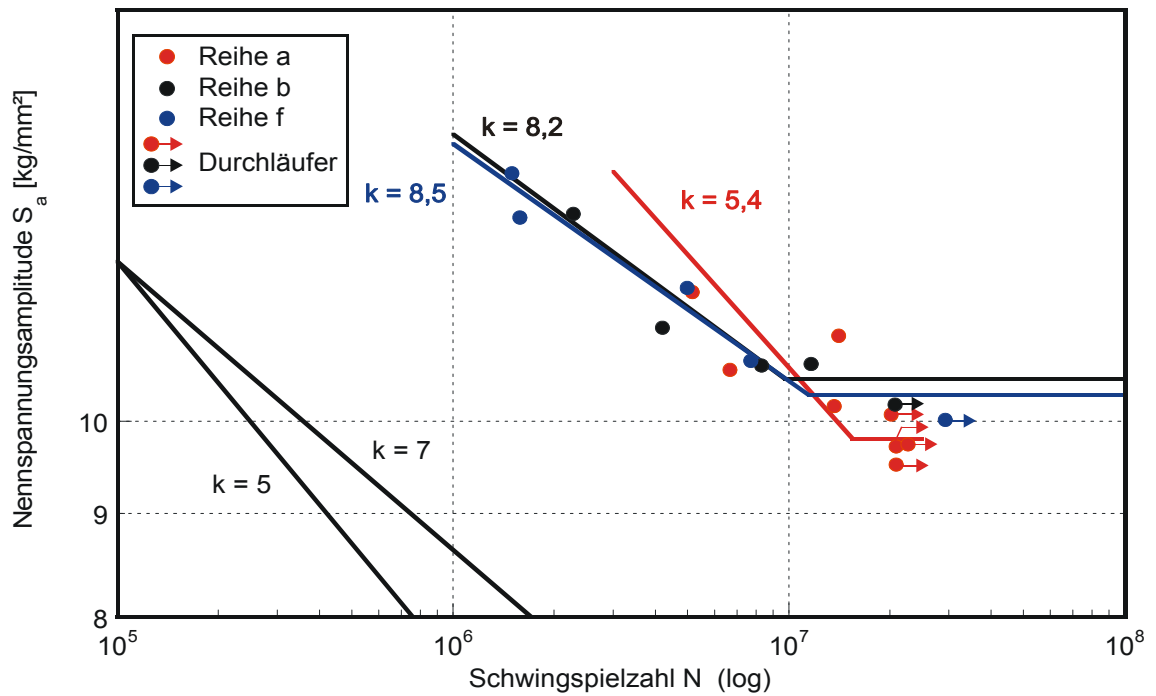


Bild 8–47: Versuchsreihen a, b und f

Der Werkstoff ist in etwa mit dem A1N vergleichbar. Der Kohlenstoffanteil beträgt 0,39%. Versuchsreihe q hat die gleiche Schulter an der Nabe wie Versuchsreihe f, ist jedoch zum Schaft hin mit einem Radius von 7,0 mm auf einen Durchmesser von 46,8 mm abgesetzt. Versuchsreihe u ist mit einem Radius von 11,3 mm auf einen Durchmesser von 45,8 mm abgesetzt. Die Nabe hat keine Schulter und ist mit 2,5 mm Unterstand gefügt.

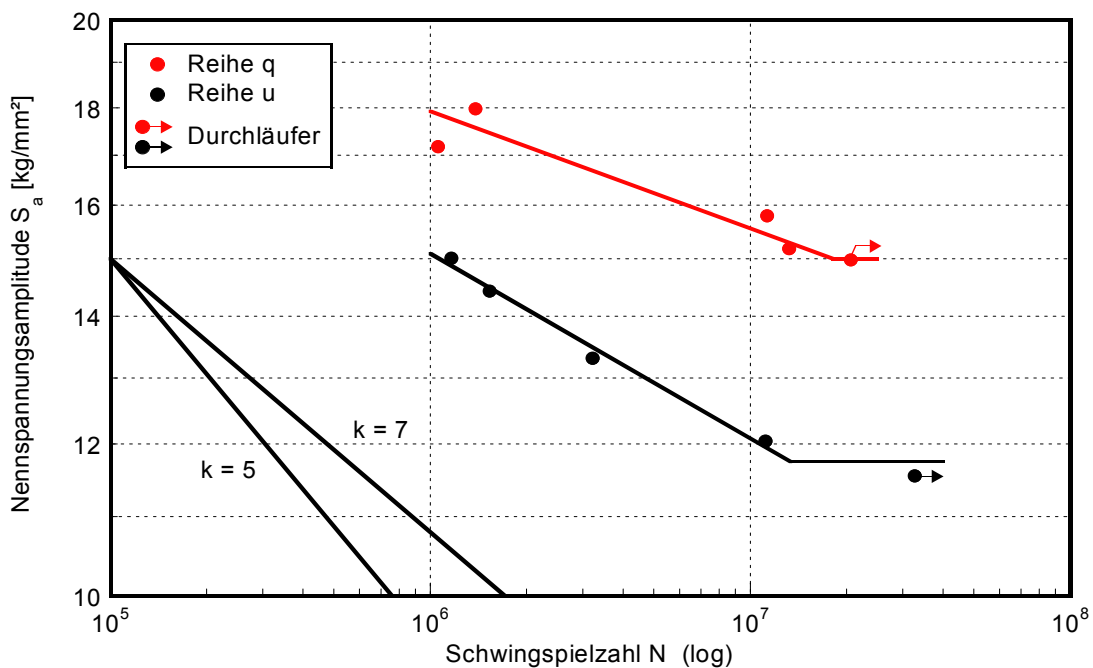


Bild 8–48: Versuchsreihen q und u

Die Ergebnisse der statistischen Auswertung können **Tafel 8-37** entnommen werden.

	a	b	f	q	u
Neigung k	5,4	8,2	8,5	16,3	10,3
Streuung s	0,033	0,015	0,011	0,013	0,004
Dauerfestigkeit $S_{a,10^7}$ MPa	106	105	105	156	121

Tafel 8-37: Parameter der in /Nish 67/ ermittelten Wöhlerlinien für ausgewählte Versuchsreihen

Es ist erkennbar, dass ein gegenüber dem Sitzdurchmesser verringerter Schaftdurchmesser die Festigkeit wesentlich erhöht. Eine Schulter an der Nabe allein bringt nur eine geringe Verbesserung der Schwingfestigkeit. Abgesehen von der Versuchsreihe a liegen alle Neigungen oberhalb 7,0.

Matusek (2003)

In /Matu 03/ wird von Ergebnissen aus Umlaufbiegeversuchen am Werkstoff A4T (25CrMo4) berichtet. Die Zugfestigkeit wird mit $R_m=680$ MPa angegeben.

Die Ergebnisse aus Dauerfestigkeitsversuchen an ungekerbten Kleinproben und Proben mit einem Durchmesser von 41 mm ($D/d=1,46$) bei denen ein Versagen an der freien Oberfläche auftrat, zeigt **Bild 8-49**. Der Dauerfestigkeitswert für Radsatzwellen aus A4T mit einem Durchmesser von 165 mm wird entsprechend /EN 13103 und -4/ mit 240 MPa angegeben.

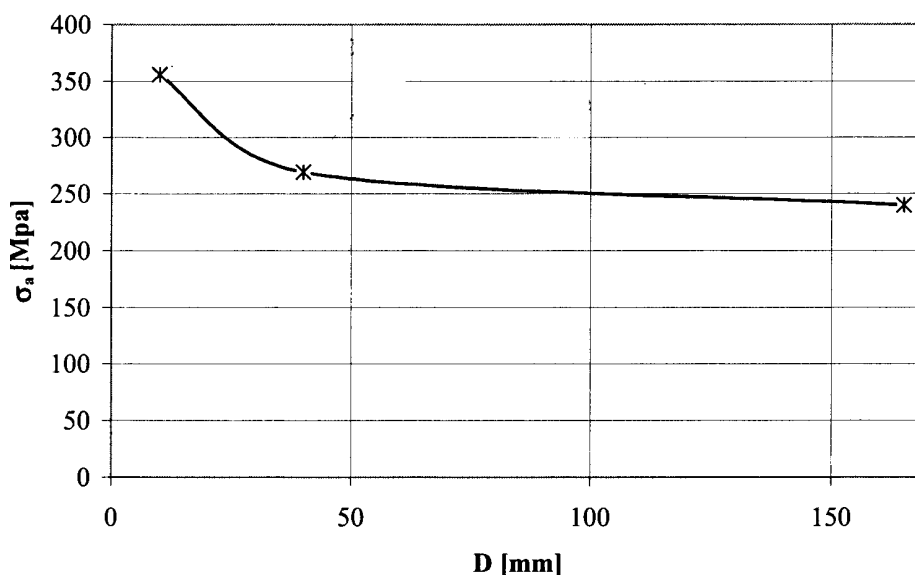


Bild 8-49: Einfluss der Probengröße auf die Biegewechselfestigkeit des Werkstoffs A4T nach /Matu 03/

Proben bei denen Anrisse bzw. Brüche im Presssitz aufgetreten sind, haben einen Presssitzdurchmesser von 62 mm und einen Schaftdurchmesser von 59 mm ($D/d=1,05$). Der Einfluss des Risstadiums auf die Festigkeit des Presssitzes ist in **Bild 8-50** dargestellt

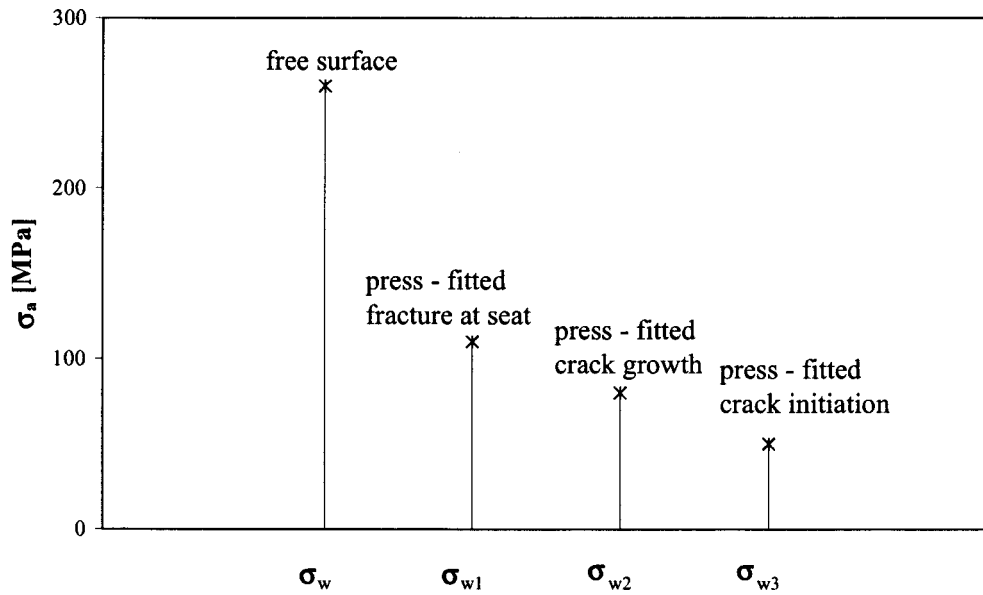


Bild 8—50: Einfluss des Rissstadiums auf die Festigkeit des Presssitzes im Vergleich zur Biegewechselfestigkeit der freien Oberfläche des Werkstoffes A4T, /Matu 03/

Die Autoren weisen auf die gute Übereinstimmung der ermittelten Dauerfestigkeitswerte mit den in EN 13103/4 angegebenen Werten hin und sehen die Verwendung von Proben im Maßstab von 1:3 zur Abschätzung der Dauerfestigkeit des Presssitzes von Radsatzwellen als geeignet an.

Betrachtung des Presssitzes bei 1:3-Wellen (vorliegende Untersuchung)

Eine Betrachtung des Presssitzes war unbeabsichtigt aus der Erfordernis entstanden, eine Geometrie- und Einspannungsoptimierung zu erreichen. Die ursprünglich vorgesehene Klemmvorrichtung für den Prüfstand erwies sich als ungeeignet. Die im Weiteren verwendete Schrumpfungsfuge führte zu Brüchen in der Einspannung bei den ursprünglich unsymmetrisch ausgeführten 1:3-Wellen mit dem Durchmesser Verhältnis $D/d=1,03$. Einspannbrüche infolge Reibkorrosion und Oberflächenverschleiß traten ca. 10-13mm von der Nabenkante entfernt in der Einspannung auf, **Bild B–52**.

Um bei der weiteren Versuchsdurchführung Brüche in der Einspannung zu vermeiden, wurde die Probe symmetrisch ausgeführt und zusätzlich die beiden Einspannungen der Probe festgewalzt.

Die aufgetretenen Einspannbrüche, als Brüche im Presssitz aufgefasst, zeigt **Bild 8–51** in doppellogarithmischer Auftragung. Die Angabe einer dauerfest ertragbaren Amplitude ist nicht möglich, da keine Durchläufer vorliegen.

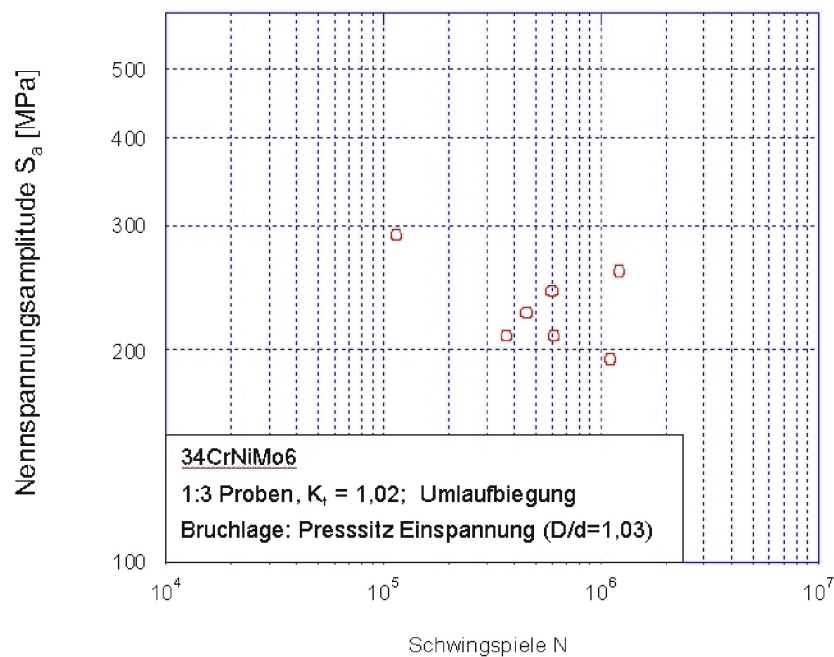


Bild 8–51: Brüche in der als Presssitz ausgeführten Einspannung von 1:3-Wellen

In /Sant 04/ wird als Grund des Versagens die infolge von Reibkorrosion an den Kontaktflächen entstandenen Mikrorisse genannt, die zu einer drastischen Verminderung der Dauerfestigkeit führen. In der gleichen Literaturstelle wird die Berechnung des Dauerwechselfestigkeitsabfalls nach Nishioka und Hirakawa durch folgende Gleichung angegeben, /Nish 72/:

$$\sigma_{bW} = \sigma_{bW0} - 2 \cdot \mu_r \cdot P_H \left[1 - e^{-\left(\frac{s^*}{k^*}\right)} \right] \quad (8-1)$$

Eine Überprüfung der Anwendbarkeit dieser Gleichung auf Radsatzwellen bzw. von 1:3-Wellen aus der vorliegenden Untersuchung kann nicht erfolgen, da nicht alle Parameter zur Lösung der Gleichung (8-1) bekannt sind.

8.4 Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche

Die Möglichkeit der Prüfung von 1:1-Radsatzwellen war aus Kostengründen von vorn herein eingeschränkt. Deshalb wurde die Verwendung von 1:3-Wellen für begleitende Untersuchungen beschlossen. Diese Untersuchungen beschränken sich auf den Werkstoff 34CrNiMo6.

Versuchsprogramm

Die Untersuchungen befassen sich mit drei Schwerpunkten:

1. Ermittlung der Wöhlerlinie

Hier standen insgesamt mehr Proben als bei den Versuchen mit den 1:1-Wellen zur Verfügung. Im Vergleich zu den 1:1-Wellen war die Frage nach einem Größeneinfluss zu beantworten

2. Einfluss von Überlasten

Das Auftreten vom Überlasten auf Grund von Sonderereignissen ist für den gesamten Fahrzeugbau typisch. Für Radsatzwellen, deren Betriebsbeanspruchungen weit unterhalb der Dauerfestigkeit (50%-Wert) liegen, ist insbesondere zu beantworten, ob durch Überlasten die Dauerfestigkeit beeinflusst wird.

3. Trainiereffekte

Die Frage taucht in Diskussionen immer wieder auf, ob Trainiereffekte bei der experimentellen Ermittlung der Dauerfestigkeit eine Rolle spielen. Bei praktischen Fragestellungen, z.B. den Einfluss von Längsriefen auf die Dauerfestigkeit bei Umlaufbiegung zu bestimmen, stehen i.a. nur wenige Proben zur Verfügung, im Extremfall nur eine. Das Treppenstufenverfahren ist dann nicht anwendbar. Um eine grobe Abschätzung der Dauerfestigkeit zu bekommen, werden dann sogenannte Laststeigerungsversuche durchgeführt. D.h. von einem niedrigen Horizont ausgehend wird nach Erreichen einer Grenzlastschwingspielzahl ohne Anriss (Durchläufer) die Belastung jeweils stufenweise erhöht, so lange bis schließlich ein Anriss auftritt. Auch im vorliegenden Forschungsvorhaben wurden einige Durchläufer „höhergesetzt“. Zu beantworten ist die Frage, ob die damit ermittelten Spannungsamplituden für Anriss mit in die Auswertung einbezogen werden können.

8.4.1. Prüfkörper

Die Prüfkörper sind den 1:1-Prüfwellen im Maßstab von ca. 1:3 nachgebildet, **Bild 8–52**.

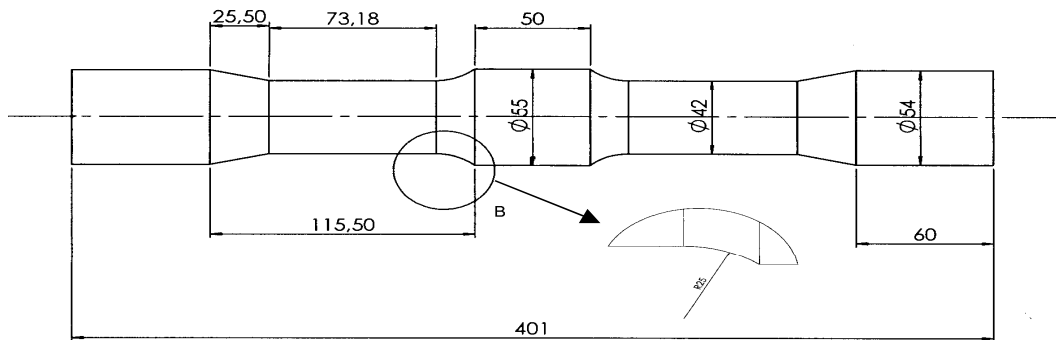


Bild 8–52: Probengeometrie von 1:3-Wellen für Umlaufbiegeversuche

Hergestellt wurden die Prüfkörper von der Press- und Schmiedewerk GmbH in Brand-Erbisdorf. Die spanende Bearbeitung erfolgte bei der Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH in Bochum.

Die beiden Probenenden der Prüfkörper wurden festgewalzt, um Brüche in der Einspannung zu vermeiden.

8.4.2. Werkstoff

Der Werkstoff 34CrNiMo6 wurde im Stahlwerk NMH in Sulzbach-Rosenberg erschmolzen und im Press- und Schmiedewerk in Brand-Erbisdorf feingeschmiedet und vergütet.

In **Tafel 8-38** ist die chemische Zusammensetzung des Werkstoffs aus dem Abnahmeprüfzeugnis der Press- und Schmiedewerk GmbH aufgeführt.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0,340	0,230	0,690	0,014	0,019	1,520	0,210
V	Ni	Al	N ₂	Cu	Sn	As
0,010	1,450	0,026	0,005	0,120	0,005	0,009

Tafel 8-38: Chemische Zusammensetzung in [%] der 1:3-Wellen aus 34CrNiMo

Das Gefüge besteht im Randbereich aus Martensit im angelassenen Zustand mit ca. 10-15% Bainit. Der Bainitanteil steigt zum Kern hin auf ca. 85% an. Den Schliff des Gefüges in Längs- und Querrichtung zeigt **Bild B–19** und **Bild B–20** im Anhang. Der Faserverlauf einer 1:3-Welle ist in **Bild B–22** dargestellt.

Die Schmiedestücke weisen eine fast gleichmäßige Härte über dem Querschnitt auf, **Bild B–24**. **Bild B–25** bis **Bild B–27** zeigen die Härteverteilung in Umfangs- und Längsrichtung.

Die statischen Kennwerte aus dem Abnahmezeugnis zeigt **Tafel 8-39**. Im Vergleich dazu liegt der Wert für die Zugfestigkeit R_m um rund 7,1% bzw. für die Streckgrenze $R_{p0,2}$ um 10,6% unter dem der 1:1-Wellen.

Werkstoff	Zugfestigkeit R_m [MPa]	Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]	Bruchdehnung A [%]	Brucheinschnürung Z [%]
34CrNiMo6				
1:3-Wellen	957	849	21	64
1:1-Wellen	1.030	939	17	62

Tafel 8-39: Statische Kennwerte von 1:3-Wellen sowie von 1:1-Wellen aus dem Abnahmezeugnis

8.4.3. Oberflächenrauigkeit

Im Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit wurde die Rauigkeit der angelieferten Wellen mit einem Oberflächenmessgerät vom Typ Mahr Perthometer S3P/PGK gemessen, **Bild B–9**. Vor Beginn der Oberflächenmessungen wurden die Ausgabewerte des Messgerätes unter Verwendung einer Normprobe kontrolliert.

Für den Schaftbereich wurde ein Mittenrauhwert von $R_a=3,0 \mu\text{m}$ bzw. eine gemittelte Rauhtiefe $R_z=13,4 \mu\text{m}$ gemessen. Im Bereich des Radienübergangs beträgt der gemessene Mittenrauhwert $R_a=2,8 \mu\text{m}$ und die gemittelte Rauhtiefe $R_z=12,8 \mu\text{m}$, **Bild B–23**.

8.4.4. Örtliche Spannungen

Für die freie Oberfläche erfolgen alle Angaben in örtlichen Spannungen. Diese liegen mit der Formzahl K_t als Faktor über der Nennspannung. Nach /FKM 02/ berechnet sich die Formzahl K_t nach Gl.(8-2):

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + (11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2) + 0,2 \cdot (\frac{r}{d})^3 \cdot \frac{d}{D}}} \quad (8-2)$$

Die mit Gleichung (8-2) berechnete Formzahl weist für geometrisch ähnliche Bauteile denselben Wert aus. Für die 1:3-Wellen Geometrie ergibt sich ein Wert von $K_t = 1,15$. Die mit FEM ermittelte Vergleichsspannungsformzahl nach der GE-Hypothese liefert einen Wert von $K_{t,\sigma v} = 1,13$.

Der bezogene Spannungsgradient χ^* errechnet sich für einen Wellenabsatz unter Biegung nach /Well 76/:

$$\chi^* = \frac{4}{D+d} \cdot \frac{2}{r} \quad (8-3)$$

Die Oberfläche $A_{\bar{a}}$ für die kritische Zone, d.h. den Radienübergang als Anrissort, berechnet sich nach /Liu 01/ für einen Wellenabsatz unter Umlaufbiegung entsprechend Gleichung (8-4):

$$A_{\bar{a}} = d \cdot \pi \cdot 0,4 \cdot r \quad (8-4)$$

Tafel 8-40 zeigt einen Vergleich zwischen 1:1 und 1:3-Wellen.

	1:1-Welle	1:3-Welle
r [mm]	75	25
χ^* [mm ⁻¹]	0,038	0,128
$A_{\bar{a}}$ [mm ²]	15.080	1.320

Tafel 8-40: Vergleich zwischen 1:1 und 1:3-Wellen

8.4.5. Versuchsaufbau und -durchführung

Die Prüfung der 1:3-Wellen wird auf einer neu aufgebauten rechnergesteuerten Umlaufbiegemaschine auf Basis einer Schenck PUG durchgeführt, **Bild B-8**. Die Prüffrequenz beträgt 14 Hz. Die Einspannung der 1:3-Wellen ist als Schrumpferbindung ausgeführt, um eine rutschfeste Einspannung zu gewährleisten. Das Übermaß der Wellenenden in Bezug auf die Einspannnabe beträgt ca. 35 μm .

Vor Beginn der Prüfung wurde die Vorrichtung kalibriert. Als Kalibrierprobe zur Messung von Biegespannungen wurde eine 1:3-Welle verwendet, die mit Dehnungsmessstreifen vom Typ 3/120 LY 11 appliziert und als Halbbrücke verschaltet ist. Eine weitere Probe zur Messung von Torsionsspannungen wurde mit DMS vom Typ 3/120 XY 21 appliziert. Die korrekte Funktionsweise der Kalibrierprobe wurde unter statischer Last bzw. mit einem Präzisionswiderstand abgeglichen. Mittels Funkübertragung (System datatel) wurde die Kalibrierung unter dynamischer Belastung durchgeführt.

Die Abschaltung der Maschine erfolgt über die Durchbiegung der Probe, die bei Anriss einen mechanischen Endschalter betätigt. Die Abschaltung erfolgt bei einer Rissgröße, die sich über den halben bis $\frac{3}{4}$ Probenquerschnitt erstreckt, **Bild B-44** bis **Bild B-51**. Pro Versuchsreihe ist ein Umfang von 12 Proben vorgesehen.

8.4.6. Versuchsergebnisse

Ermittlung der Wöhlerlinie

Die Ermittlung des Dauerfestigkeitswertes bezieht sich auf die freie Oberfläche, d.h. für den Übergangsradius als Anrissort. Zur Bestimmung der Dauerfestigkeit wurde die Maximum-Likelyhood-Methode sowie das Treppenstufenverfahren in der verbesserten Version von Hück angewandt, /FVA 99/. Zur Auswertung der vorliegenden Einzelergebnisse wurde das Programm „Wintrepp“, Version 2.0 herangezogen.

Das Treppenstufenverfahren ergibt aufgrund der Anzahl von nur 12 Einzelergebnissen keinen brauchbaren Wert für die Abschätzung der Standardabweichung, so dass die nach der Maximum-Likelyhood-Methode ermittelte Standardabweichung angegeben wird. Der Mittelwert für die Dauerfestigkeit stimmt nach beiden Auswerteverfahren praktisch überein. **Tafel 8-41** zeigt die Ergebnisse für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}}=50\%$. Die Dauerfestigkeit ist als Vergleichsspannung nach der GE-Hypothese angegeben.

Dauerfestigkeit	Auswertemethode	
	Maximum-Likelyhood	modifiziertes Treppenstufenverfahren
Nennspannung $S_{aD50\%}$ [MPa]	332	337
örtliche Spannung im Radienübergang $\sigma_{avD50\%}$ [MPa]	376	382
Standardabweichung s [MPa]	0,082	k.A.

Tafel 8-41: Ergebnisse der Dauerfestigkeitsermittlung 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6

Die Lage des Anrisses im Radienübergang zum Schaft zeigt **Bild B-44** im Anhang. Die Auftragung als Wöhlerliniendiagramm zeigt **Bild 8-53**.

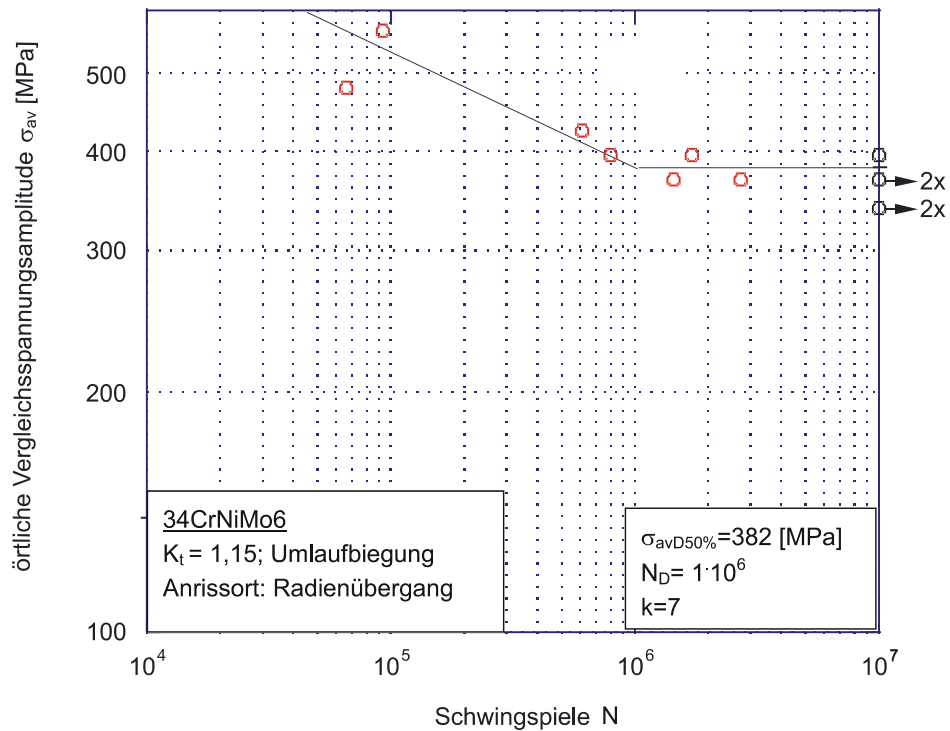


Bild 8–53: Wöhlerlinie für 1:3-Wellen

Dass die Mittelwerte für σ_{aD} der 1:1- und 1:3-Wellen nahezu übereinstimmen ist insofern überraschend, da die statische Festigkeit der 1:3-Wellen deutlich niedriger liegt, vergl. **Tafel 8-39**. Trägt man die 1:1-Wellen in **Bild 8–54** ein, so liegen die Zeitfestigkeitswerte deutlich links von denen der 1:3-Wellen.

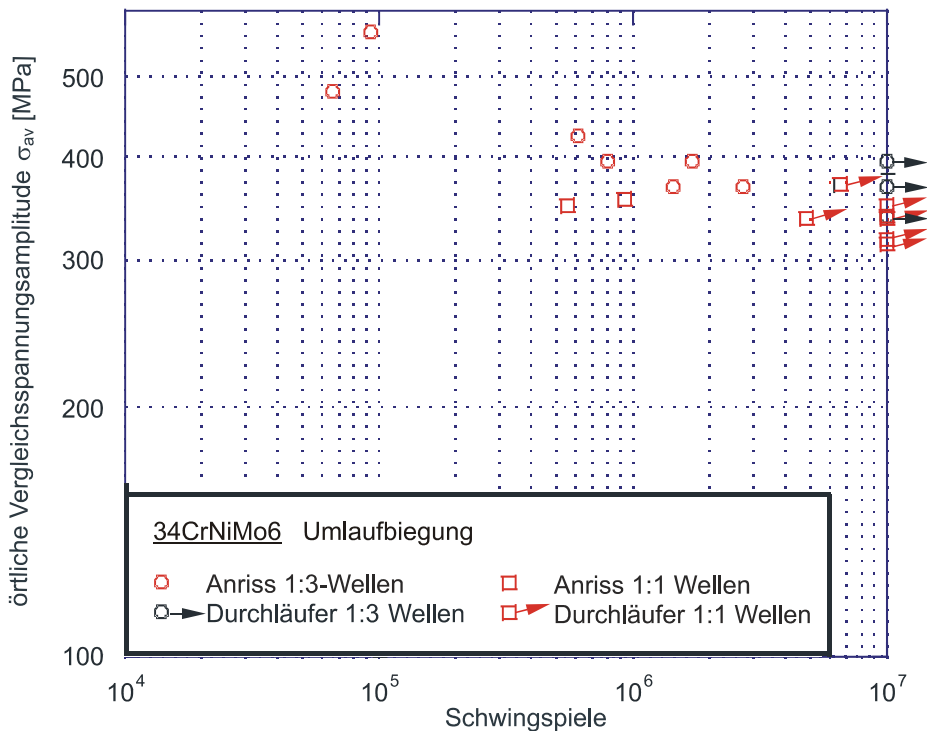


Bild 8–54: Wöhlerversuche an von 1:1- und 1:3-Wellen

8.4 Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche

Im Folgenden soll geprüft werden, inwieweit dieses Ergebnis durch die Stützwirkung, den statistischen Größeneinfluss, den Technologie- und den Oberflächeneinfluss erklärt werden können.

Mittels FEM-Rechnung lassen sich für 1:3- und 1:1-Wellen die in **Tafel 8-42** gezeigten Vergleichsspannungsformzahlen nach der GEH und die daraus resultierende örtliche Vergleichsspannung $\sigma_{avD50\%}$ angeben.

1:3-Wellen				1:1-Wellen			
Formzahl		örtl. Spannung [MPa]		Formzahl		örtl. Spannung [MPa]	
$K_{\sigma v}$	1,13	$\sigma_{avD50\%}$	382	$K_{\sigma v}$	1,17	$\sigma_{avD50\%}$	364

Tafel 8-42: Vergleichsspannungsformzahl nach der GEH aus FEM-Rechnung und örtliche Spannungen

Das Verhältnis der Versuchsergebnisse von 1:3- zu 1:1-Wellen beträgt demnach:

$$\sigma_{av\ 1:3} / \sigma_{av1:1} = 1,049 \quad (8-5)$$

Die auf die statischen Festigkeitswerte bezogene Dauerfestigkeit zeigt **Tafel 8-43**.

	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$\sigma_{avD}/R_{p0,2}$	σ_{avD}/R_m
1:3-Wellen	957	849	0,446	0,396
1:1-Wellen	1.030	939	0,388	0,353

Tafel 8-43: Statische Festigkeitswerte und auf die statischen Festigkeitswerte bezogene Dauerfestigkeit

Die örtlich dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude wird als Vergleichsspannung wie folgt berechnet:

$$\sigma_{avD, calc} = \sigma_{zdW} \cdot n \cdot F_{stat} \cdot F_T \cdot F_O \quad (8-6)$$

Die Zug-Druckwechselfestigkeit wird nach Gl. (5-3) abgeschätzt:

$$\sigma_{zdW} = 0,44 R_{p0,2} + 100$$

$$\sigma_{zdW\ 1:3} = 474 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zdW\ 1:1} = 513 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zdW\ 1:3} / \sigma_{zdW\ 1:1} = 0,92$$

Der spannungsmechanische Größeneinfluss wird maßgeblich durch das bezogene Spannungsgefälle χ_0^* beeinflusst, während die Formzahl K_t bei geometrisch ähnlichen Bauteilen unabhängig von der Größe ist. Für eine abgesetzte Welle wird das bezogene Spannungsgefälle nach Gleichung (8-7) berechnet, vgl. **Bild 5–9**. Für beide Wellen ist χ_0^* in **Tafel 8-40** aufgeführt.

$$\chi_0^* = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{r} \quad (8-7)$$

Die Stützziffer wird nach Gleichung (8-8) bestimmt. Der Faktor K drückt die Werkstoffabhängigkeit aus.

$$n = 1 + \sqrt{\chi_0^* \cdot K} \quad (8-8)$$

Nach einer Untersuchung der IABG, /IABG 75/, kann für Stahl ein konstanter Wert von $K=0,05$ angenommen werden.

Damit ergeben sich die jeweiligen Stützziffern:

$$n_{1:3} = 1,078$$

$$n_{1:1} = 1,044$$

$$n_{1:3} / n_{1:1} = 1,032$$

Der statistische Größeneinfluss wird über die Gleichung (8-9) erfasst.

$$F_{\text{stat}} = \left(\frac{800}{A_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (8-9)$$

Für den Weibull-Exponenten wird $\kappa=20$ angenommen. Die jeweiligen Probenoberflächen sind in **Tafel 8-40** aufgeführt. Damit ergibt sich:

$$F_{\text{stat } 1:3} = 0,975$$

$$F_{\text{stat } 1:1} = 0,863$$

$$F_{\text{stat } 1:3} / F_{\text{stat } 1:1} = 1,13$$

In Kapitel 5.1 wurde der technologische Größeneinfluss beschrieben. Für faserflussgeschmiedete Bauteile berechnet sich der Einflussfaktor F_T nach Gleichung (5-23) zu:

$$F_T = \frac{2313 - R_m}{1790}$$

8.4 Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche

Damit ergeben sich für den technologischen Einflussfaktor folgende Größen:

$$F_{T\ 1:3} = 0,717$$

$$F_{T\ 1:1} = 0,757$$

$$F_{T\ 1:3} / F_{T\ 1:1} = 1,056$$

Wird der Oberflächeneinflussfaktor für Stähle nach /Gude 99/ berechnet, gilt Gleichung (8-10), vergl. Kapitel 5.1:

$$F_O = 1 - 0,22(\lg R_z)^{0,64} \cdot \lg R_m + 0,45(\lg R_z)^{0,53} \quad (8-10)$$

Für den Korbbogen der 1:1-Wellen kann nach **Tafel 8-5** eine gemittelte Rauhtiefe $R_z = 4,4 \mu\text{m}$ angenommen werden. Bei 1:3-Wellen beträgt nach Kapitel 8.4.3 die gemittelte Rauhtiefe im Bereich des Radienübergangs $R_z = 12,8 \mu\text{m}$. Damit ergibt sich für die jeweiligen Oberflächenfaktoren zu:

$$F_{O\ 1:3} = 0,775$$

$$F_{O\ 1:1} = 0,856$$

$$F_{O\ 1:3} / F_{O\ 1:1} = 0,91$$

Somit liegt das Verhältnis der rechnerisch abgeschätzten Dauerfestigkeitsamplituden bei

$$\frac{\sigma_{avD, calc\ 1:3}}{\sigma_{avD, calc\ 1:1}} = \frac{\sigma_{zdW\ 1:3} \cdot n_{1:3} \cdot F_{stat\ 1:3} \cdot F_{T\ 1:3} \cdot F_{O\ 1:3}}{\sigma_{zdW\ 1:1} \cdot n_{1:1} \cdot F_{stat\ 1:1} \cdot F_{T\ 1:1} \cdot F_{O\ 1:1}} = 1,031 \quad (8-11)$$

Das Verhältnis der im Versuch ermittelten Dauerfestigkeitsamplituden $\sigma_{avD, exp}$ liegt mit 1,049 nur geringfügig über diesem Wert.

Anhand einer statistischen Berechnung soll geprüft werden, ob sich die Mittelwerte für die Dauerfestigkeit von 1:3- und 1:1-Wellen signifikant unterscheiden. Für diese Mittelwertprüfung wird der Student-t-Test herangezogen.

Das Signifikanzniveau wird mit $\alpha=10\%$ festgelegt, d.h. dass der angenommene Mittelwert μ_0 mit 90%iger Sicherheit in dem im folgenden berechneten Intervall liegt. Der Mittelwert einer Stichprobe der Größe n wird durch folgende Formel auf die t-Verteilung transformiert:

$$\frac{m - \mu_0}{s} \cdot \sqrt{n} = t \quad (8-12)$$

Der Mittelwert m der Stichprobe ist der Mittelwert der Dauerfestigkeit der 1:1-Wellen aus 34CrNiMo6, $\sigma_{av\ 1:1}=364$ MPa. Die Standardabweichung beträgt nach **Tafel 8-6** $s=0,029$, der Stichprobenumfang umfasst 9 Proben. Der Parameter t wird für ein 90%-Intervall mit $t=2,18$ gegeben. Damit errechnen sich die Grenzen des Konfidenzintervalls bei gegebener logarithmischer Standardabweichung zu:

$$\mu_{1,2} = 10^{\left(\log m \pm \frac{t \cdot s}{\sqrt{n}} \right)} \quad (8-13)$$

bzw. $\mu_1=347$ [MPa]

$\mu_2=382$ [MPa]

Die für die 1:3-Wellen ermittelte Dauerfestigkeit $\sigma_{av\ 1:3}=382$ MPa liegt im Konfidenzintervall der 1:1-Wellen. Die Mittelwerte unterscheiden sich mit 90%iger Sicherheit nicht signifikant.

Synthetische Wöhlerlinien

Die Berechnung einer synthetischen Wöhlerlinie kann nach verschiedenen Ansätzen erfolgen. Für 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6 wird die synthetische Wöhlerlinie nach Bergmann und Thumser („Synthetische Wöhlerlinien 1999“), Marquardt (KNN) und nach Hück, Thrainer und Schütz („Synthetische Wöhlerlinien 1983“) berechnet.

Die in **Bild 8–55** dargestellten Ergebnisse sind nach Bergmann und Thumser berechnet. **Bild 8–56** stellt die Berechnung für eine synthetische Wöhlerlinie nach Hück, Thrainer und Schütz. In **Tafel 8-44** sind die nach der jeweiligen Berechnungsmethode ermittelten Ergebnisse gegenübergestellt.

sigma_e [N/mm ²]/K _t	832,17	738,26	327,78	k	7,25
Lastspielzahl Bruch	1	3160	1134000	% Anriß	100
Lastspielzahl Anriß		3160	1134000		

Bild 8–55: Berechnung für 1:3-Wellen nach synthetischen Wöhlerlinien 1999, /SYNT 99/

Bild 8–56: Berechnung für 1:3-Wellen nach synthetischen Wöhlerlinien 1983 nach Hück, Thraier und Schütz

synthetische WL nach	$S_{aD50\%}$ [MPa]	$\sigma_{aD50\%}$ [MPa]	N_D	k
Bergmann und Thumser	328	377	$1,13 \cdot 10^6$	7,3
Hück, Thraier und Schütz	364	418	$1,49 \cdot 10^6$	11,0
Marquardt	396	455	$5,00 \cdot 10^6$	15,3

Tafel 8-44: Ergebnisse für die Berechnung von synthetische Wöhlerlinien für 1:3-Wellen nach verschiedenen Methoden

Aufgrund dieser experimentellen und analytischen Betrachtung wird vorgeschlagen für die freie Oberfläche als kritischen Querschnitt mit einer Neigung von $k=7$ und einer Ecklastschwingspielzahl von $1,0 \cdot 10^6$ zu rechnen.

Einfluss von Überlasten

Mit dieser Versuchsreihe soll eine Aussage gemacht werden, ab welcher Häufigkeit Belastungen oberhalb der Dauerfestigkeit ($P_{\dot{u}}=50\%$) die Dauerfestigkeit herabsetzen. Bei Radsatzwellen können Überlasten z.B. bei Weichenüberfahrten auftreten. Aber dann liegen sie immer noch weit unter dem 50%-Wert der Dauerfestigkeit, **Bild 8–57**. Ihre Häufigkeit ist begrenzt.

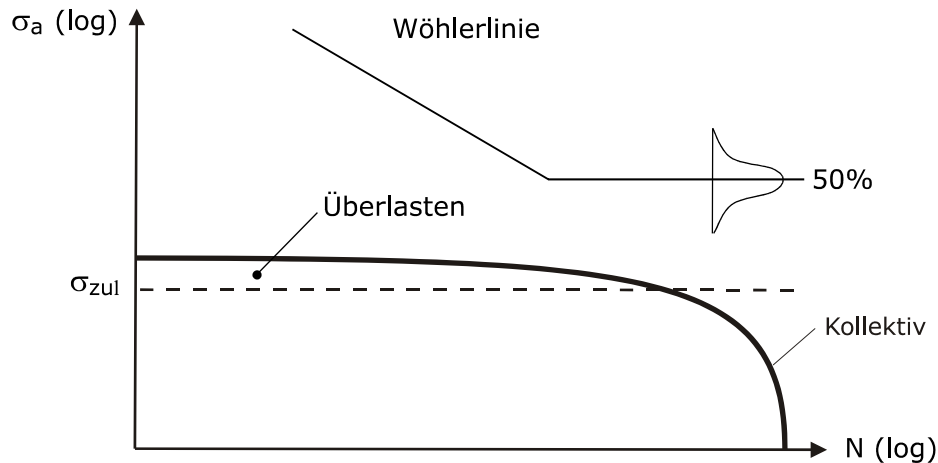


Bild 8–57: Überlasten bei gegebenem Lastkollektiv und zulässiger Spannung

Um eine statistisch abgesicherte Aussage über den Abfall der Dauerfestigkeit auf Grund von Überlasten treffen zu können, wäre ein sehr großer Versuchsumfang notwendig, da die Höhe und Häufigkeit der Überlasten variiert werden müssten und zur Bestimmung der Dauerfestigkeit nach dem Treppenstufenverfahren jeweils Probenzahlen größer 10 gefordert werden müssten. Die im Folgenden geschilderte Versuchsreihe kann deshalb nur einen groben Anhaltswert liefern.

Versuchsbedingungen

Der 50%-Wert der örtlich ertragbaren Spannungsamplitude (Vergleichsspannung) im Radienübergang der 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6 beträgt

$$\sigma_{avD50\%} = 382 \text{ [MPa]}$$

Auf diesem Horizont wird geprüft, ob durch die Überlasten ein Dauerfestigkeitsabfall auftritt. Ohne Überlasten würden auf diesem Horizont 50% der Wellen versagen.

Die Amplitude der Überlast wurde auf 33% über dem 50%-Wert der Dauerfestigkeit gewählt

$$\sigma_{a\dot{u}} = 1,33 \cdot \sigma_{aD50\%} \quad (8-14)$$

Sie liegt damit weit höher als im Fahrbetrieb auftreten kann (Kollektivhöchstwert bezogen auf die zulässige Spannungsamplitude), **Bild 8–58**.

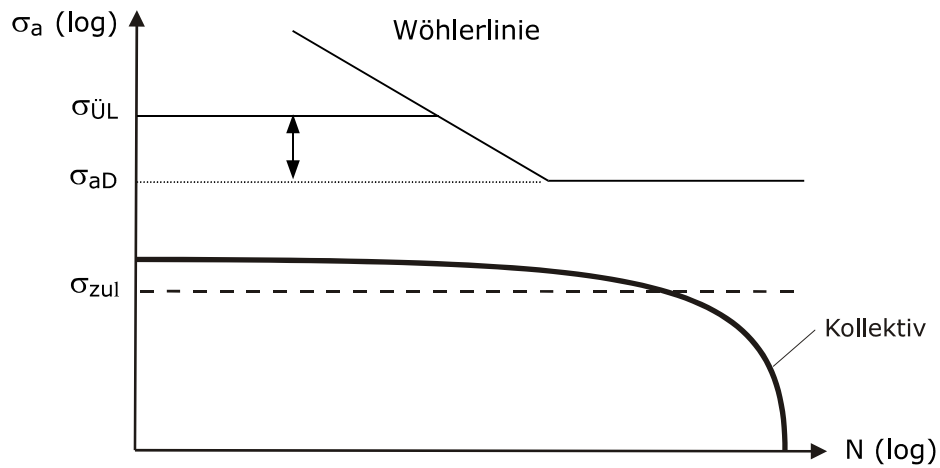


Bild 8–58: Überlast bezogen auf den Kollektivhöchstwert eines Kollektives

Die Versuche werden damit als Zweistufenversuche durchgeführt, **Bild 8–59**, wobei die Blocklängen n_D und $n_{\text{Ü}}$ unterschiedlich gewählt werden.

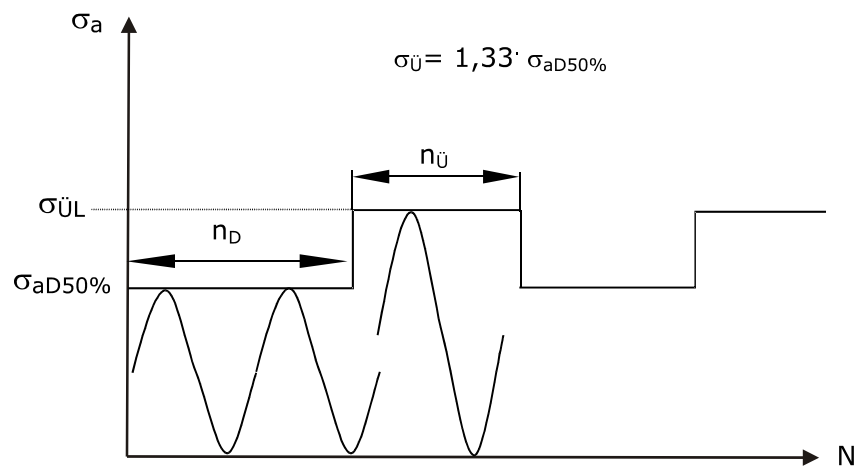


Bild 8–59: Schematische Darstellung der Versuchsführung

Vier Gruppen von Versuchen werden gefahren, bei denen das Verhältnis von $n_D/n_{\text{Ü}}$ jeweils konstant ist, **Tafel 8-45**.

8.4 Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche

Abfolge $n_D / n_{\ddot{U}}$	$\frac{n_{\ddot{U}}}{n_{\ddot{U}} + n_D}$ [%]
100.000 / 50 200.000 / 100	0,05
50.000 / 100 100.000 / 200	0,20
5.000 / 100 10.000 / 200	1,96
1.000 / 100 2.000 / 200	9,09

Tafel 8-45: Versuchsdurchführung für Überlastversuche

Ergebnisse:

Die Versuchsergebnisse sind in **Tafel 8-46** zusammengestellt.

Probe	$\frac{n_{\ddot{U}}}{n_{\ddot{U}} + n_D}$ [%]	Abfolge $n_D / n_{\ddot{U}}$	$N_{\ddot{U}} + N_D$	$N_{\ddot{U}}$
301	0,05	100.000 / 50	10^7	5.000
302		200.000 / 100	10^7	5.000
311	0,20	50.000 / 100	6.400.000	12.800
312		10^7	19.900	
312		10^7	19.900	
308		100.000 / 200	589.000	1.200
310		1.066.000	3.200	
311		10^7	19.900	
303		1,96	5.000 / 100	1.587.000
307	7.500 / 150		9.928.000	194.700
306	10.000 / 200		1.743.000	34.200
305	10.000 / 200		4.245.000	83.200
302	9,09	1.000 / 100	535.000	48.600
301		2.000 / 200	657.000	59.700

Tafel 8-46: Ergebnisse Überlastversuche 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6;
 $N_{\ddot{U}} + N_D = 10^7$ -> Durchläufer; $N_{\ddot{U}} + N_D < 10^7$ -> Anriss

Die Versuchswerte werden in das Bild der Wöhlerkurve ohne Überlasten, vergl. **Bild 8–53**, eingetragen, **Bild 8–60**.

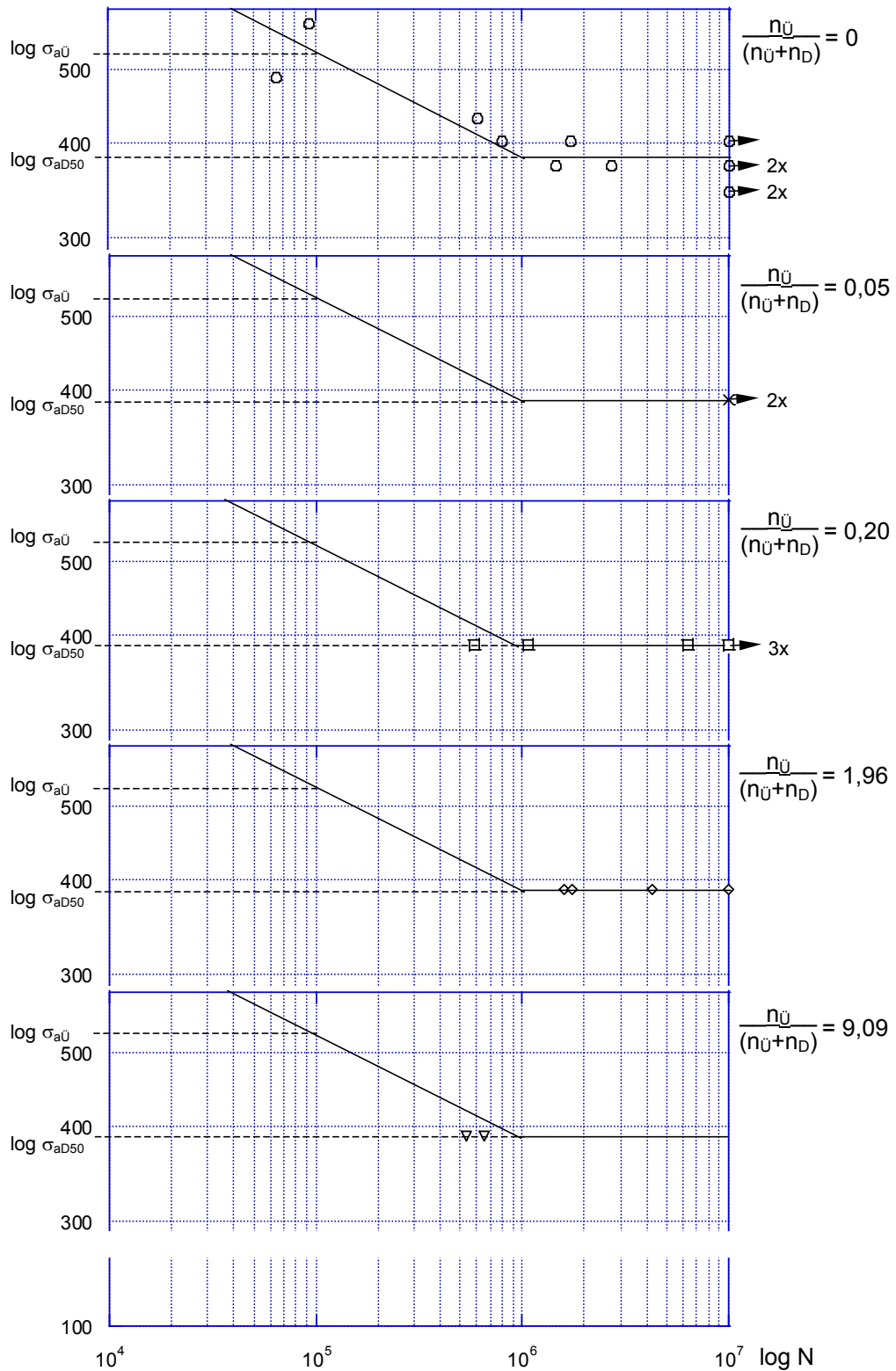


Bild 8–60: Versuchsergebnisse der Überlastversuche in der Wöhlerkurve ohne Überlasten

Diskussion

Für $n_{\text{Ü}}=0$ versagen definitionsgemäß 50% der Proben auf dem Horizont $\sigma_{\text{aD}50\%}$.

Für $\frac{n_{\text{Ü}}}{n_{\text{Ü}} + n_{\text{D}}} = 0,05$ gibt es zwei Durchläufer bei zwei gefahrenen Wellen. Dies kann als zufälliges Ergebnis gewertet werden bei dem geringen Stichprobenumfang. Allerdings zeigen die Überlasten keinen negativen Einfluss.

Bei $\frac{n_{\text{Ü}}}{n_{\text{Ü}} + n_{\text{D}}} = 0,20$ sind von sechs Proben drei ausgefallen. Das entspricht einer Ausfallwahrscheinlichkeit von genau 50%. Die Schwingspielzahlen der angerissenen Proben geben keinen Hinweis einer Schädigung durch die Überlasten.

Bei $\frac{n_{\text{Ü}}}{n_{\text{Ü}} + n_{\text{D}}} = 1,96$ sind alle vier Proben angerissen, allerdings sind die Schwingspielzahlen größer als 10^6 .

Bei $\frac{n_{\text{Ü}}}{n_{\text{Ü}} + n_{\text{D}}} = 9,09$ sind alle zwei Proben gerbrochen bei Schwingspielzahlen von rund 600.000.

Damit kann festgestellt werden, dass für $\sigma_{\text{aÜ}}/\sigma_{\text{aD}}=1,33$ bei einer 1:3-Radsatzwelle aus 34CrNiMo6 bei einem Verhältnis $\frac{n_{\text{Ü}}}{n_{\text{Ü}} + n_{\text{D}}}$ bis zu 0,20 keine Schädigung durch Überlasten zu erkennen ist.

Betreff weiterer Aussagen zum Thema Überlasten sei auf die Literatur /Haib 02, Hars 96, Jung 97/ verwiesen.

Trainiereffekte

Zur Prüfung von Radsatzwellen stehen in der Regel nur wenige Exemplare zur Verfügung, im Extremfall nur eine, so dass eine statistisch abgesicherte Dauerfestigkeit nicht bestimmt werden kann. Will man eine grobe Abschätzung der Dauerfestigkeit vornehmen, so geschieht das in sogenannten Laststeigerungsversuchen, d.h. auf einen niedrigen Lasthorizont wird die Prüfung begonnen. Nach Erreichen einer Grenzlasterzahl ohne Anriss wird die Belastung stufenweise erhöht, so lange bis schließlich ein Anriss auftritt.

Immer wird die Frage gestellt, ob durch Belastungen unterhalb der Dauerfestigkeit eine Trainierwirkung auftritt, so dass eine Abschätzung aus dem Laststeigerungsversuch, z.B. Mittelwert dem Anrisshorizont und dem höchsten Horizont einen Durchläufer, die wirkliche Dauerfestigkeit überschätzen würde.

Zu diesem Thema gibt es zahlreiche Literatur, z.B. /Suta 98, Pana 83, Klag 79, Webe 88, Schü 93/, auf die hier jedoch nicht eingegangen werden soll. Auch gibt es ein Laststeigerungsverfahren mit einem Vorschlag zur rechnerischen Abschätzung der Dauerfestigkeit, /Loca 55/, das jedoch praktisch keine Anwendung gefunden hat.

Hier soll experimentell eine Aussage speziell für Radsatzwellen aus 34CrNiMo6 gemacht werden. Dies ist insbesondere auch deshalb wichtig, weil einige Auswertungen mit hochgesetzten Durchläufer vorgenommen worden sind. Mit 13 1:3-Radsatzwellen soll untersucht werden, ob sich die im Laststeigerungsverfahren ermittelten Ergebnissen signifikant von der ermittelten Dauerfestigkeit an unbelasteten Proben unterscheiden.

Versuchsdurchführung

Der niedrigste Horizont wurde auf 60 und 70% der bekannten Dauerfestigkeit $\sigma_{avD}=382$ MPa, festgelegt, **Bild 8–61**. Die Laststeigerung beträgt pro Stufe $\Delta\sigma_v = 40$ [MPa], die Grenzlasterzahl $3 \cdot 10^6$. Die Spannungshorizonte sind in **Tafel 8-47** angegeben.

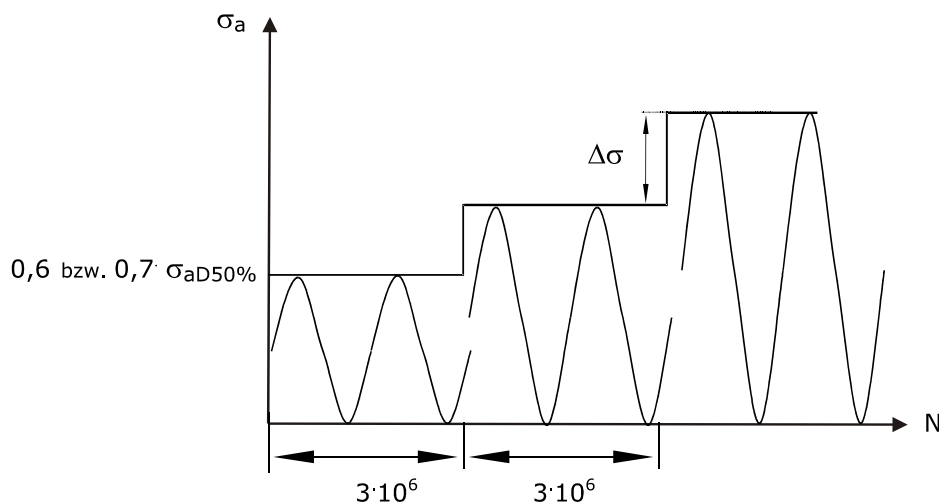


Bild 8–61: Schema des Laststeigerungsversuches

Laststufe	örtliche Spannungsamplitude σ_{av} im Radienübergang [MPa]
1	232
2	271
3	311
4	351
5	390
6	430
7	470

Tafel 8-47: Spannungshorizonte der Laststeigerungsversuche

Ergebnisse

Die Ergebnisse sind in **Tafel B-8** zusammengestellt und in **Bild 8–62** aufgetragen.

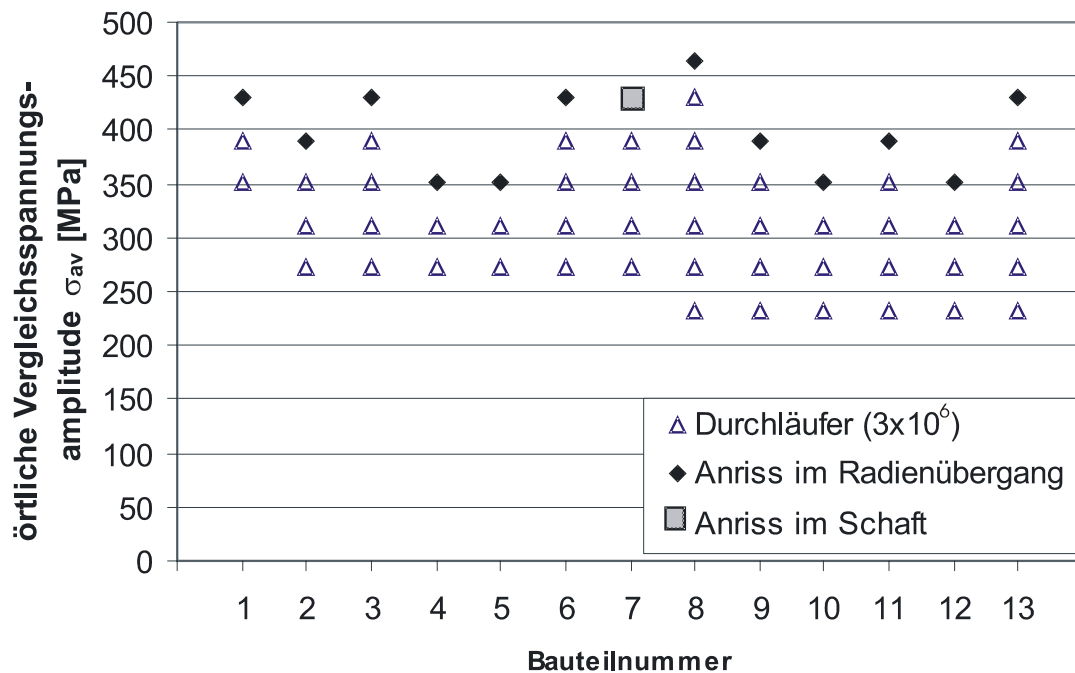


Bild 8–62: Übersicht der Versuchsergebnisse der Laststeigerungsversuche

Zur Auswertung der Versuche wird die Maximum-Likelyhood-Methode herangezogen, /Liu 01/. Bei jeder Probe wird neben dem Ereignis Anriss der vorangegangene Durchläufer mit einbezogen. In **Tafel 8-47** sind die Dauerfestigkeitswerte für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}}=50\%$ angegeben.

Bei einer Probe ist ein Riss in der Schaftmitte aufgetreten. Eine Wertung hierfür als „normal“ angerissen bzw. nur die Einbeziehung der Durchläuferstufen ergibt für die Dauerfestigkeitsabschätzung eine Abweichung in Höhe von 2 MPa.

Die Auswertung für die Dauerfestigkeit führt zu einem Wert, der praktisch gleich des im Treppenstufenverfahren gefundenen Wertes liegt. Die Abweichung kann als zufällig betrachtet werden. Damit liegt ein dauerfestigkeitssteigernder Trainiereinfluss nicht vor.

	Dauerfestigkeit	
	Treppenstufenverfahren	Laststeigerungsverfahren
örtliche Spannungsamplitude σ_{avD} [MPa]	382	378-380

Tafel 8-48: Dauerfestigkeitsermittlung von 1:3-Wellen nach unterschiedlichen Versuchsverfahren

Mit Hilfe weiterer Ansätzen zur Auswertung soll das Ergebnis der im Laststeigerungsversuch erzielten Dauerfestigkeit überprüft werden:

Sind die in **Bild 8–62** dargestellten Versuchsergebnisse so geordnet, dass eine Auswertung nach dem Treppenstufenverfahren möglich ist, ergibt sich **Bild 8–63**. Die Anordnung berücksichtigt eine maximale Anzahl an Versuchswerten.

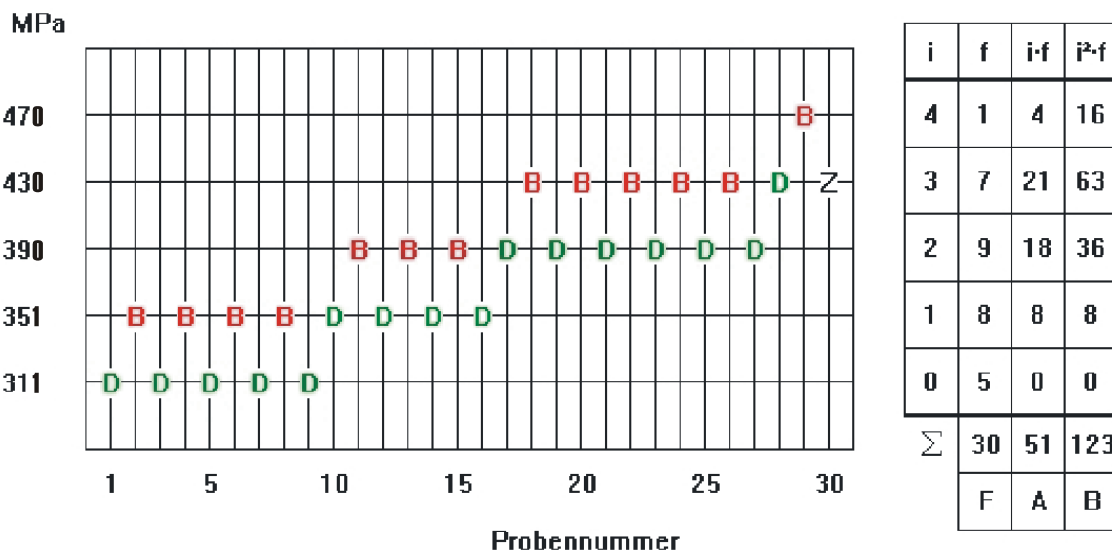


Bild 8–63: Ergebnisse der Laststeigerungsversuche nach dem Treppenstufenverfahren ausgewertet

Für die Dauerfestigkeit ergibt sich nach Gleichung (8-15)

$$\sigma_{aD50\%} = \sigma_0 + d \cdot \frac{A}{F} \tag{8-15}$$

ein Wert von $\sigma_{avD50\%} = 379$ MPa.

8.4 Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche

Wird für jede Probe aus dem Spannungshorizont für Anriss und dem vorhergehenden Durchläufer gemittelt und wiederum der Mittelwert über alle Versuchspunkte gebildet errechnet sich nach Gleichung (8-16)

$$\sigma_{avD50\%} = \frac{1}{n} \sum \frac{\sigma_{a,Anriss} + \sigma_{a,Durchläufer}}{2} \quad (8-16)$$

ein Wert von $\sigma_{avD50\%} = 380 \text{ MPa}$.

Aus der Darstellung in **Bild 8–62** geht hervor, dass auf drei Spannungshorizonten Durchläufer wie auch Proben mit Anriss vorliegen. Somit ist es möglich, für diese Horizonte eine rechnerische Überlebenswahrscheinlichkeit anzugeben, **Tafel 8-49**.

σ_{av} [MPa]	Anzahl Versuche	Anzahl Durchläufer	$P_{\bar{u}}$ [%]
430	6	1	16,7
390	9	6	66,7
351	13	9	69,2

Tafel 8-49: Rechnerische Überlebenswahrscheinlichkeit für Spannungshorizonte aus Laststeigerungsversuchen

Werden diese in ein Wahrscheinlichkeitsnetz eingezeichnet, liefert eine Regressionsrechnung für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}50\%}$ den Wert $\sigma_{avD50\%} = 389 \text{ MPa}$, **Bild 8–64**.

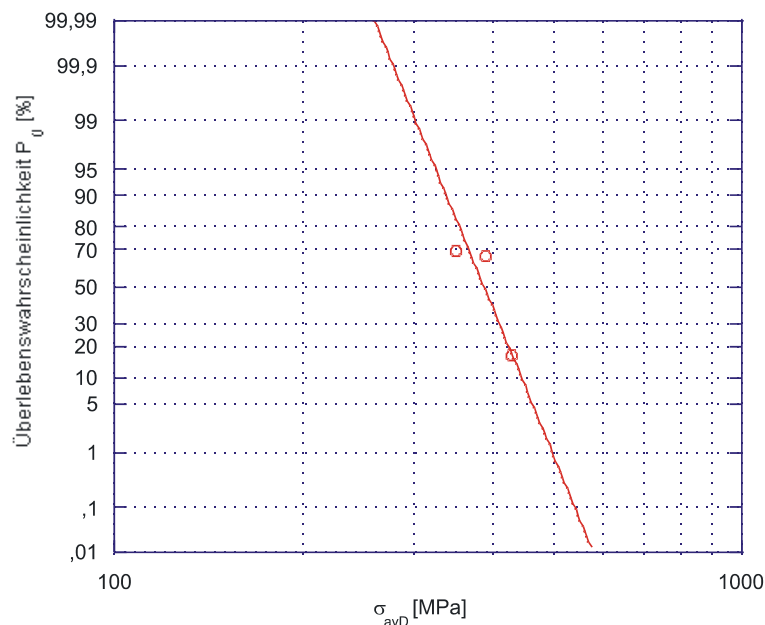


Bild 8–64: Darstellung der Versuchsergebnisse im Wahrscheinlichkeitsnetz

Alle Ansätze liefern vergleichbare Resultate. Die Darstellung im Wahrscheinlichkeitsnetz weist für die Dauerfestigkeit einen geringfügig höheren Wert aus. Diese Abweichung liegt darin begründet, dass hierfür nur drei Punkte vorliegen.

8.5 Untersuchungen an Kleinproben

8.5.1. Vorbemerkung

Die Übertragung von Schwingfestigkeitsdaten von kleinen Probestäben auf Bauteile ist äußerst problematisch. Wenn hier über Ergebnisse von Versuchen mit Kleinproben berichtet wird, so nur deshalb, weil in der zurzeit gültigen Norm für die Auslegung von Radsatzwellen nach EN 13103/4 Kleinproben eine Rolle spielen. Da die Dauerfestigkeit der Kerbstäbe von der Art der Herstellung der scharfen Kerbe beeinflusst wird, die Herstellung in der Norm aber nicht festgelegt ist, sind Einzelergebnisse wenig hilfreich.

Bei der Auslegung von Radsatzwellen werden nach EN 13103/4 zulässige Spannungen über einen Sicherheitsfaktor bestimmt. Sind andere Stahlsorten als A1N vorgesehen, werden zulässige Spannungen zusätzlich über den q-Wert verändert, s. Gleichung (8-17):

$$\sigma_{\text{zul}} = \frac{\sigma_{\text{aD}}}{S \cdot \frac{q}{q_{\text{A1N}}}} \quad (8-17)$$

Der q-Wert in Gleichung (8-17) stellt die aus der Festigkeitsrechnung bekannte Kerbwirkungszahl K_f dar und wird nach EN 13103/4 bzw. prEN 13261 mittels Umlaufbiegeversuchen an glatten und gekerbten Probestäben ermittelt, Gleichung (8-18).

$$q = \frac{R_{\text{fl}}}{R_{\text{fE}}} = \frac{\text{Dauerfestigkeit glatte Probe}}{\text{Dauerfestigkeit Kerbprobe}} \quad (8-18)$$

Für den Stahl A1N ist ein q-Wert von 1,47 vorgegeben.

Für höherfestere Werkstoffe als A1N gilt allgemein:

$$\frac{q}{q_{\text{A1N}}} > 1 \quad (8-19)$$

Dieser Ansatz zur Bestimmung zulässiger Spannungen impliziert durch den in Gleichung (8-19) ersichtlichen Zusammenhang einen variablen, werkstoffabhängigen Sicherheitsfaktor. Dadurch werden höherfestere Werkstoffe strenger bewertet.

Die ursprünglich vorgesehene Probenform entstammt dem UIC-Merkblatt 515-3. Um eine bessere Reproduzierbarkeit bei der Fertigung zu gewährleisten, wurde der Kerbradius von $r=0,04$ mm auf 0,10 mm vergrößert, **Tafel 8-50**. Dabei wurden die Kerbtiefe t und der Kerbdurchmesser d so geändert, dass praktisch die gleiche Formzahl K_t vorliegt.

Die Formzahl berechnet sich nach /FKM 02/ zu

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,20 \cdot \frac{r}{t} + 5,5 \cdot \frac{r}{d} \cdot (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2}} \quad (8-20)$$

Kerbgeometrie nach	UIC 515-3	EN 13103/4 (2001)
r [mm]	0,04	0,10
d [mm]	9,8	9,0
t [mm]	0,1	0,5
K_t	4,12	4,10

bezogener Spannungsgradient χ^* für Biegung		
$\chi^* = \frac{2}{d} + \frac{2}{r}$		
	UIC 515-3	EN 13103/4
$\chi^* [mm^{-1}]$	50,2	20,2

Tafel 8-50: Geometrie, Formzahl und bezogenes Spannungsgefälle für Proben nach UIC und EN

Bei praktisch gleicher Formzahl unterscheidet sich das bezogene Spannungsgefälle sehr deutlich, so dass größere Unterschiede in der Dauerfestigkeit auftreten.

Die in der EN 13103/4 genannten Angaben für R_{fE} ($\triangleq S_{bWk}$) beziehen sich auf Werte, die an Proben mit einer Geometrie entsprechend des UIC-Merkblattes 515-3 ermittelt worden sind. Da der q-Wert abhängig vom Werkstoff und der Probengeometrie ist, ergeben sich zwangsläufig abweichende Festigkeitswerte bei der Verwendung von Kerbproben nach UIC und EN 13103/4.

8.5.2. Umlaufbiegeversuche

Zweck der Versuche ist einerseits die in der EN 13103/4 angegebenen Werte für A1N und A4T mit eigenen Versuchsergebnissen zu vergleichen, andererseits Kennwerte für die nicht in der Norm angegebenen Radsatzwerkstoffe A5T und 34CrNiMo6 zu ermitteln.

Die im Rahmen des Forschungsprojektes verwendeten Probestäbe sind entsprechend der Geometrie nach EN 13103/4 ausgeführt, s. **Tafel 8-50**.

Zur Probenentnahme wurde jeweils das Schmiedende einer 1:1-Prüfwelle ausgewählt, das nach dem Abnahmezeugnis der Schmiede PSW Brand-Erbisdorf die geringsten statischen Festigkeitskennwerte aufweist. Dies sind die Schmiedenden der Wellen OA17 (A1N), OB39 (A4T), OC63 (A5T) und OD84 (34CrNiMo6).

Die Probestäbe für Umlaufbiegeversuche und Zugversuche sind dem Schmiedestück oberflächennah entnommen worden, **Bild B-5**. Um Gefügeveränderungen durch eine fertigungsbedingte Erwärmung zu vermeiden, wurden diese funkenerosiv herausgearbeitet. Die Proben sind im IMAB mit der in **Bild B-2** dargestellten Geometrie auf einer CNC-Drehmaschine spanend gefertigt worden. Die Herstellung der Kerbe erfolgte durch den Einstich eines Drehmeißels mit entsprechender Geometrie. **Bild B-21** zeigt den Schliff durch die Kerbe einer Kleinprobe.

Im IMAB wurden die Zugversuche auf einer Universalprüfmaschine vom Typ Zwick ZS 100 durchgeführt, **Bild B-6**. Die Ergebnisse sind zusammenfassend in der **Tafel 8-51** dargestellt. Die zugehörigen Spannungs-Dehnungs-Diagramme finden sich, ebenso wie die Gefügebilder der Werkstoffe, im Anhang **Bild B-11** bis **Bild B-31**.

Werkstoff	entnommen aus	Zugfestigkeit R_m [MPa]	Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]	Bruchdehnung A_5 [%]	Brucheinschnürung Z [%]
A1N	OA17	585	351	30	58
A4T	OB39	697	555	23	68
A5T	OC63	782	575	22	64
34CrNiMo6	OD84	1.045	943	19	69

Tafel 8-51: Statische Kennwerte der aus dem Schmiedestück herausgearbeiteten Probe

8.5 Untersuchungen an Kleinproben

Durchgeführt wurden die Versuche auf einer Umlaufbiegemaschine vom Typ Schenck Rapid, **Bild B–7**. Die Prüffrequenz beträgt 60 Hz. Vor Versuchsbeginn wurde die Prüfmaschine kalibriert. Als Kalibrierprobe zur Messung von Biegespannungen wurde ein Rundstahl vom Durchmesser 10 mm mit Dehnungsmessstreifen vom Typ 3/120 LY 11 appliziert und als Halbbrücke verschaltet.

Zur Bestimmung der Dauerfestigkeitswerte wurde das Treppenstufenverfahren angewandt und nach dem verbesserten Verfahren nach Hück ausgewertet, /FVA 99/. Zur Auswertung wurde das Programm „Wintrepp“, Version 2.0 herangezogen.

Pro Versuchsreihe liegen 17-20 Einzelergebnisse vor. Damit kann ein statistisch abgesicherter Mittelwert bestimmt und die Standardabweichung abgeschätzt werden. **Tafel 8-52** zeigt die ermittelten Dauerfestigkeitskennwerte und die Standardabweichung für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{u}}=50\%$.

Werkstoff	Glatte Probestäbe ($K_t=1$)		Kerbstäbe ($K_t=4,1$)		Kerb- wirkungszahl $K_f \triangleq q$
	Dauerfestigkeit S_{bw} [MPa]	Standard- abweichung s	Dauerfestigkeit S_{bwk} [MPa]	Standard- abweichung s	
A1N	264	0,038	147	0,026	1,80
A4T	373	0,030	176	0,058	2,12
A5T	382	0,010	173	0,038	2,21
34CrNiMo6	483	0,020	228	0,061	2,13

Tafel 8-52: Versuchsergebnisse aus Umlaufbiegeversuchen an Kleinproben

Erfahrungsgemäß steigt die Schwingfestigkeit der glatten Proben mit zunehmender statischer Festigkeit an. Bei den Kerbstäben ist der Anstieg wesentlich geringer bzw. ist die Dauerfestigkeit für A4T und A5T praktisch gleich.

Der im Experiment ermittelte Dauerfestigkeitswert für glatte Proben aus A1N und A4T fällt etwas höher aus als in der EN 13103/4 angegeben, **Tafel 8-53**. Dabei ist jedoch davon auszugehen, dass es sich bei den in der EN 13103/4 gemachten Angaben um Mindestwerte handelt.

Werkstoff	Glatte Probestäbe ($K_t=1$)
	Dauerfestigkeit S_{bw} [MPa]
A1N	250
A4T	350

Tafel 8-53: Dauerfestigkeitswerte glatter Probestäbe nach EN 13103/4

Für gekerbte Probestäbe fallen die Dauerfestigkeitswerte für A1N und A4T signifikant geringer aus als in der EN 13103/4 angegeben. Sie führen in der Folge zu hohen K_f - bzw. q -Werten. Dies wiederum führt nach Gleichung (8-17) für diese Werkstoffe zu geringeren zulässigen Spannungen als in der Norm vorgesehen, obwohl die statischen Festigkeitskennwerte den Mindestanforderungen genügen.

Auffällig ist das Ergebnis für den Werkstoff 34CrNiMo6. Die experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl K_f ist ähnlich wie bei A4T. Untersuchungen anderer Forschungsstellen ermitteln für 34CrNiMo6 einen K_f -Wert im Bereich von 2,30 bis 2,40 auf. Für die geringe Kerbwirkungszahl von 34CrNiMo6 in dieser Versuchsreihe liegt keine Erklärung vor. Allerdings kann eine größere Kaltverfestigung beim Herstellen derart scharfer Kerben nie ganz ausgeschlossen werden.

Dafür, dass die experimentell an gekerbten Probestäben ermittelten Dauerfestigkeitswerte geringer ausfallen als in der EN 13103/4 angegeben, gibt es eine einfache Erklärung: Die dort angegebenen Werte stammen aus Versuchen an UIC-Proben. Trotz der gleichen Formzahl liegen die Werte höher aufgrund des steileren Spannungsgefälles, das zu einer größeren Stützwirkung führt.

Bei der weiteren Verwendung der EN 13103/4 in der bisherigen Form ist es erforderlich, die angegebenen q -Werte zu korrigieren.

8.5.3. Kleinproben im Schrifttum

In der Literatur existieren zahlreiche Ergebnisse aus Versuchen an kleinen ungekerbten Proben aus Umlaufbiegeversuchen. Vielfach ist sogar ein ähnliches Prüfmaschinenmodell verwendet worden. Die Ergebnisse wurden an Proben ermittelt, die im Durchmesserbereich von 5,89 mm, 6,74 mm und 7,54 mm liegen. Die zylindrische Probenoberfläche beträgt zwischen 500-525 mm². Für eine Auswertung der Ergebnisse in Bezug auf die Umlaufbiegewechselfestigkeit sind einige Versuchswerte von Proben mit Durchmesser 10 mm mit einbezogen worden, des weiteren Ergebnisse aus eisenbahntechnischen Untersuchungen. Insgesamt liegen zur Auswertung 80 Einzelversuchsreihen vor /Bork 84, Günt 67, Kiri 88, Klag 79, Magi 81, Marq 04, Nick 72, Schm 71, Suta 98, Pana 83/. Abgesicherte Werte für die ermittelte Dauerfestigkeit werden auch bei fehlender Angabe des Probenumfangs angenommen. Bei einigen Versuchen wurde die Dauerfestigkeit über sogenannte Grenzspannungen thermometrisch bestimmt /Bork 84, Klag 79/. Fehlende statische Kennwerte wurden nach DIN 50150 aus angegebenen Härtewerten abgeschätzt.

Das Vorliegen unterschiedlicher Zugfestigkeitswerte R_m und Streckgrenzen R_{eH} bzw. $R_{p0,2}$ für einen Werkstoff deutet auf das Vorliegen unterschiedlicher Vergütungszustände hin. Mit zunehmendem Streckgrenzenverhältnis nimmt im Allgemeinen Bruchdehnung und Brucheinschnürung ab.

8.5 Untersuchungen an Kleinproben

Der Vergleich der statischen Kennwerte aus über 270 einzelnen Datensätzen aus den oben genannten Quellen sowie /FVV 81, IABG – I/ und eigenen Daten im BMBF-Projekt zeigt, dass eine lineare Abhängigkeit von $R_{p0,2}$ zu R_m mit befriedigender Korrelation angenommen werden kann, **Bild 8–65**.

Liegt ein Werkstoff in unterschiedlichen Vergütungszuständen vor, kann demnach angenommen werden, dass sich R_m und $R_{p0,2}$ linear zueinander verhalten.

Die Beschreibung der Umlaufbiegewechselfestigkeit abhängig von statischen Kennwerten zeigen **Bild 8–66** und **Bild 8–67**. Die Quellen sind in **Tafel C-4** im Anhang angegeben.

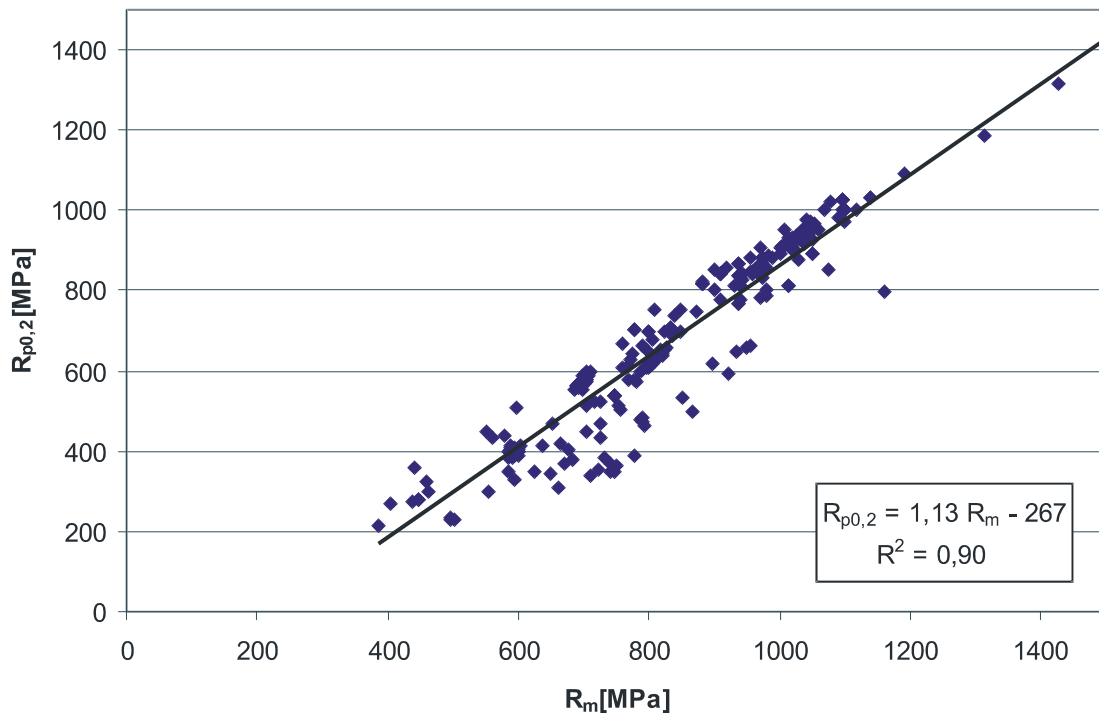


Bild 8–65: Abhängigkeit der Streckgrenze $R_{p0,2}$ von der Zugfestigkeit R_m

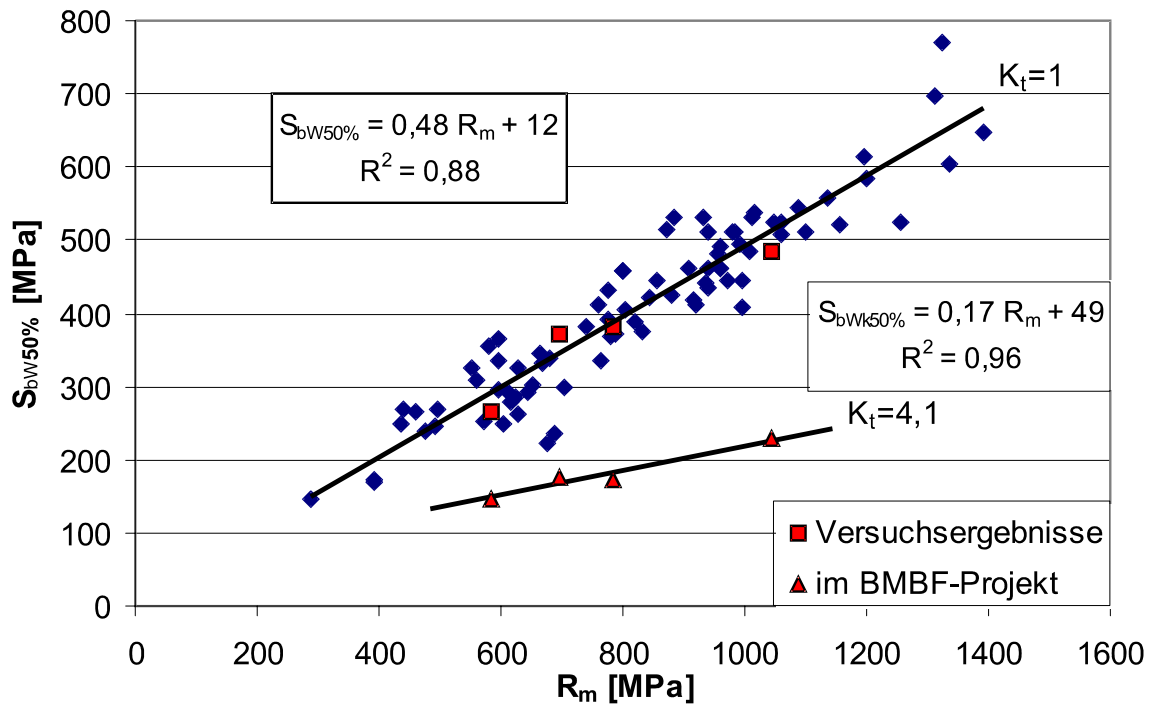


Bild 8—66: Biegewechselfestigkeit (Umlaufbiegung) ungekerbter und gekerbter Kleinproben in Abhängigkeit der Zugfestigkeit

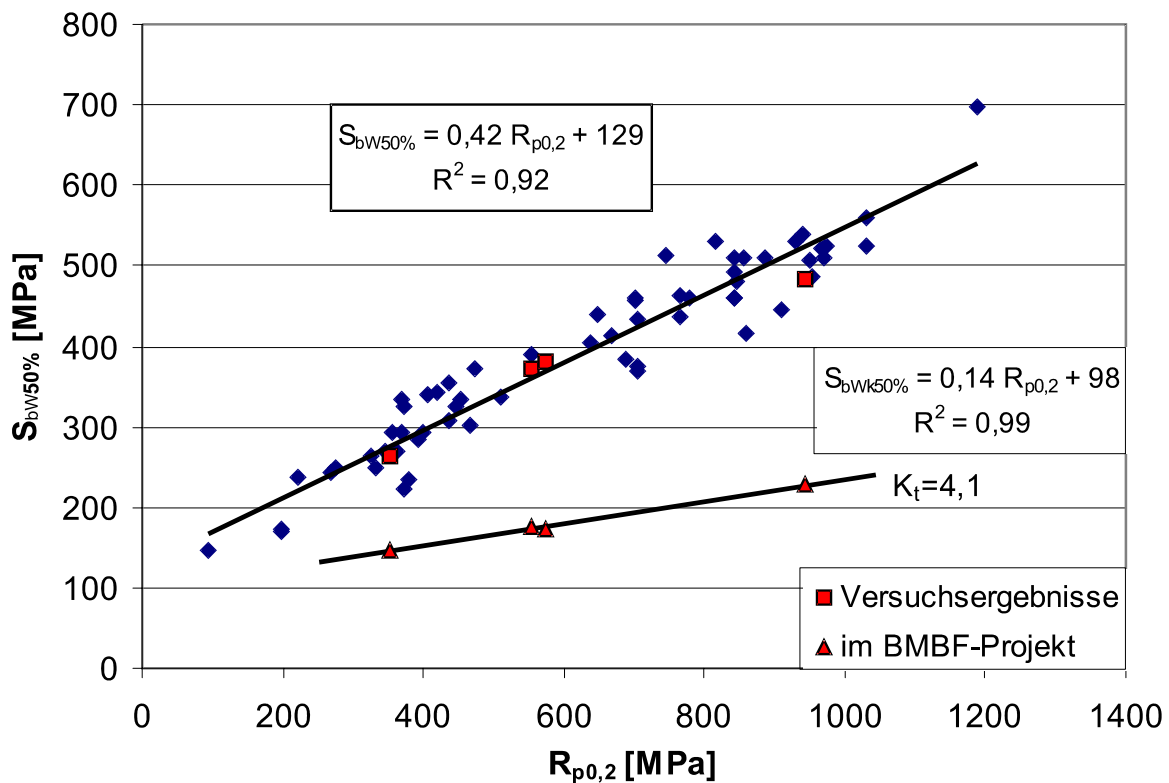


Bild 8—67: Biegewechselfestigkeit (Umlaufbiegung) ungekerbter und gekerbter Kleinproben in Abhängigkeit der Streckgrenze

Bild 8–66 und **Bild 8–67** ist zu entnehmen, dass die Korrelation zwischen $R_{p0,2}$ und $S_{bW50\%}$ bzw. $S_{bWk50\%}$ besser ist als zwischen R_m und $S_{bW50\%}$ bzw. $S_{bWk50\%}$. Die Gleichungen (8-21) und (8-22) werden deshalb als gute Näherungen angesehen.

$$S_{bW50\%} = 0,42 \cdot R_{p0,2} + 129 \quad (8-21)$$

$$S_{bWk50\%} = 0,14 \cdot R_{p0,2} + 98 \quad (8-22)$$

Für die Kerbwirkungszahl K_f ergibt sich entsprechend Gleichung (8-18):

$$K_f \hat{=} q = \frac{S_{bW50\%}}{S_{bWk50\%}} = \frac{0,42 \cdot R_{p0,2} + 129}{0,14 \cdot R_{p0,2} + 98} \quad (8-23)$$

Die so für Radsatzwerkstoffe berechneten Kerbwirkungszahlen mit den nach /prEN13261/, /UIC-811/ und /EN 10250-3/ geltenden Mindestwerten für die Streckgrenze $R_{p0,2}$ sind in **Tafel 8-54** aufgeführt.

	A1N	A4T	A5T	34CrNiMo6
$R_{p0,2, \min}$ [Mpa]	320	420	510	790
K_f	1,84	1,95	2,03	2,28

Tafel 8-54: Kerbwirkungszahlen für Kleinproben abgeschätzt nach Gleichung (8-23)

8.5.4. Rechnerische Dauerfestigkeitsabschätzung für Kleinproben

In der EN 13103/4 sind Versuche an Kleinproben zur Berechnung der Sicherheitszahl gefordert, wenn höherfestere Werkstoffe als A1N verwendet werden sollen. Hierzu ist seit längerer Zeit Kritik geübt worden:

1. Eine Sicherheitszahl sollte nicht abhängig sein vom verwendeten Werkstoff. Wenn notwendig sollte, z.B. eine höhere Kerbempfindlichkeit, bereits bei der Festlegung der zulässigen Spannungsamplituden Berücksichtigung finden.
2. Grundsätzlich sollte bei der Anwendung einer Norm zur Bemessung von Radsatzwellen keine Versuche an gekerbten Kleinproben notwendig sein.
3. Scharf gekerbte Probestäbe, z.B. nach UIC oder EN 13103/4, liefern keine brauchbare Aussage zum Bauteilverhalten. Hinzu kommt, dass die Fertigung von scharfen Kerben schwierig ist und je nach Herstellung zu unterschiedlichen Dauerfestigkeiten führt. Zu Letzterem liegen Beispiele vor.

Die im Folgenden gezeigte rechnerische Abschätzung nimmt die obige Kritik in keiner Weise zurück. Sie will lediglich zeigen, dass Versuche an Kleinproben auch deshalb nicht sinnvoll sind, weil Ergebnisse rechnerisch ausreichend genau abgeschätzt werden könnten bzw. eine rechnerische Abschätzung zutreffender sein wird als die experimentellen Werte, die sehr stark von der Art der Herstellung der scharfen Kerbe beeinflusst sind. Zur Herstellung der Kerbe enthält die Norm keine Angaben.

Die Abschätzung erfolgt für ungekerbte und gekerbte Probestäbe, wie sie in EN 13103/4 vorgesehen sind. Zur Berechnung werden die in den Regelwerken geltenden zulässigen statischen Kennwerte $R_{p0,2, \min}$ bzw. $R_{m, \min}$ und $R_{m, \max}$ der untersuchten Radsatzwerkstoffe zu Grunde gelegt, s. **Tafel A-19** bis **Tafel A-22**. Angegeben werden die abgeschätzten Dauerfestigkeitswerte S_{bW} und S_{bWk} als Nennspannungen für eine Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}=50\%$.

Die zur Berechnung verwendete Abschätzungsmethode basiert auf dem Stützwirkungskonzept von Siebel und Stieler und wird entsprechend dem in **Bild 8-68** skizzierten Schema durchgeführt. Die einzelnen Einflussgrößen werden im Folgenden beschrieben. Die Berechnungsergebnisse sind in **Tafel 8-56** bis **Tafel 8-57** zusammenfassend dargestellt.

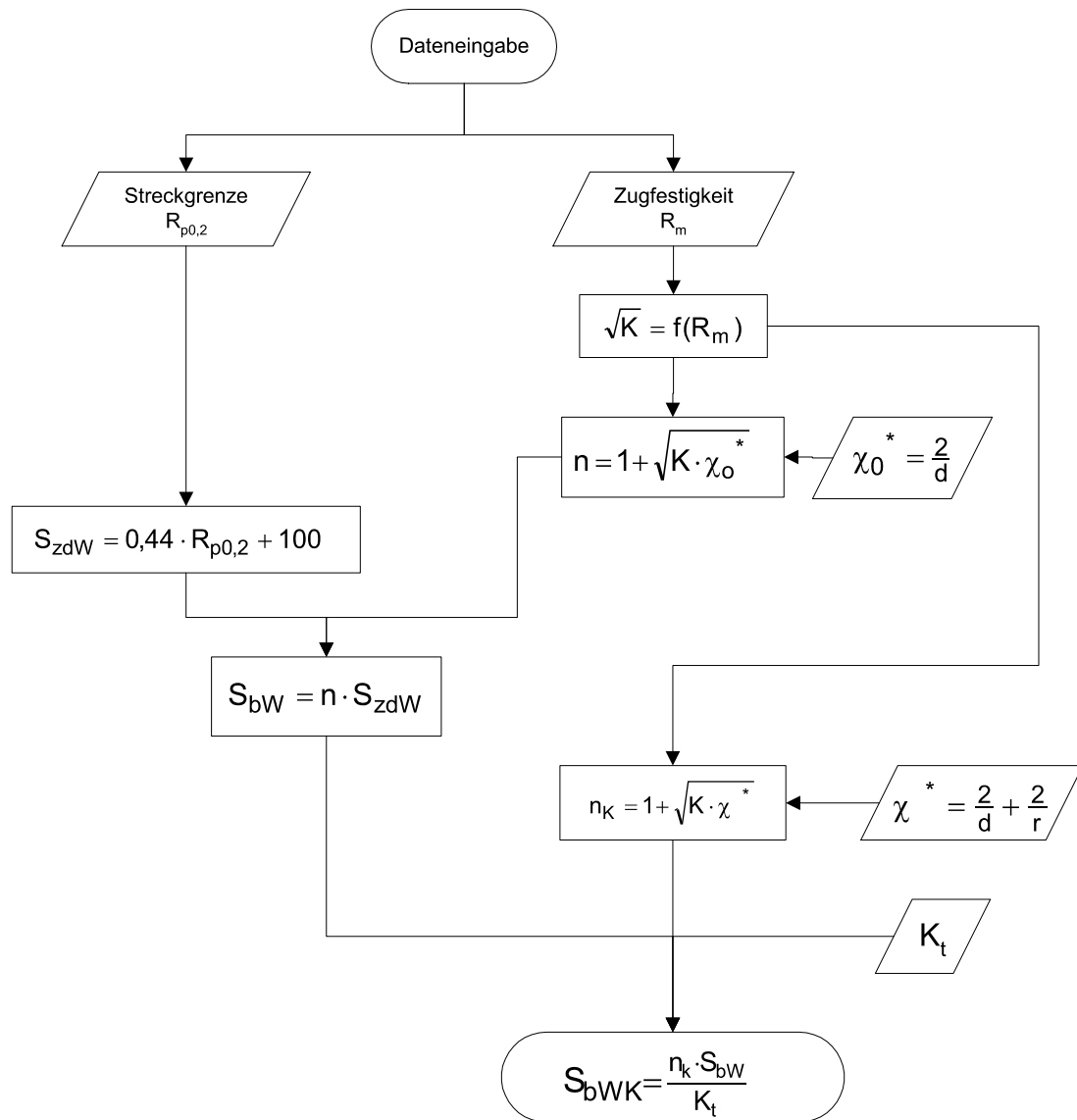


Bild 8—68: Schema zur rechnerischen Abschätzung der Dauerfestigkeit für glatte und gekerbte Probestäbe nach dem Stützwirkungskonzept

Nach dem Stützwirkungskonzept tritt bei Biegewechselbeanspruchung eine Stützwirkung auch bei glatten Probestäben ($K_t=1$) auf, wozu χ_o^* herangezogen wird. Zwischen der Zug-Druck-Wechselfestigkeit S_{zdW} und der Biegewechselfestigkeit S_{bW} besteht folgender Zusammenhang:

$$S_{bW} = n \cdot S_{zdW} \quad (8-24)$$

Die Zug-Druck-Wechselfestigkeit S_{zdW} lässt sich näherungsweise nach /IABG – I/ mit folgender Gleichung (8-25) bestimmen, vgl. Kapitel 5.1:

$$S_{zdW} = 0,44 \cdot R_{p0,2} + 100 \quad (8-25)$$

Nach Siebel und Stieler wird die Stützziffer n entsprechend Gleichung (8-26) berechnet. Die Werkstoffabhängigkeit wird über den Faktor K berücksichtigt

$$n = 1 + \sqrt{K \cdot \chi^*} \quad (8-26)$$

Berechnung der Stützziffer nach FKM (SWK-FKM)

Nach /FKM 02/ können für Stahlwerkstoffe, abhängig von der Höhe des Spannungsgradienten, folgende Gleichungen zur Berechnung der Stützziffer herangezogen werden:

bei $0,1 \text{ mm}^{-1} < \chi^* \leq 1 \text{ mm}^{-1}$ (ungekerbte Probestäbe)

$$n = 1 + \sqrt{\chi^*} \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{R_m}{2700}\right)} \quad (8-27)$$

bei $\chi^* > 1 \text{ mm}^{-1}$ (gekerbte Probestäbe)

$$n = 1 + \sqrt[4]{\chi^*} \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{R_m}{2700}\right)} \quad (8-28)$$

Der Term $10^{-\left(0,5 + \frac{R_m}{2700}\right)}$ in Gleichung (8-27) und (8-28) entspricht \sqrt{K} aus Gleichung (8-26) und beschreibt die Werkstoffabhängigkeit, **Bild 8–69**.

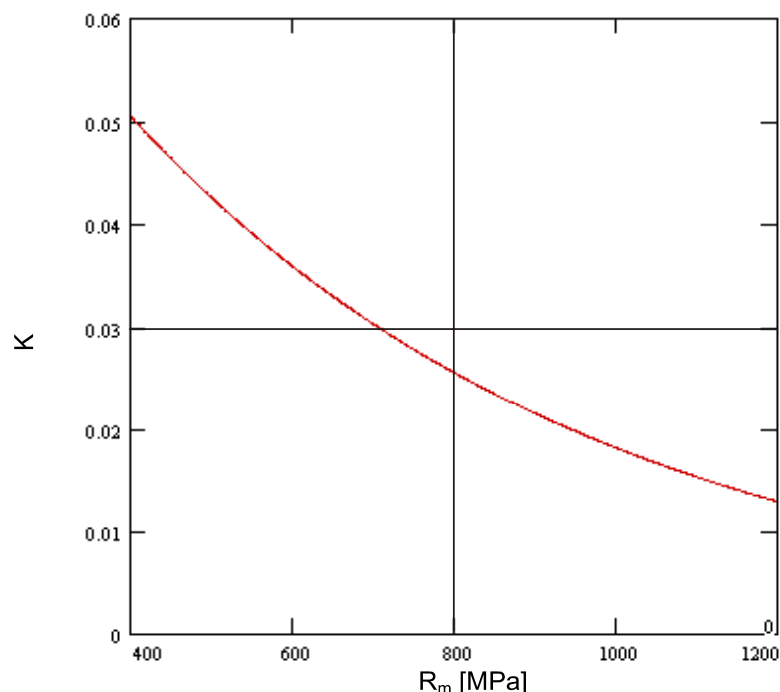


Bild 8–69: Abhängigkeit des Faktors K von der Zugfestigkeit nach /FKM 02/

8.5 Untersuchungen an Kleinproben

Zur Berechnung der Stützziffer bei hohen bezogenen Spannungsgradienten wird von Niessner und Seeger in /Niess 03/ ein neuerer Vorschlag gemacht. Hierbei handelt es sich um eine Empfehlung zur Erweiterung der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“, /FKM 02/.

Demnach berechnet sich die Stützziffer bei $\chi^* > 1 \text{ mm}^{-1}$ zu

$$n = 1 + \chi^* \left(\frac{1}{1 + 0,0025 \cdot R_m} \right) \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{R_m}{2700}\right)} \quad (8-29)$$

wobei die Stützziffer nicht auf den in **Bild 8–70** dargestellten Bereich begrenzt ist.

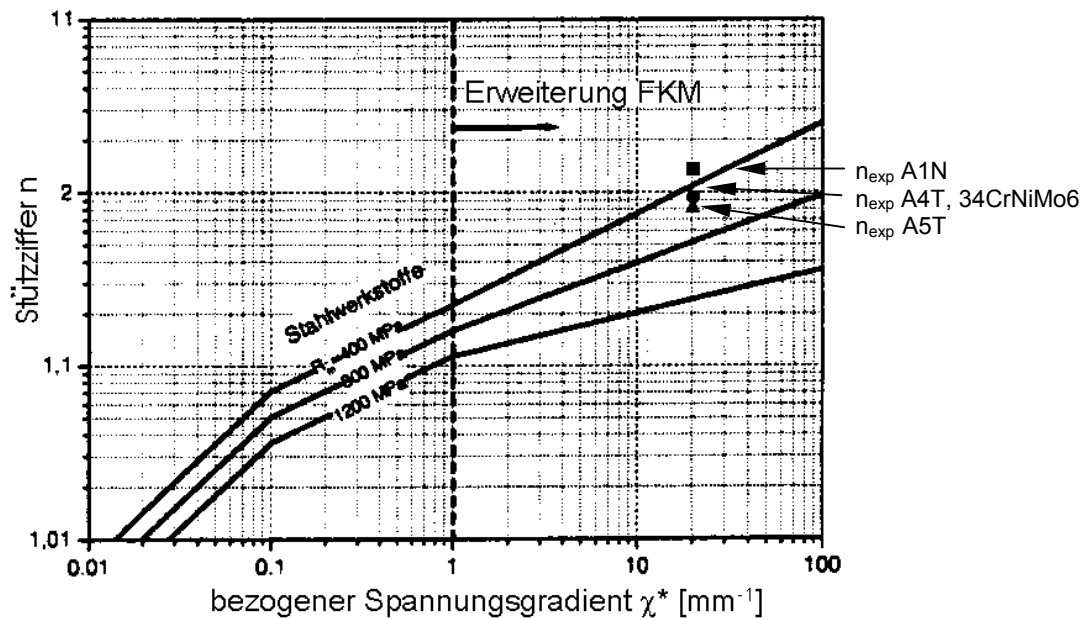


Bild 8–70: Erweiterung des Stützzifferbandes für Stahlwerkstoffe nach /Niess 03/ und experimentell bestimmte Stützziffern

Während die nach /FKM 02/ abgeschätzte Dauerfestigkeit ungekerbter Probestäbe plausible Werte ergibt, werden die Dauerfestigkeitswerte der nach EN 13103/4 gekerbten Probestäbe mit dieser Methode auch bei Verwendung des erweiterten Stützzifferbandes sehr konservativ abgeschätzt.

Die experimentell bestimmte Stützziffer fällt wesentlich höher aus, s. **Bild 8–70**. In **Tafel 8-55** sind die experimentell bestimmten und die nach Gleichung (8-29) rechnerisch abgeschätzten Stützziffern für den nach EN13103/4 gekerbten Probestab gegenübergestellt. Die zur Bestimmung der Stützziffer erforderlichen Parameter sind **Tafel 8-50** bis **Tafel 8-52** entnommen.

	A1N	A4T	A5T	34CrNiMo6
n_{exp}	2,27	1,93	1,86	1,92
n_{calc}	1,65	1,52	1,45	1,30

Tafel 8-55: Vergleich zwischen der experimentell ermittelten und nach Gleichung (8-29) rechnerisch abgeschätzten Stützziffer

Im Folgenden wird eine Abschätzungsmethode mit einem modifizierten Ansatz zur Berechnung der Stützziffer erläutert, mit der die Dauerfestigkeit des ungekerbten wie auch des gekerbten Probestabes gut getroffen wird.

Modifizierter Ansatz zur Berechnung der Stützziffer (SWK-mod)

Eine für alle Spannungsgradienten geltende Modifikation der Stützziffer erfolgt durch eine Anpassung anhand von Ergebnissen aus Umlaufbiegeversuchen an Stählen ($600 \text{ MPa} \leq R_m \leq 1200 \text{ MPa}$), Gleichung (8-30):

$$n = 1 + \sqrt{\chi^*} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{R_m}{2200}\right)} \quad (8-30)$$

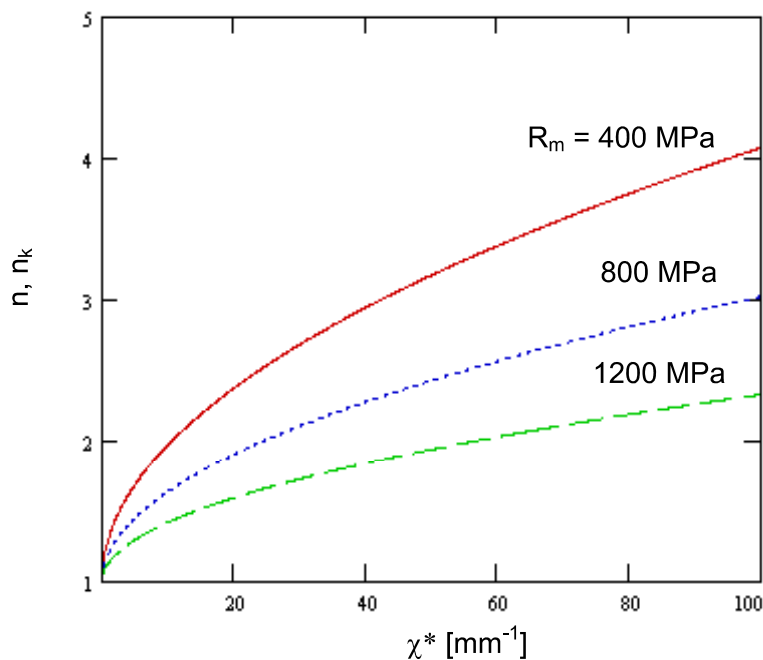


Bild 8–71: Stützziffer nach Gleichung (8-30) in Abhängigkeit des bezogenen Spannungsgradienten und der Zugfestigkeit

Für die Berechnung von gekerbten Probestäben wird der bezogene Spannungsgradient χ^* verwendet, der sich aus Beanspruchungsart und Kerbform zusammensetzt, /Well 76/. Für den betrachteten Probestab nach EN 13103/4 sind die Formzahl und der Spannungsgradient der **Tafel 8-50** zu entnehmen.

Die Berechnung der Kerbwirkungszahl $K_f \triangleq q$ für den gekerbten Probestab erfolgt mit Hilfe der Stützziffer n entsprechend Gleichung (8-30).

$$K_f = \frac{K_t}{n} \quad (8-31)$$

Die Formzahl wird nach Gleichung (8-20) ermittelt. Die Stützziffer n_k gilt für den gekerbten Probestab. Die Dauerfestigkeit der Kerbstäbe berechnet nach Gleichung (8-32).

8.5 Untersuchungen an Kleinproben

$$S_{bWK} = \frac{n_k \cdot S_{bW}}{K_t} \quad (8-32)$$

Damit ergibt sich die Kerbwirkungszahl zu

$$K_f \hat{=} q = \frac{S_{bW}}{S_{bWK}} \quad (8-33)$$

In **Tafel 8-56** und **Tafel 8-57** sind die Berechnungsergebnisse für die Dauerfestigkeit ungekerbter und gekerbter Probestäbe aufgeführt.

[Mpa]	A1N		A4T		A5T		34CrNiMo6	
	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}
	550	650	650	800	730	880	900	1050
[MPa]	R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}	
	320		420		510		790	
Methode	S _{bW} [MPa]							
SWK-FKM	262	260	308	305	349	346	477	474
SWK-mod.	270	267	316	311	357	352	485	480

Tafel 8-56: Abschätzung der Umlaufbiegewechselfestigkeit ungekerbter Kleinproben

[Mpa]	A1N		A4T		A5T		34CrNiMo6	
	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}	R _{m, min}	R _{m, max}
	550	650	650	800	730	880	900	1050
[MPa]	R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}		R _{p0,2, min}	
	320		420		510		790	
Methode	S _{bWK} [MPa]							
SWK-mod.	145	136	160	146	174	159	218	201

Tafel 8-57: Abschätzung der Umlaufbiegewechselfestigkeit gekerbter Kleinproben mit Geometrie entsprechend EN 13103/4

Die mit dem modifizierten Ansatz (SWK-mod) berechneten Dauerfestigkeitswerte ergeben für ungekerbte wie auch für gekerbte Probestäbe eine gute Übereinstimmung mit im Versuch ermittelten Ergebnissen. **Bild 8-72** zeigt den Vergleich zwischen experimentell ermittelten und rechnerisch abgeschätzten Dauerfestigkeitswerten für glatte und gekerbte Probestäbe.

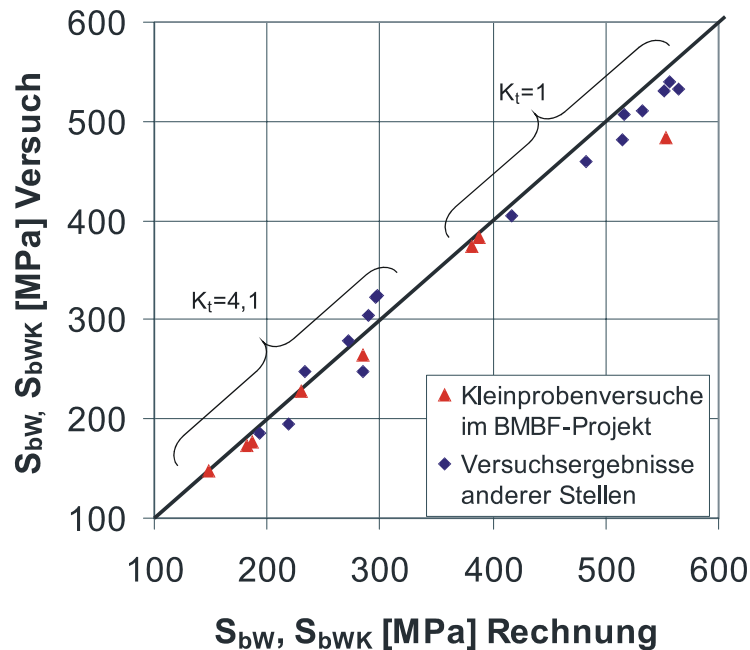


Bild 8–72: Vergleich Rechnung und Versuch für Kleinproben, Rechnung nach SWK-mod.

Die aus diesen Daten abgeleiteten Kerbwirkungszahlen sind in der **Tafel 8-58** dargestellt und graphisch in **Bild 8–73** aufgetragen und stimmen mit den in **Tafel 8-54** aufgeführten Kerbwirkungszahlen praktisch überein. Die berechneten Kerbwirkungszahlen in **Tafel 8-58** können als realistisch angesehen werden.

	Werkstoff							
	A1N		A4T		A5T		34CrNiMo6	
	$R_{m, \min}$	$R_{m, \max}$	$R_{m, \min}$	$R_{m, \max}$	$R_{m, \min}$	$R_{m, \max}$	$R_{m, \min}$	$R_{m, \max}$
$K_f \triangleq q$	1,86	1,97	1,97	2,13	2,05	2,21	2,23	2,38

Tafel 8-58: Kerbwirkungszahlen aus der rechnerischen Abschätzung für Kleinproben mit Geometrie entsprechend EN 13103/4

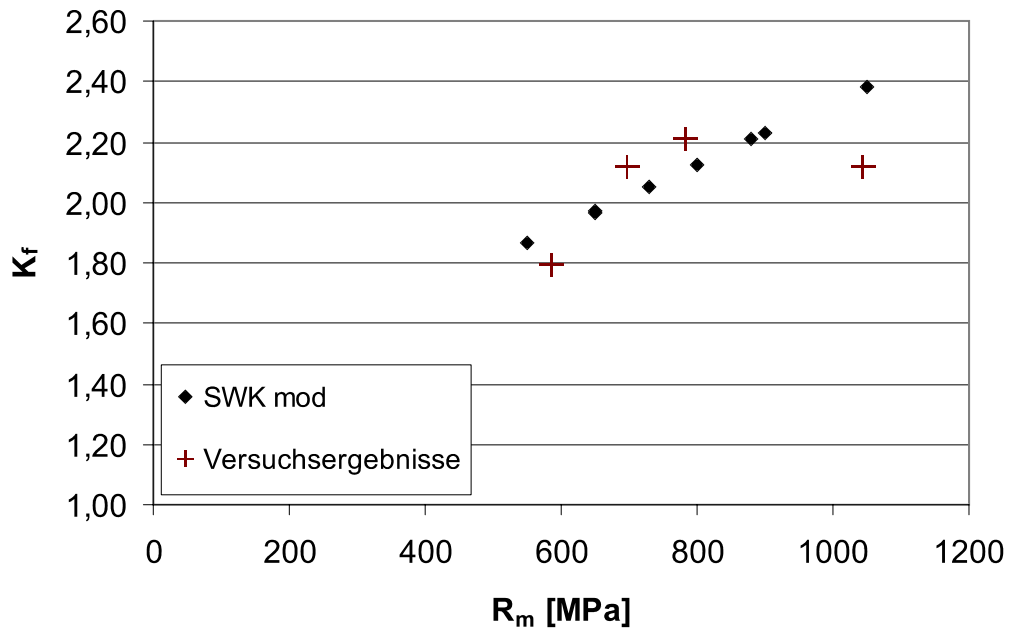


Bild 8–73: Berechnete und experimentell ermittelte Kerbwirkungszahlen für Kleinproben nach EN 13103/4

Mit dem in **Bild 8–73** dargestellten Zusammenhang kann für die Kerbwirkungszahl K_f in Bezug auf die spezielle Geometrie der Kleinproben als Näherungsgleichung angegeben werden:

$$K_f = 0,001 \cdot R_m + 1,29 \quad (8-34)$$

bzw.

$$S_{bWK} = \frac{S_{bW}}{K_f} = \frac{S_{bW}}{0,001 \cdot R_m + 1,29} \quad (8-35)$$

8.5.5. Zyklische Kennwerte

Zur Bestimmung des zyklischen Werkstoffverhaltens wurden dehnungsgeregelte Versuche durchgeführt. Die Proben hierfür wurden ebenso wie die Proben für Umlaufbiegeversuche aus dem jeweiligen Schmiedeende herausgearbeitet und im IMAB mit der in **Bild B–4** dargestellten Geometrie auf einer CNC-Drehmaschine spanend gefertigt. Anschließend wurden die Proben mechanisch poliert ($R_a \leq 0,4 \mu\text{m}$). Die statischen Festigkeitskennwerte zeigt **Tafel 8-51**, die statischen Spannungs-Dehnungs-Diagramme sind im Anhang **Bild B–28** bis **Bild B–31** dargestellt,

Auf einem servo-hydraulischem Prüfstand wurden die dehnungskontrollierten Schwingversuche durchgeführt, **Bild B–10**. Die Prüffrequenz beträgt abhängig von der eingestellten Dehnungsamplitude zwischen 0,1 bis 0,5 Hz. Der Dehnungsaufnehmer vom Typ Sandner EXA10-0,25 und die Kraftmessdose wurden vor Versuchsbeginn kalibriert.

Das zyklische Spannungs-Dehnungs-Diagramm und die Dehnungs-Wöhlerline werden mit Hilfe mehrerer Versuche bei unterschiedlicher Belastungsamplituden aus den Spitzenwerten der sich einstellenden stabilisierten Hystereseschleifen ermittelt.

Tafel 8-59 zeigt die Ergebnisse der dehnungsgeregelten Versuche (konstante Gesamtdehnungsamplitude). Das zyklische Spannungs-Dehnungs-Diagramm und die Dehnungs-Wöhlerline der untersuchten Werkstoffe sind im Anhang dargestellt, **Bild B–36** bis **Bild B–43**.

Werkstoff	E [GPa]	$R'_{p0,2}$ [Mpa]	K' [Mpa]	n'	σ'_f [Mpa]	ϵ'_f
A1N	190	324	1072	0,192	1340	3,18
A4T	198	448	516	0,023	716	1,91
A5T	202	481	721	0,065	662	2,70
34CrNiMo6	205	699	802	0,022	1024	6,53

Tafel 8-59: Zyklische Kennwerte aus dehnungsgeregelten Versuchen

Alle vergüteten Werkstoffe zeigen ein entfestigendes Verhalten auf. Die Entfestigung in Bezug auf die statische Spannungs-Dehnungs-Kurve liegt für die untersuchten Werkstoffe im üblichen Bereich, s. /Boll 87/. Im Bereich höherer Beanspruchungsamplituden ist bei Stählen mit einem Streckgrenzenverhältnis $R_{p0,2}/R_m < 0,7$ eine zyklische Verfestigung, bei $R_{p0,2}/R_m > 0,83$ eine zyklische Entfestigung zu erwarten.

Weshalb die Dauerfestigkeit der 1:1-Wellen aus Werkstoff A5T vergleichsweise niedrig ausfällt, kann anhand der zyklischen Werkstoffkennwerte nicht geklärt werden.

8.6 Bewertung von Torsionsbeanspruchungen

In Abschnitt 7 werden die beiden Normalspannungskomponenten σ_l und σ_u festgelegt. Beide Komponenten sind zueinander proportional. Da beide auch immer das gleiche Vorzeichen haben, ist die Vergleichsspannung nach der GEH kleiner als die Längsspannung σ_l , die bei reiner Biegung auch die erste Hauptspannung ist. Das führt dazu, dass die ertragbare Längsspannung $\sigma_{l,aD}$ höher als die Wechselfestigkeit σ_W des Werkstoffes ist. Bei Verwendung der Vergleichsspannungsformzahl ist diese Wirkung der sekundären Mehrachsigkeit bereits berücksichtigt.

Eine zusätzliche Schubspannung τ_{lU} hat eine festigkeitsmindernde Wirkung. Für proportionale Komponenten kann die Gültigkeit der GEH angenommen werden. Wenn die Torsion jedoch als frequenzverschiedene schwingende Komponente oder nur als Mittelspannung auftritt, können die klassischen Vergleichsspannungshypothesen nicht mehr verwendet werden, da die Hauptspannungsrichtung nicht mehr konstant ist. Hier muss auf allgemeinere Hypothesen zurückgegriffen werden. Im Folgenden werden die Einflüsse mit Hilfe der Schubspannungsintensitätshypothese (SIH) untersucht, wie sie in /Liu 91, Zenn 00/ verwendet wird. Die SIH ist für zahlreiche Beanspruchungsfälle verifiziert worden, wobei die Abweichungen zwischen Rechnung und Versuch relativ gering sind. Dabei ist die Interpretation der von Mises'schen-Fließbedingung durch Novozhilov als Schubspannungsintensität aufgegriffen und auf die Problemstellung der Ermüdung unter mehrachsigen Spannungen angewendet worden. Für proportionale Beanspruchung entspricht die SIH der GEH; sie kann allerdings auch an ein variables Verhältnis τ_W / σ_W angepasst werden. Für die GEH gilt

$$\tau_W / \sigma_W = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0,58.$$

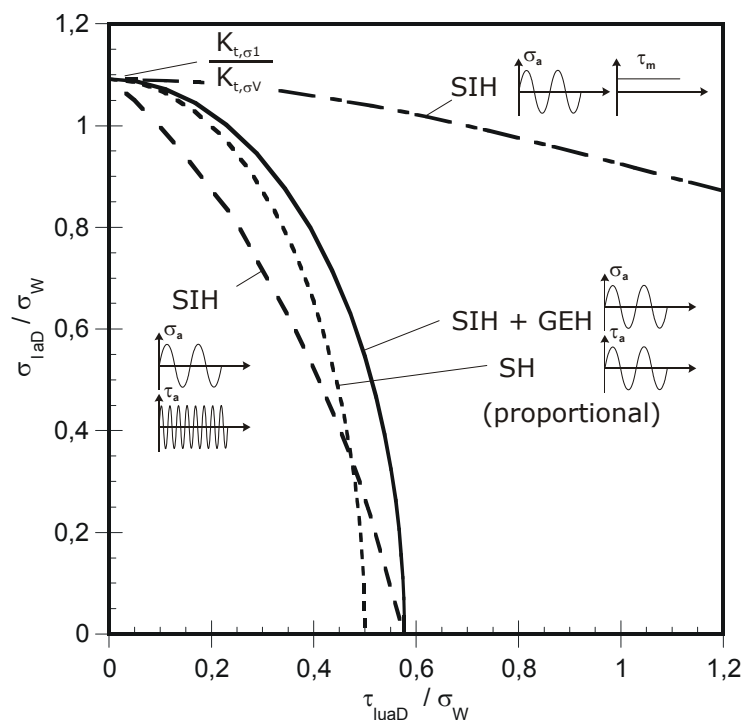


Bild 8–74: Wechselfestigkeitsdiagramm

In **Bild 8–74** ist zu sehen, dass die festigkeitsmindernde Wirkung der überlagerten Torsion stark von den Zeitverläufen abhängig ist. So schädigt eine

frequenzverschiedene schwingende Schubspannung mehr und eine Schubmittelspannung gleichen Betrages weniger als proportionale Komponenten. Die derzeitigen Regelwerke für Radsatzwellen bewerten Torsionsbelastungen über die Schubspannungshypothese (SH). Ob die Ersteller der Regelwerke hier eine werkstoffmechanische Begründung hatten, kann aus heutiger Sicht praktisch nicht mehr nachvollzogen werden.

Die gleichen Ergebnisse stellt **Bild 8–75** in anderer Weise dar. Hier ist die bezogene dauerfest ertragbare Normalspannungsamplitude über der auf die auftretende Längsnormalspannung bezogenen Schubspannung dargestellt. Entlang der Abszisse steigt die auftretende Schubspannung. Die einzelnen Kurven geben den nach den unterschiedlichen Hypothesen zu erwartenden festigkeitsmindernden Einfluss der Schubspannung wieder.

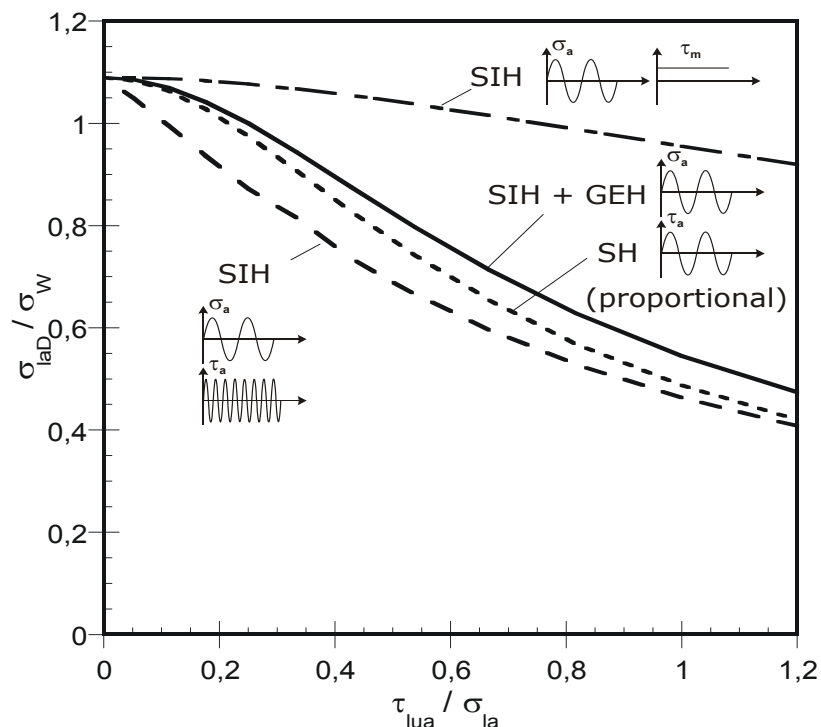


Bild 8–75: Festigkeitsmindernder Einfluss der überlagerten Schubspannung

Die in Auslegungen nach /EN 13103 und EN 13104/ für Lauf- bzw. Lokomotiv-radsätze zu berücksichtigenden Schubspannungen τ_{lu} betragen etwa das 0,10 bzw. 0,15 fache der auftretenden Normalspannung σ_{la} . In diesem Bereich unterscheiden sich die GEH und die SH nur wenig. Beide Hypothesen gelten nur für proportionale Beanspruchungskomponenten bzw. konstante Hauptspannungsrichtungen. Die SIH bildet auch frequenzverschiedene und kombiniert statische und schwingende Beanspruchungsfälle ab. Dabei kann der Fall einer Schubmittelspannung bei schwingender Biegenormalspannung mit einem kontinuierlichen Bremsvorgang verglichen werden, bei dem ein Torsionsmoment aus Bremsen über mehrere Radsatzumdrehungen ansteht. Der Fall einer höherfrequent schwingenden Schubspannung, bzw. unkorrelierter Spannungskomponenten kann mit einem Schleuder- oder Rattervorgang verglichen werden, bei dem der Radsatz in seiner ersten Torsionseigenfrequenz, einem vielfachen der Radsatzumdrehungsfrequenz, schwingt.

Der Fall einer hochfrequent schwingenden Schubspannung wird nicht konservativ abgedeckt. Hier ist jedoch auch die in den bisherigen Ausführungen unbeachtete Häufigkeit zu berücksichtigen. Schleudervorgänge können, auch wenn sie nur

zeitweise auftreten, aufgrund der hohen Torsionseigenfrequenz hohe Zyklenzahlen erreichen. Um nach der GEH oder SH eine konservative Abschätzung zu treffen, dürfen Schleudervorgänge im Verhältnis zur Normalspannung nur extrem selten auftreten. Im derzeitigen Regelwerk gelten für getriebene Radsätze und damit für Radsätze, bei denen Schleudern auftreten kann, höhere Sicherheitsfaktoren. Diese werden in /NF F 01-118/ wie folgt begründet:

„[über Sicherheitsfaktoren] ... it is higher for motor axles on which are mounted driving gear or pinions, than for the other types of motor axles. The reason is that there are dynamic overloads due to the direct transmission of the driving torque for the first type of motor axles. However, the actual origin of the phenomenon does not seem to be clearly identified.“

Dies kann gewisse Unsicherheiten bei der Vergleichsspannungsermittlung abdecken.

Nach der GEH würde sich die Vergleichsspannung auf Basis der lokalen Spannungskomponenten mit:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_u^2 - \sigma_l \sigma_u + 3\tau_{lu}^2} \quad (8-36)$$

berechnen. Die in Abschnitt 8.1 über die Vergleichsspannungsformzahl berechnete Spannung σ_{vB} stellt nur den Teil dar, der durch die Biegung verursacht wird. Dieser Teil kann einerseits mit den lokalen Spannungskomponenten nach Gleichung (7-3) oder über die Nennspannung und die Vergleichsspannungsformzahl berechnet werden:

$$\sigma_{vB} = S_a \cdot K_{t,\sigma v} \quad (8-37)$$

Setzt man Gleichung (7-3) in Gleichung (8-36) ein erkennt man, dass man bei Verwendung des Vergleichsspannungsanteiles, der durch die Biegung erzeugt wird zum gleichen Ergebnis kommt, als würde man mit den Einzelkomponenten arbeiten:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{vB}^2 + 3\tau_{lu}^2} \quad (8-38)$$

Dies lässt sich ebenso in Momente umformulieren, wie es in den bisherigen Regelwerken der Fall ist. Angenommen wird dabei, dass der Unterschied zwischen Vergleichsspannungs- und Schubspannungsformzahl ignoriert werden kann:

$$M_{RES} = \sqrt{M_X^2 + M_Z^2 + \frac{3}{4}M_Y^2} \quad (8-39)$$

Da anstelle der Schubspannungsformzahl auch für die Schubspannungen die etwas höhere Vergleichsspannungsformzahl benutzt wird, ist diese Vorgehensweise konservativ. Grundsätzlich sollten bei der Berechnung von Vergleichsspannungen die lokalen Spannungen verwendet werden und nicht Nennspannungen oder Momente.

Kerbwirkungszahlen für Torsionsbeanspruchte Pressverbindungen sind deutlich niedriger als unter einer Biegebeanspruchung. Beispielsweise beträgt nach /DIN 743/ die Kerbwirkungszahl für Torsion das 0,65fache der Kerbwirkungszahl für Biegung. Damit kann die für die freien Wellenabschnitte (Absätze, Mulden und Schaft) vorgenannte Festlegung für Presssitzquerschnitte als konservativ angesehen werden.

9. Lastannahmen für Radsatzwellen

In diesem Kapitel wird die Ermittlung bzw. Abschätzung der in der Auslegung zu berücksichtigenden Belastungen dargelegt.

Sie ist modular aufgebaut und beinhaltet die folgenden Schritte:

Schritt 1: Beanspruchung des Messquerschnittes

Für wenige Querschnitte der Radsatzwelle werden Betriebsmessungen durchgeführt, **Bild 9–1**. Ergebnis sind Messkollektive für die jeweiligen Streckenabschnitte, Beladungs- bzw. Betriebszustände.

Wird ein *Betriebsfestigkeitsnachweis* durchgeführt, so werden für jedes Teilkollektiv ein synthetisches Kollektiv bzw. die für die Beschreibung benötigten Parameter f_{dyn} und v ermittelt, Abschnitt 9.2.

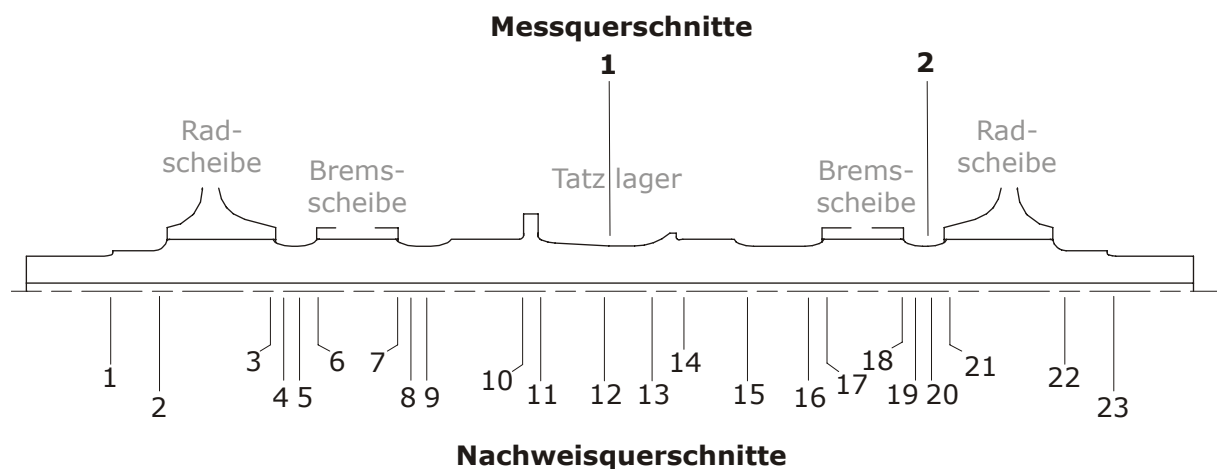


Bild 9–1: Beispielhafte Darstellung von Mess- und Nachweisquerschnitten

Schritt 2: Umrechnung auf äußere Stoßfaktoren

Mit einer Betriebsmessung ist die Beanspruchung der Messquerschnitte bekannt. Für eine Auslegung wird jedoch die Beanspruchung aller Nachweisquerschnitte benötigt.

Für einen *Betriebsfestigkeitsnachweis* auf Basis synthetischer Kollektive werden nun die Stoßfaktoren α , β und f_{y2} bei der Biegemomentberechnung der Messradsatzwelle so angepasst, dass sich für den Messquerschnitt gerade die dynamische Beanspruchungshöhe ergibt, Abschnitt 9.4. Liegen mehrere Teilkollektive vor, so ist dies für alle durchzuführen.

Wird der Nachweis als *Dauerfestigkeitsnachweis* gegen die schädigungsäquivalente Beanspruchung durchgeführt, so werden die Stoßfaktoren bei der Biegemomentberechnung der Messradsatzwelle so angepasst, dass sich für den Messquerschnitt gerade die zum Gesamtkollektiv schädigungsäquivalente Beanspruchungshöhe ergibt, Abschnitt 9.4.

Liegen für ähnliche Anwendungsfälle Erfahrungswerte in Form der Stoßfaktoren vor, können die Schritte 1 und 2 entfallen. Es kann dann eine rein rechnerische Auslegung erfolgen, die im Fall des Dauerfestigkeitsnachweises mit schädigungsäquivalenten Beanspruchungen zur jetzigen Auslegung formal identisch und nicht aufwendiger ist.

Schritt 3: Beanspruchung der einzelnen Nachweisquerschnitte

Mit den in Schritt 2 ermittelten Stoßfaktoren können die Biegemomentverläufe für die Radsatzwelle und damit die für die Nachweise der einzelnen Nachweisquerschnitte notwendigen Beanspruchungen, **Bild 9–1**, berechnet werden. Dies geschieht entsprechend der bisher üblichen und in den Regelwerken festgeschriebenen Vorgehensweise.

Wird der Nachweis als *Betriebsfestigkeitsnachweis* auf Basis synthetischer Kollektive geführt, Abschnitt 9.2, ergibt sich für jeden Nachweisquerschnitt ein separates synthetisches Kollektiv für jeden Betriebszustand (Anzahl der Beladungszustände \times Anzahl der Streckenarten). Diese Teilkollektive werden dann entsprechend eines Einsatzspiegels gewichtet. Dieser kann noch während der Auslegung verändert bzw. angepasst werden. Ergebnis sind dann Gesamtkollektive, die für den Betriebsfestigkeitsnachweis, Abschnitt 12.1, genutzt werden können.

Für den Fall, dass der Nachweis als *Dauerfestigkeitsnachweis* gegen die schädigungsäquivalente Beanspruchung geführt wird, werden bereits die gemessenen Teilkollektive entsprechend dem Einsatzspiegel zum Gesamtkollektiv zusammengefügt. Die Berechnung des Biegemomentenverlaufes mit den in Schritt 2 ermittelten Stoßfaktoren ergeben direkt die für das Gesamtkollektiv äquivalente Beanspruchung. Mit dieser kann dann formal ein Dauerfestigkeitsnachweis durchgeführt werden, Abschnitt 12.2.

9.1 Einführung

Die Definition der Lastannahme der Regelwerke in ihrer jetzigen Form wurde erstmals in /ORE 136 RP11/ niedergeschrieben. Ausgehend von vorherrschenden Schwingungen werden vertikale bzw. horizontale Wagenkastenbeschleunigungen α bzw. β festgelegt.

Nach der zurzeit gültigen Norm werden die vertikalen Radaufstandskräfte für Laufradsätze ohne Neigetechnik mit $\alpha = 0,25$ und $\beta = 0,15$ berechnet. Die horizontale Beschleunigung β erzeugt eine Normalkraft H in der Radsatzwelle, die sich über den Spurkranz der gegenüberliegenden Radscheibe auf die Schiene abstützt. Dementsprechend ergibt sich die horizontale Kraft Y_1 zu $0,15 \cdot m_1 \cdot g$. Die Horizontale Kraft am anderen Radaufstandspunkt wäre null. Zwischen den Radaufstandspunkten wird nun ein zusätzliches Biegemoment eingeleitet, das aus dem Querschieben des Radsatzes im Gleis resultiert. Wie die anderen Kräfte wird es als proportional zur statischen Last P_0 angesehen. Hier wird dieses zwischen den Radscheiben konstante Biegemoment über die Größe γ eingeführt. Damit ergibt sich für die Horizontalkräfte:

$$Y_1 = H + f_{y2} \cdot P_0 \quad (9-1)$$

$$Y_2 = f_{y2} \cdot P_0 \quad (9-2)$$

Außerhalb der Radscheiben ist das von dieser zusätzlichen Zwängung erzeugte Biegemoment gleich null. Die übrigen Kräfte werden nicht beeinflusst.

9.2 Synthetische Kollektive für die Messebene

Im Folgenden werden zwei Punkte der Radsatzwelle, einer in der Mitte des Radsatzes und einer nahe der Nabeninnenkante eines Radscheibensitzes betrachtet. Ausgehend von **Bild 6–1** müsste man vermuten, dass bei einer

Fahrt über ein ideales Gleis beide Stellen mit konstanter und vor allem gleicher Amplitude beansprucht werden. Die Amplitude des Biegemomentes würde sich zu $P_0 \cdot (b-s)$ ergeben. Da dies ein quasistatischer Zustand ist, wird dieses Biegemoment als M_{stat} bezeichnet. Kleinere Amplituden treten nur selten auf. Sie entstehen durch die Entlastung an der Bogeninnenseite. Damit erhält man eine Grundbeanspruchung der Höhe M_{stat} mit der Häufigkeit H_0 der absoluten Radumdrehungen während der Nutzungszeit. Treten nun aufgrund von Bogen- oder Weichenfahrten dynamische Überhöhungen der Beanspruchungen auf, kann vermutet werden, dass diese nahe des Radscheibensitzes höher ausfallen als in Radsatzmitte.

An dieser Stelle wird die mathematische Formulierung einer Näherung für gemessene Kollektive eingeführt, **Bild 9–2**. Auf die statische Beanspruchung M_{stat} wird eine exponential-verteilte Beanspruchung addiert, **Bild 9–3**. Der Maximalwert wird auf den M_{stat} bezogen, und des Faktor f_{dyn} definiert. Der Verlauf (die Völligkeit) des Kollektivs wird durch den Formparameter ν beschrieben.

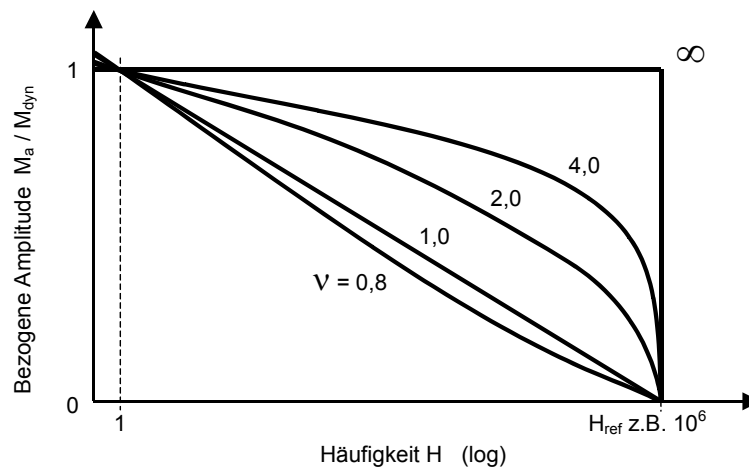


Bild 9–2: Definition eines exponentialverteilten synthetischen Kollektivs

$$H = H_{ref} \left(\frac{M_a}{M_{dyn}} \right)^\nu \quad (9-3)$$

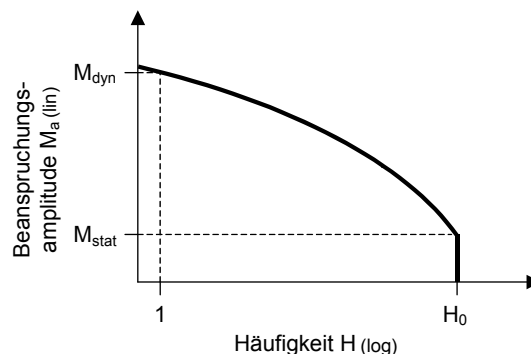


Bild 9–3: Definition eines synthetischen Kollektivs unter Berücksichtigung eines Konstantanteiles

$$H = \begin{cases} H_0 \left(\frac{M_a - M_{\text{stat}}}{M_{\text{stat}} (f_{\text{dyn}} - 1)} \right)^v & , M > M_{\text{stat}} \\ H_0 & , M \leq M_{\text{stat}} \end{cases} \quad (9-4)$$

Die Häufigkeit H ist für Amplituden $M_{\text{dyn}} = f_{\text{dyn}} \cdot M_{\text{stat}}$ kleiner als eins. Das heißt, dass das höchste auftretende Schwingspiel gerade die Höhe von M_{dyn} annimmt. Bei dieser Formulierung ist der Dynamikfaktor f_{dyn} von der Messstrecke bzw. der Nutzungsdauer abhängig. Eine längere Messdauer führt zu einer Rechtsverschiebung des Beanspruchungskollektivs. Gleichzeitig wird der gemessene Kollektivhöchstwert höher ausfallen, je länger gemessen wird. Daher wird die Formulierung mittels eines Kollektivreferenzumfanges H_{ref} berechnet.

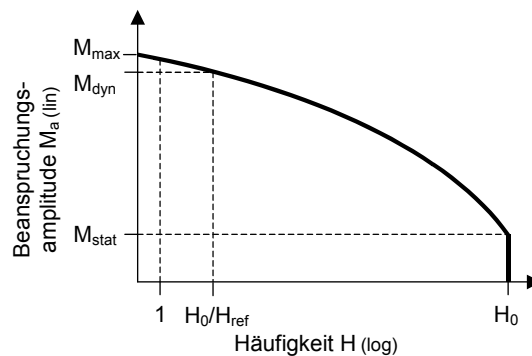


Bild 9—4: Definition eines synthetischen Kollektivs unter Berücksichtigung von Konstantanteil und Referenzhäufigkeit

$$H = \begin{cases} \frac{H_0}{H_{\text{ref}}} H_{\text{ref}} \left(\frac{M_a - M_{\text{stat}}}{M_{\text{stat}} (f_{\text{dyn}} - 1)} \right)^v & , M > M_{\text{stat}} \\ H_0 & , M \leq M_{\text{stat}} \end{cases} \quad (9-5)$$

Damit ist der maximal auftretende Wert größer als $M_{\text{stat}} \cdot f_{\text{dyn}}$. Jedoch sind die auf Basis unterschiedlich langer Messdauern ermittelten Faktoren f_{dyn} und v vergleichbar. Ist der Referenzumfang H_{ref} gleich 10^6 , so überschreitet jedes millionste Schwingspiel den Wert M_{dyn} . Bei einer Nutzungsdauer H_0 von 10^{10} Lastwechseln liegen damit 10.000 Lastwechsel oberhalb M_{dyn} . Das so ermittelte dynamisch überhöhte Biegemoment M_{dyn} kann nicht direkt für eine Festigkeitsbewertung verwendet werden. Es hat weder den Charakter einer dynamischen Dauerlast, noch entspricht es der schädigungsäquivalenten Beanspruchungshöhe. Es dient lediglich als Stützpunkt zur quantitativen Beschreibung des synthetischen Kollektivs.

9.3 Schädigungsäquivalente Beanspruchung der Messebene

Unter Zugrundelegung einer Schadensakkumulationshypothese incl. der dazu notwendigen Parameter kann ein Amplitudenkollektiv in eine konstante Beanspruchungsamplitude gleicher rechnerischer Schädigung umgerechnet werden. Der Betriebsfestigkeitsnachweis wird damit formal zu einem Dauerfestigkeitsnachweis vereinfacht.

Bewertung der Beanspruchung im Messquerschnitt

Da die Radsatzwelle in der Regel asymmetrisch belastet wird, herrscht an jedem Punkt der Welle ein anderes Biegemoment, vgl. Kurve c **Bild 6–1**. Für den einzelnen Messquerschnitt kann aus der Messung ein Amplitudenkollektiv abgeleitet werden. Gerade wenn im Nennquerschnitt ohne lokale Spannungsüberhöhung gemessen wird, kann man leicht auf das an dieser Stelle herrschende Biegemoment umrechnen. Zusätzlich zu der Frage der Schadensakkumulationshypothese die über die Bewertung der Lastwechsel unterhalb der Bauteildauerfestigkeit entscheidet, müssen noch folgende Parameter bekannt sein:

- Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden k ,
- Ecklastschwingspielzahl N_D und
- Schadenssumme D_{eff} .

Da im Versuchsprogramm für Radsatzwellen keine Bestimmung der Zeitfestigkeitsgeraden vorgesehen ist, wird zur Ermittlung der Neigung k auf die Arbeiten /Berg 99, Marq 04/ zurückgegriffen. Dabei handelt es sich um Abschätzmethoden auf Basis von Regressionen bzw. künstlichen neuronalen Netzen.

Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden

In Regelwerken wird die Neigung häufig normiert. Nach /FKM 02/ gilt bei Stahl für Normalspannungen $k = 5$ und für Schubspannungen $k = 8$. Die Neigung hat auf das Ergebnis der Bewertung einen großen Einfluss. Wichtig ist es, die Neigung möglichst zutreffend zu wählen. Vor diesem Hintergrund ist von der Verwendung normierter Werte abzuraten. Prinzipiell hängt die Neigung von einer ganzen Reihe Größen ab. Dies sind zum Beispiel die Beanspruchungsart (axial, Biegung oder Torsion), die Kerbschärfe (Formzahl, Spannungsgradient) und der Werkstoff selbst (Werkstoffzustand und statische Festigkeit). Mit den beiden oben erwähnten Methoden wird an dieser Stelle für typische Spannungsgradienten und Formzahlen die Neigung ermittelt.

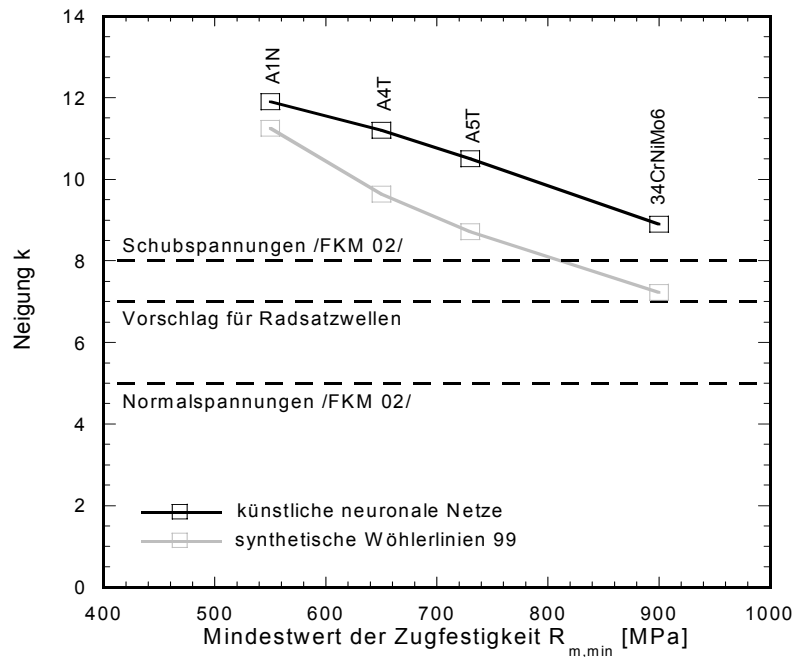


Bild 9–5: Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden nach künstlichen neuronalen Netzen (KNN) und synthetischen Wöhlerlinien (SWL99)

Trotz des Werkstoffeinflusses wird für Radsatzwellen eine konstante Neigung $k = 7$ vorgeschlagen, **Bild 9–5**. Dies wird bei der Umrechnung auf die Stoßfaktoren weiter unten begründet. Der gewählte Wert ist nach den benutzten Methoden für höherfeste Werkstoffe zutreffend. Das entsprechende Vorgehen für die Eckschwingspielzahl ist in **Bild 9–6** dargestellt.

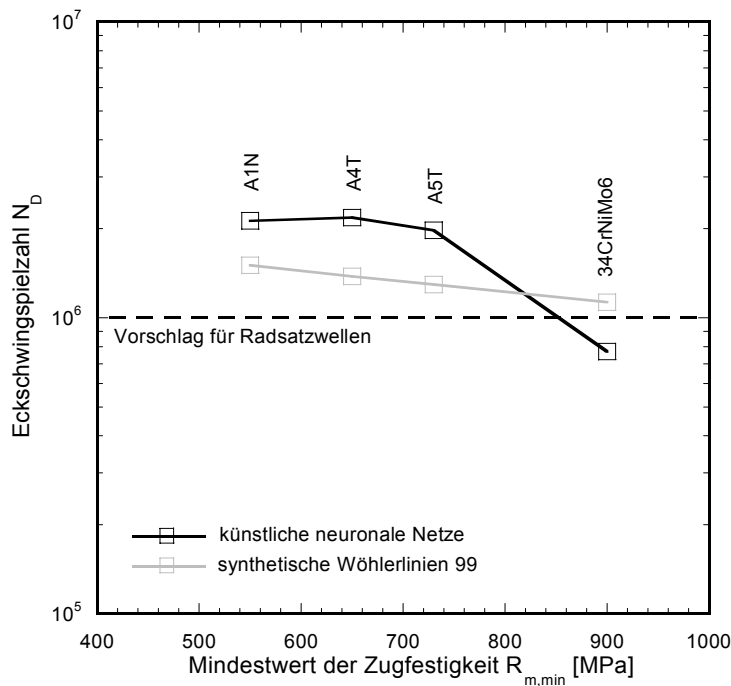


Bild 9–6: Ecklastschwingspielzahl wie sie mit künstlichen neuronalen Netzen (KNN) und Synthetischen Wöhlerlinien (SWL99) abgeschätzt wird

Dabei ist die Annahme einer niedrigen Eckschwingspielzahl konservativ, da sich nach (5-27) höhere rechnerische Schadenssummen ergeben, wenn die Wöhlerlinie nach links verschoben wird. Zur Beurteilung, ob eine steile oder flache Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden konservativ oder nicht konservativ ist müssen auch Kollektivform und -umfang in Betracht gezogen werden. Bei vergleichsweise völligen Kollektiven mit hohen Schwingenspielzahlen wie sie für Radsatzwellen typisch sind, ist die Wahl einer steilen Neigung konservativ. Die rechnerisch wesentlichen Schädigungsanteile liegen unterhalb der Dauerfestigkeit. Da die meisten Modifikationen zur Schadensakkumulation die Neigung der fiktiven Wöhlerlinie unterhalb der Dauerfestigkeit von der Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden k abhängig machen, führt ein niedriger Wert für k i.a. zu höheren Schadenssummen, **Bild 9–7**.

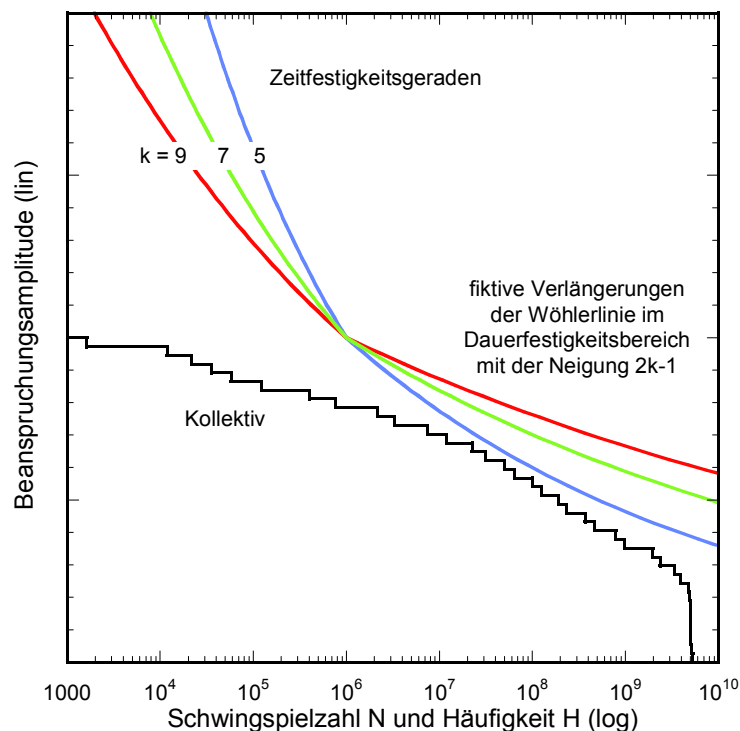


Bild 9–7: Verhältnis von Kollektiv und Wöhlerlinie bei unterschiedlichen Neigungen

Schadenssumme

Als effektive Schadenssumme wird für Radsatzwellen in Übereinstimmung mit /FKM 02/ bzw. /Euli 94, Euli 97/, da es sich um Stahlbauteile handelt, $D_{\text{eff}} = 0,3$ vorgeschlagen. Dies ist eine mittlere Schadenssumme. Sie enthält als Erwartungswert keine zusätzlichen Sicherheiten.

Rechnungsgang

Um die Höhe der dem gegebenen Amplitudenkollektiv schädigungsäquivalenten Einstufenbeanspruchung σ_a zu bestimmen, wird bei der Schadensakkumulationsrechnung die Dauerfestigkeit σ_{aD} der Wöhlerlinie so variiert, dass die Rechnung als Lebensdauer \hat{n} gerade die geforderte Lebensdauer H_0 ergibt. Der so ermittelte rechnerische Dauerfestigkeitswert entspricht der äquivalenten Beanspruchungshöhe.

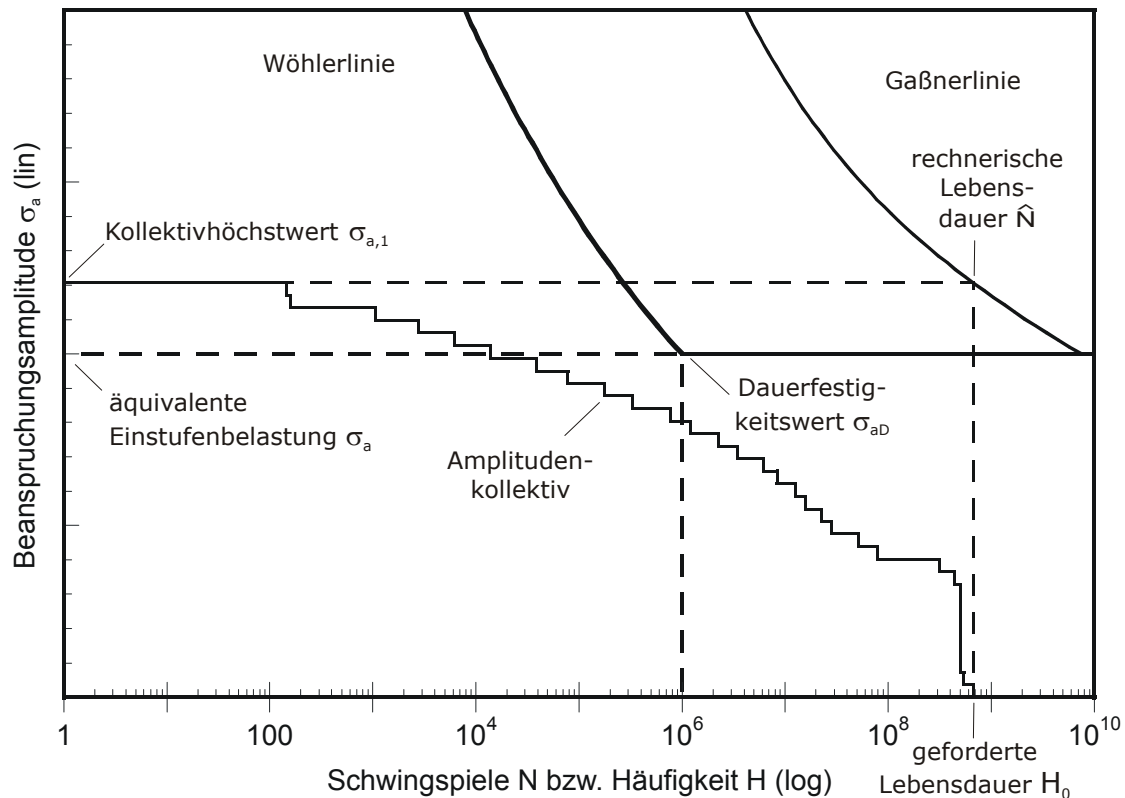


Bild 9–8: Amplitudenkollektiv, Wöhlerlinie, Gaßnerlinie und schädigungsäquivalente Beanspruchung

Vergleicht man den realen Dauerfestigkeitswert, der in der Auslegungsrechnung verwendet wird, mit der äquivalenten Beanspruchungshöhe, ergibt sich die gleiche Ausnutzung wie bei dem Vergleich von Kollektivhöchstwert mit der bei einer Betriebsfestigkeitsrechnung ertragbaren maximalen Amplitude.

Berücksichtigung von Presssitzen

In die schädigungsäquivalente Amplitude gehen wie bereits erklärt:

- das Kollektiv (Form, Höchstwert und Umfang),
- die Bauteilwöhlerlinie (Neigung und Eckschwingenspielzahl) und
- die gewählte Schadensakkumulationshypothese (Annahme zur Absenkung der Dauerfestigkeit und effektive Schadenssumme) ein.

Mit den in diesem Kapitel 9.3 gemachten Festlegungen gilt die Lastannahme für die Bereiche der Radsatzwelle, die der Freien Oberfläche zugerechnet werden können. Die schädigungsäquivalente Beanspruchung für die Presssitzquerschnitte ist davon verschieden. Streng genommen würde die Lastannahme hierfür nicht zutreffen. In einer Auslegung für beide Querschnittsarten mit unterschiedlichen Lastannahmen zu arbeiten, ist jedoch constraintiv und sollte im Rahmen eines Regelwerkes nicht angegeben werden. Hinzu kommt, dass es derzeit keine gesicherten analytischen und empirischen Modelle für die notwendigen Annahmen gibt. Es gibt weder allgemein anerkannte Bauteilwöhlerlinien noch anerkannte Schadensakkumulationshypothesen für Pressverbindungen. Hinzu kommen die in Abschnitt 10.2.1 dargelegten Einschränkungen der herkömmlichen Prüfmethodik.

Daher werden an dieser Stelle nur einige zu bedenkende Aspekte erläutert.

Zur Zeit gibt keine anerkannte Methode, die *Neigung* der Zeitfestigkeitsgeraden von Bauteilwöhlerlinien bei Pressverbindungen abzuschätzen. Prinzipiell ist es so, dass scharfe geometrisch Kerben bzw. hohe Kerbwirkungen mit steilen Neigungen einhergehen. Dies liegt daran, dass Kerben zwar die Dauerfestigkeit stark, aber die statische Festigkeit und die Kurzzeitfestigkeit nur wenig mindern. Bei den für Radsatzwellen typischerweise sehr völligen Kollektiven und sehr hohen Zyklenzahlen ist eine vergleichsweise steile Neigungen eine harte Annahme. Eine Frage ist also, ob die Kerbwirkung aus der Pressverbindung verglichen mit der für die Freie Oberfläche festgelegten Neigung von 7,0 zu wesentlich steileren Neigungen führt. Um auf diese Frage eine erste Abschätzung zu erhalten, sind ab Seite 151 in der Literatur vorhandene Wöhlerversuche an zylindrischen Pressverbindungen ausgewertet worden /Hira 98, Horg 65, Nish 67/. Bei der Mehrzahl der ausgewerteten Versuchsreihen sind flachere Neigungen als 7,0 erreicht worden. Die für die Bereiche der Freien Oberfläche festgelegte Neigung von 7,0 kann daher durchaus auch die Pressverbindungen abdecken.

Die *Eckschwingspielzahl* als Übergang zu einem Dauerfestigkeitsbereich muss für Pressverbindungen zumindest bei 10^7 Lastwechseln oder höher vermutet werden. Das heißt, dass die Festigkeit auch nach einer Schwingspielzahl von 10^6 abfällt. Die derzeit übliche Vorgehensweise ist, Schwingversuche für Presssitze bis zu einer Grenzwahlzahl von 10^7 Lastwechseln durchzuführen. Der so ermittelte Wert wird als Festigkeit angesetzt. Der weitere Abfall der Festigkeit für hohe Zyklenzahlen führt zu höheren Schadenssummen. Dass der „Aufhängepunkt“ der Zeitfestigkeitsgeraden von 10^6 auf 10^7 Schwingspiele verschoben wird, führt im Gegensatz dazu zu geringeren Schadenssummen.

In **Bild 9—9** sind die Verhältnisse beispielhaft dargestellt. Für ein typisches Kollektiv ist die schädigungsäquivalente Amplitude zum einen für die auf Basis der Freien Oberfläche festgelegten Wöhlerlinie berechnet. Zum anderen ist mit einer bis $4 \cdot 10^7$ mit der Neigung 7 und danach mit $2k-1 = 13$ fallende Wöhlerlinie gerechnet. Diese Wöhlerlinie wird hier nur beispielhaft für den Presssitz angenommen. Die Wöhlerlinien sind nach dieser Berechnung so verschoben, dass sich gerade eine Ausnutzung von 1,0 ergibt. Die äquivalente Amplitude für die Wöhlerlinie die in Abschnitt 9.3 dieses Berichtes auf Basis der Freien Oberfläche festgelegten Wöhlerlinie, beträgt knapp 90% des Kollektivhöchstwertes. Dagegen beträgt die äquivalente Amplitude für die hier für den Presssitz angenommene Wöhlerlinie nur etwa 80% des Kollektivhöchstwertes. In diesem speziellen Beispiel wäre der Vergleich der für den Presssitz bei 10^7 Schwingspielen ermittelte Festigkeitswert mit der Lastannahme der Freien Oberfläche konservativ.

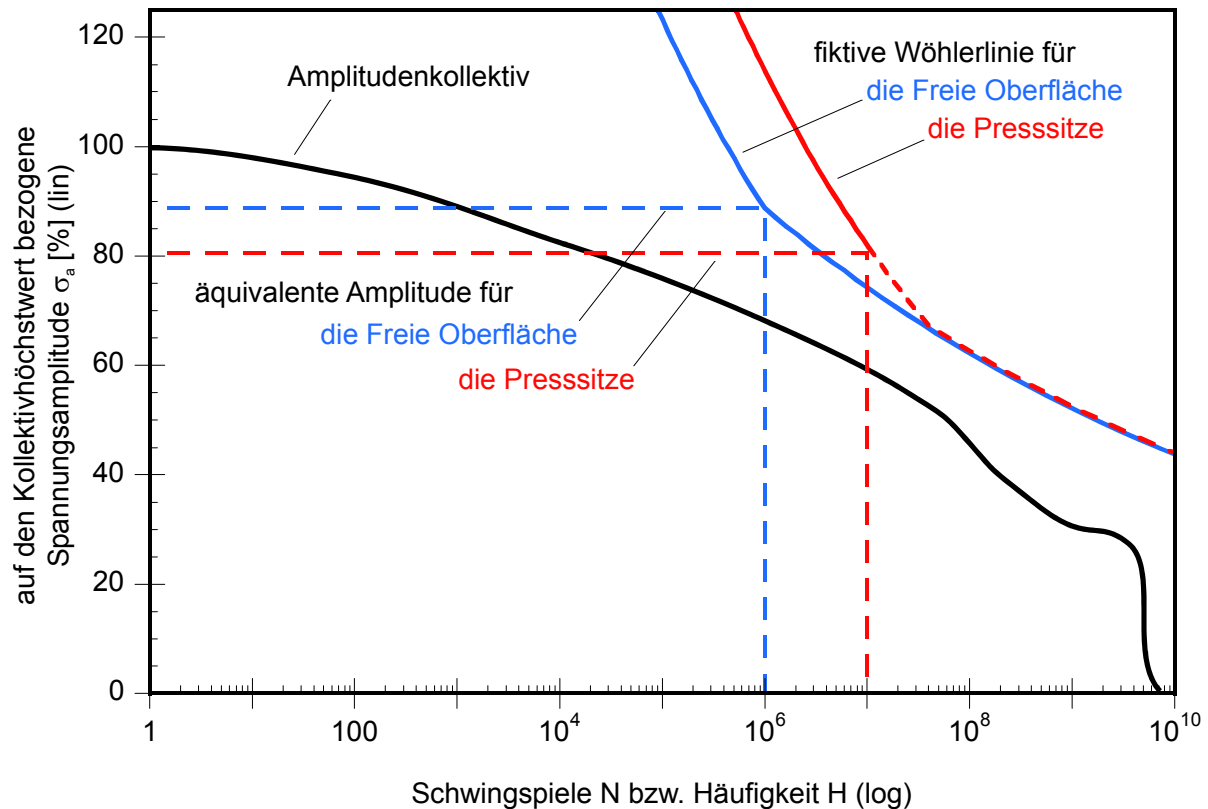


Bild 9—9: Beispielhafte Berechnung der schädigungsäquivalenten Beanspruchung auf Basis der Wöhlerlinie der Freien Oberfläche und einer möglichen Wöhlerlinie für den Presssitz

9.4 Umrechnung auf äußere Stoßfaktoren

Mit der Berechnung der schädigungsäquivalenten Beanspruchung wird das Amplitudenkollektiv für Biegung auf einen einzelnen skalaren Wert umgerechnet, der die Beanspruchung des Messquerschnittes beschreibt. Um jedoch die Beanspruchung aller Nachweisquerschnitte abschätzen zu können, benötigt man eine Lastannahme in Form äußerer Kräfte. Mit diesen kann dann aus dem Biegemomentverlauf entsprechend dem Kräfteschema nach /ORE 136 RP11/ die Beanspruchung für jeden Nachweisquerschnitt berechnet werden. Die am Radsatz angreifenden Kräfte werden mittels dynamischer Beiwerte berechnet. Die Beiwerte und das Kräfteschema sind in Abschnitt 6.1 erläutert. Diese Beiwerte werden nun so angepasst, dass sich bei der Berechnung des Biegemomentverlaufes für den Messquerschnitt gerade die Höhe des äquivalenten Biegemomentes ergibt. Das heißt, dass die Stoßfaktoren erhöht werden, wenn das aus der Messung abgeleitete äquivalente Moment höher ist, als das berechnete und umgekehrt. Beim Vergleich von Messung und Rechnung ist wichtig, dass in der Rechnung genau die Belastungskomponenten berücksichtigt werden, die auch in der Messung enthalten sind. Werden einzelne Belastungskomponenten wie z.B. Bremsbelastungen bei der Messung nicht erfasst, so dürfen sie auch auf der rechnerischen Seite nicht eingerechnet werden.

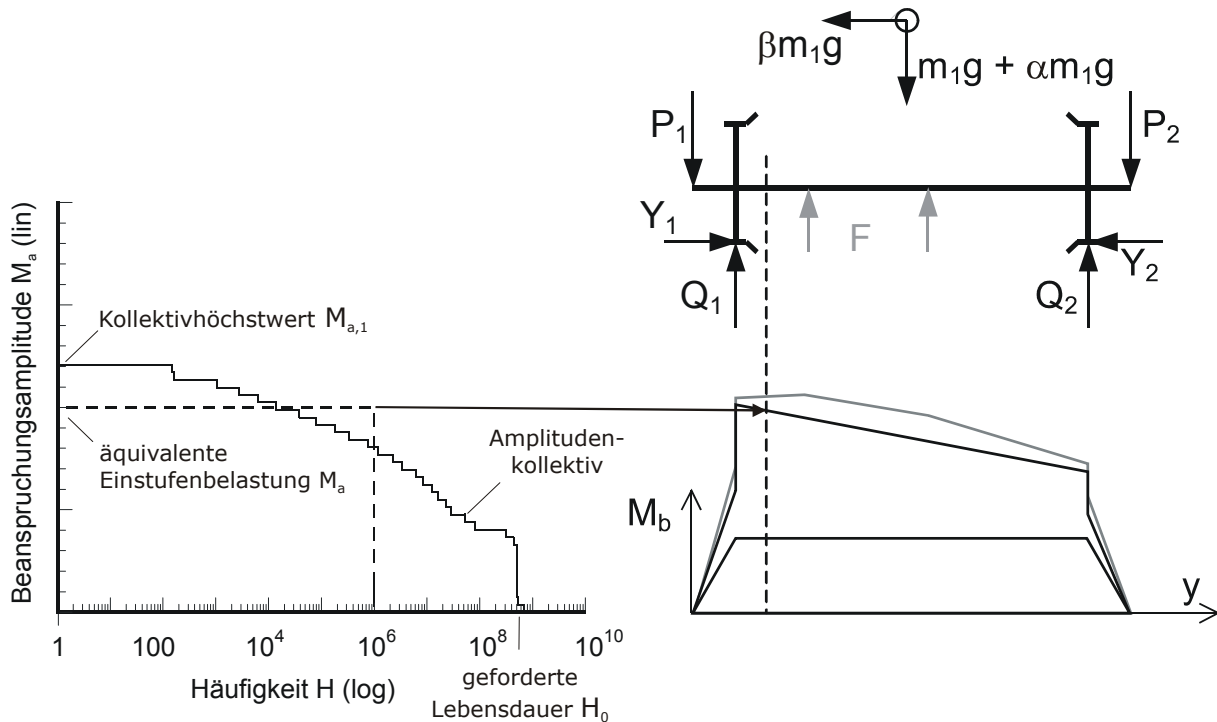


Bild 9–10: Darstellung von Amplitudenkollektiv und schädigungsäquivalenter Beanspruchung (links) und Kräfteschema mit Biegemomentverlauf (rechts)

Die Stoßfaktoren α , β und f_{y2} beschreiben die Betriebsbelastung des Radsatzes. In sie gehen sowohl konstruktive als auch betriebliche Bedingungen ein. Zu den konstruktiven Bedingungen zählen in erster Linie die Bauart des Drehgestells und die Radsatzanlenkung. Zu den betrieblichen Bedingungen zählen Einsatz- und Beladungsspiegel. Die Definition einer schädigungsäquivalenten Beanspruchung macht nur auf Basis von Gesamtkollektiven Sinn, da ein Zusammensetzen unterschiedlicher Beanspruchungsabschnitte nicht möglich ist. Da die Stoßfaktoren bzw. dynamischen Beiwerte nur als Faktoren für die Lastannahme auf Basis der Radsatzmasse dienen, ist bei variablen Radsatzlasten eine Definition der Bezugsradsatzmasse notwendig. Hier wird vorgeschlagen, die maximal zulässige Radsatzlast als Basis zu verwenden.

Bei der Anpassung der anzunehmenden Beiwerte ergeben sich unendlich viele Kombinationen der drei Beiwerte, die im Messquerschnitt die äquivalente Beanspruchungshöhe erzeugen. Nun könnten ausgehend von den derzeitigen Normwerten die Beiwerte um den gleichen Faktor erniedrigt bzw. erhöht werden. Dies wäre jedoch sehr willkürlich und nicht durch die Messwerte begründet. Eine weitere Möglichkeit wäre mit zusätzlichen Messquerschnitten in Radsatzmitte und außerhalb der Radscheiben die Anzahl der bekannten Größen zu erhöhen. Eine dritte Möglichkeit besteht darin, die durch die dynamischen Beiwerte berechneten Kräfte Q und Y mit den mittels Kraftmessradsatz gemessenen Kräften zu vergleichen. Sowohl die gemessene Radaufstands- als auch die gemessene Seitenkraft sollten in einer einparametrischen Überrollungszählung den Rechenwert gleich häufig überschreiten.

9.5 Beanspruchung der Nachweisebenen

Mit den nach Abschnitt 9.4 ermittelten Stoßfaktoren können nun die Beanspruchungen der einzelnen Nachweisquerschnitte berechnet werden.

Wird der Nachweis als *Betriebsfestigkeitsnachweis* auf Basis synthetischer Kollektive geführt, ergibt sich an jedem Nachweisquerschnitt i für jeden Betriebszustand j (Anzahl der Beladungszustände \times Anzahl der Streckenarten) ein gegenüber der statischen Beanspruchung um den Faktor $f_{\text{dyn},i,j}$ höhere dynamischer Beanspruchungswert. Zusammen mit der Kollektivvölligkeit v_j für jeden der Betriebszustände j ergibt sich dann ein Teilkollektiv. Diese Teilkollektive können jetzt mit einem Einsatzspiegel für eine bestimmte Laufleistung gewichtet werden. Für jeden Spannungshorizont werden die Summenhäufigkeiten aller Teilkollektive zum Gesamtkollektiv addiert. Vorteilhaft bei dieser Methode ist, dass für die Definition der Lastannahme noch keine Information der Festigkeit bzw. der Wöhlerlinie benötigt wird. Die einzelnen Gesamtkollektive der jeweiligen Nachweisquerschnitte können nun noch mit unterschiedlichen Wöhlerlinien bewertet werden. So können zum Beispiel für Presssitze und Wellenabsätze bzw. Mulden verschiedene Wöhlerlinien genutzt werden. Die in Abschnitt 9.3 definierten Parameter wären nicht bindend. Nachteilig sind der hohe Aufwand und die hohe Komplexität. Zum Beispiel ergeben sich für die in **Bild 9–1** gezeigte Radsatzwelle mit 23 Nachweisquerschnitten bei drei Beladungs- und sechs Betriebszuständen insgesamt 414 Einzelkollektive.

Für den Fall, dass der Nachweis als *Dauerfestigkeitsnachweis* gegen die schädigungsäquivalente Beanspruchung durchgeführt wird, werden bereits die gemessenen Teilkollektive entsprechend dem Einsatzspiegel zum Gesamtkollektiv für den Messquerschnitt zusammengefügt. Die in Schritt 2 ermittelten Stoßfaktoren gelten dann für die dem Gesamtkollektiv schädigungsäquivalente Beanspruchung. Die Berechnung des Biegemomentenverlaufes ergibt direkt die schädigungsäquivalente Beanspruchung für jeden Nachweisquerschnitt. Mit dieser kann dann formal ein Dauerfestigkeitsnachweis durchgeführt werden, Abschnitt 12.2.

10. Ermittlung ertragbarer und zulässiger örtlicher Beanspruchungen

10.1 Radsatzwellen freie Oberfläche

10.1.1. Grundsätzliche Überlegungen

Die Festlegung zulässiger Spannungen kann nicht allein mit Hilfe von experimentellen Ergebnissen an Originalbauteilen vorgenommen werden, sondern sie erfordert Erfahrungen aus jahrzehntelangem Betrieb dieser Bauteile. Dafür gibt es verschiedene Gründe:

Der Versuch stellt in der Regel eine Vereinfachung dar. Bei dem Umlaufbiegeversuch an Radsatzwellen sind diese Vereinfachungen die konstante Amplitude, die es im Betrieb nicht gibt, das Fehlen von Überlasten und das Prüfen unter Laborbedingungen (RT, Luft), d.h. das Fehlen korrosiver Einflüsse und z.B. mechanischer Beschädigungen durch Steinschlag.

Im Versuch können in der Regel nur wenige Bauteile geprüft werden. Diese Stichprobe entstammt einer Fertigungscharge, die einen zufälligen Charakter hat. Zwar werden die Vorschriften aus dem Regelwerk erfüllt, aber für die Festigkeit ist ein größerer Bereich vorgesehen, d.h. die Festigkeitswerte wie R_m und $R_{p0,2}$ können hoch liegen oder an der unteren Grenze.

Für die Festlegung zulässiger Beanspruchungen muss die Streuung der Festigkeitswerte bekannt sein, /Aden 01/. Dabei interessiert nicht die Streuung einer Stichprobe, sondern die Streuung über einen größeren Fertigungszeitraum, d.h. die Streuung des Mittelwertes und die Streuung der Streuung von Stichproben. Wenn diese bekannt sind ist es aber immer noch nicht möglich einer festgelegten zulässigen Beanspruchung eine Überlebenswahrscheinlichkeit zuzuordnen, weil keine allgemeingültige statistische Verteilungsfunktion existiert.

Jahrzehntelange Erfahrungen liegen bei den Herstellern und Betreibern für viele Fahrwerkskomponenten vor. Für die Radsatzwelle heißt das:

Die für den Werkstoff A1N im Regelwerk angegebene zulässige Spannungsamplitude kann aufgrund hinreichender Erfahrung als sicherer Wert aufgefasst werden:

$$\sigma_{aD \text{ zul}} = \frac{\sigma_{DEN}}{S} = \frac{200}{1,2} = 167 \text{ [MPa]}$$

(EN 13103, Laufradsatzwellen, A1N).

Zur Festlegung zulässiger Beanspruchungen werden verschiedene Wege gegangen. Bei Schweißverbindungen werden zum Beispiel die Ergebnisse für einen spezifischen Kerbfall gesammelt und in einem Diagramm zusammengefasst, /Grze 04/. In der Regel ergibt sich ein größeres Streufeld, für das eine untere Grenzlinie angegeben werden kann. Diese Grenzlinie besitzt eine Zuordnung zur Fertigungsgüte, d.h. es wird festgelegt bis zu welcher Größe Fertigungsfehler, z.B. nicht durchgeschweißte Wurzel, toleriert werden können.

10.1 Radsatzwellen freie Oberfläche

Ein ganz anderer Weg wird in der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ gegangen, /FKM 02/. Als Werkstoffkennwerte werden für den Festigkeitsnachweis sog. 97,5 %-Werte zu Grunde gelegt, d.h. Beanspruchbarkeiten mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5 %. Diese werden durch einen Sicherheitsfaktor j_D dividiert, der abhängig ist vom Werkstoff, den Schadensfolgen (hoch, gering) und der regelmäßigen Inspektion (ja, nein). Für Bauteile aus Stahl liegt der Sicherheitsfaktor zwischen 1,2 und 1,5.

Sicherheitsfaktor j_D		Schadensfolgen	
		hoch	gering
regelmäßige Inspektion	nein	1,5	1,3
	ja	1,35	1,2

Tafel 10-1: Sicherheitsfaktoren für Stahl nach /FKM 02/

Für Radsatzwellen liegen nur wenige Ergebnisse vor, die in statistisch abgesicherten Versuchen an Originalbauteilen ermittelt worden sind. Diese reichen nicht aus, um eine untere Grenzkurve, wie oben beschrieben, zu ermitteln. Auch die Vorgehensweise der FKM-Richtlinie ist nicht gegeben, da zwar der 97,5 %-Wert für eine Stichprobe angegeben werden kann aber nicht für unterschiedliche Chargen eines längeren Fertigungszeitraumes. Wie bereits erwähnt besitzen die im vorliegenden Vorhaben ermittelten Dauerfestigkeitswerte einen zufälligen Charakter, da sie jeweils einer spezifischen Charge zugehören.

Im Folgenden wird ein Weg eingeschlagen, der einmal die ermittelten Festigkeitswerte normiert durch Bezug auf die Mindestfestigkeit und der zum anderen Bezug nimmt auf die vorliegenden Erfahrungen, d.h. für A1N die bisherige zulässige Beanspruchung verwendet.

	R_m [Mpa]	$R_{p0,2}$ [Mpa]	A_5 [%]	Z [%]	$\sigma_{vaD, exp}$ [MPa] $P_{\bar{u}}=50\%$	$S_{log S}$
A1N	590	401	28,6	54	250	0,037
A4T	691	561	21,5	65	301	0,057
A5T	796	608	21,1	67	254	0,038
34CrNiMo6	1.030	939	17,3	62	364	0,029

Tafel 10-2: Übersicht der gemittelten statischen Kennwerte, der Dauerfestigkeit und Streuung von 1:1-Wellen

10.1.2. Normierung der ertragbaren Dauerfestigkeitswerte

In **Tafel 10-2** sind die Dauerfestigkeitswerte für $P_{\bar{u}}=50\%$ angegeben. Das sind die örtlichen Spannungsamplituden für die Grenzlastspielzahl $N_D=10^7$ bei denen 50% der Bauteile versagen und 50% nicht versagen. In **Bild 10-1** sind diese ertragbaren Amplituden über den Istwerten für die 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$ und die Zugfestigkeit R_m aufgetragen. Klar zu erkennen ist, dass der Dauerfestigkeitswert für A5T deutlich herausfällt. Trotz höherer Werte für $R_{p0,2}$ und R_m als bei A4T, liegt die ertragbare Amplitude deutlich niedriger. Dieses Verhalten von A5T wurde in Kapitel 8.2.8 ausführlich diskutiert. Für die Festlegung der zulässigen Beanspruchungen wird die experimentell bestimmte Dauerfestigkeit für A5T im Folgenden nicht weiter verwendet.

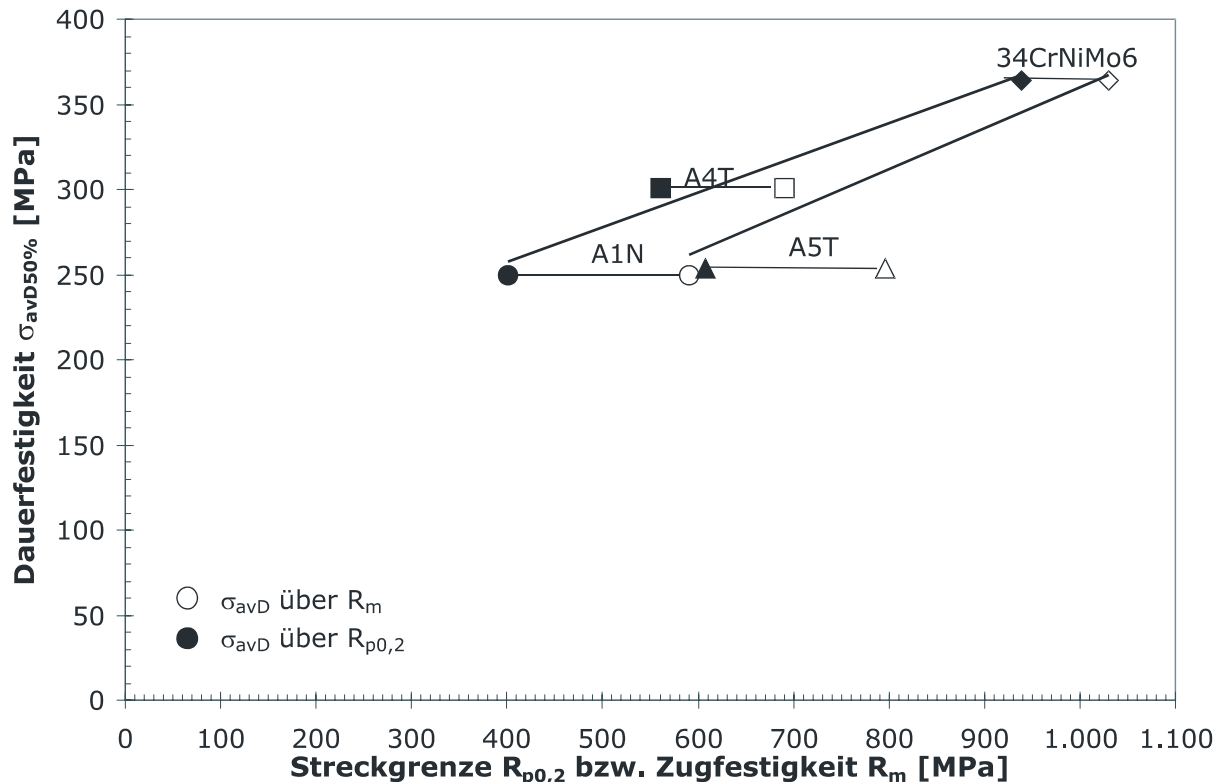


Bild 10-1: Ermittelte Dauerfestigkeitswerte aufgetragen über statische Kennwerte

Da die zur Prüfung verwendeten Originalwellen „zufällig“ höhere oder niedrigere statische Festigkeitswerte besitzen, wird es als sinnvoll angesehen, die ermittelten Dauerfestigkeitswerte auf die Mindestwerte der statischen Festigkeitswerte zu beziehen. Dies geschieht im Folgenden über die 0,2-Dehngrenze mit den in Kapitel 5.1 angegebenen Korrelationsformeln.

Mit

$$\sigma_{zdW} = 0,44 \cdot R_{p0,2} + 100 \quad (10-1)$$

kann ein Abminderungsfaktor berechnet werden:

$$F_{\min} = \frac{\sigma_{zdW,\min}}{\sigma_{zdW,\text{ist}}} = \frac{0,44 \cdot R_{p0,2,\min} + 100}{0,44 \cdot R_{p0,2,\text{ist}} + 100} \quad (10-2)$$

Die dauerhaft ertragbare örtliche Vergleichsspannungsamplitude berechnet sich zu

$$\sigma_{vaD,\min} = F_{\min} \cdot \sigma_{aD50\%,\text{exp}} \quad (10-3)$$

vergl. **Tafel 10-3**.

Diesen $\sigma_{vaD,\min}$ -Werten kann keine Überlebenswahrscheinlichkeit zugeordnet werden, da der wirkliche Mittelwert für Chargen über einen längeren Fertigungszeitraum nicht bekannt ist.

Im nächsten Schritt werden die Erfahrungen der EN 13103/4 eingebunden. In den Normen ist für A1N eine Dauerfestigkeitsgrenze von $\sigma_{EN} = 200$ MPa angegeben. Wie dieser Wert entstanden ist, kann nicht genau nachvollzogen werden. Er liegt aber deutlich niedriger als der 50%-Wert. Für Laufradsätze aus A1N wird nach EN 13103 ein Sicherheitsfaktor von 1,20 gefordert. Damit beträgt die zulässige dauerhaft ertragbare Amplitude

$$\sigma_{aD,\text{zul}} = \frac{\sigma_{D,EN}}{S} = 167 [\text{MPa}]$$

Wird dieser Wert $\sigma_{aD,\text{zul}} = 167$ MPa als der Erfahrungswert zugrunde gelegt, so lässt sich ein neuer Sicherheitsfaktor S^* festlegen, der von den Mindestwerten der Dauerfestigkeit ausgeht:

$$S^* = \frac{\sigma_{vaD,\min}}{\sigma_{aD,\text{zul}(EN)}} = \frac{218}{167} = 1,31$$

Es wird die Annahme getroffen, dass dieser Sicherheitsfaktor werkstoffunabhängig ist, also für alle Werkstoffe gilt.

In **Tafel 10-3** sind die Mindestwerte für die Streck- bzw. 0,2-Dehngrenze nach EN13621 und UIC-Merkblatt 811-1, die Istwerte der 0,2-Dehngrenze sowie die dauerhaft ertragbare örtliche Vergleichsspannungsamplitude, $P_{\bar{u}} = 50$ %, für A1N, A4T und 34CrNiMo6 angegeben. Wie **Tafel 10-4** zeigt, ist das Verhältnis von Istwert der 0,2-Dehngrenze zu Mindestwert nach Norm sehr unterschiedlich.

Bei A4T ist das Verhältnis mit 1,34 am höchsten, bei 34CrNiMo6 mit 1,19 am niedrigsten.

Werkstoff	$R_{p0,2, \min}$	$R_{p0,2, \text{ist}}$	F_{\min}	σ_{vaD}	$\sigma_{vaD, \min}$	$\sigma_v \text{ zul}$
	Mpa			Mpa		
A1N	320	401	0,871	250	218	167
A4T	420	561	0,821	301	247	189
34CrNiMo6	790	939	0,872	364	317	242

Tafel 10-3: Dauerfest ertragbare (Mindestfestigkeit) und zulässige örtliche Beanspruchungen

Werkstoff	$R_{p0,2, \text{ist}} / R_{p0,2, \min}$
A1N	1,25
A4T	1,34
34CrNiMo6	1,19

Tafel 10-4: Verhältnis von Istwert und Mindestwert der Streckgrenze

10.1.3. Ableitung aus statischen Kennwerten

Kennzeichnende Größen

Im Folgenden wird Biegung betrachtet. Durch Q- und Y-Kräfte erfährt die Welle je Umlauf des Rades ein Schwingspiel Umlaufbiegung. Die Mittelspannung kann mit Null angenommen werden, $R=-1$.

Betrachtet wird die freie Oberfläche als kritische Zone, also Wellenabsätze und umlaufende Nuten. Als für die Auslegung kennzeichnende Größe wird die örtliche Vergleichsspannungsamplitude

σ_{av} gewählt.

Sie gilt für folgende Bedingungen:

- Spannungsverhältnis $R=-1$
- Oberflächenfaktor $F_O=1$ (poliert)
- Größe der Oberfläche $A=800 \text{ mm}^2$
- Raumtemperatur
- Luft
- GE-Hypothese (von Mises)

Berechnung der Dauerfestigkeit

Die folgenden Berechnungen werden jeweils an einem Beispiel erläutert und zwar für die 1:1-Radsatzwelle aus A1N. Betrachtet wird der Mittelwert (50% Überlebenswahrscheinlichkeit).

Die örtlich dauerfest ertragbare Spannungsamplitude wird wie folgt berechnet:

$$\sigma_{avD, calc} = \sigma_{zdW} \cdot n \cdot F_{stat} \cdot F_{Ei} \cdot F_O \cdot F_T \quad (10-4)$$

- Die örtlich ertragbare Spannungsamplitude ist proportional der Zug-Druck-Wechselfestigkeit glatter, polierter Probestäbe. σ_{zdW} wird aufgrund des statistischen Größeneinflusses normiert auf $A_0=800 \text{ mm}^2$. σ_{zdW} wird von statischen Kennwerten abgeleitet.
- Die Stützziffer n erfasst die Stützwirkung aufgrund des Spannungsgefälles.
- F_{stat} erfasst den statistischen Größeneinfluss nach dem weakest-link-Konzept. Ist die „kritische Oberfläche A “ der Welle größer als die mit $A_0=800 \text{ mm}^2$ normierte, dann nimmt die örtliche ertragbare Amplitude ab.
- F_{Ei} berücksichtigt den Einfluss von Eigenspannungen. Diese werden wie Mittelspannungen behandelt.
- F_O berücksichtigt den realen Oberflächenzustand mittels der Rauheit. Grundsätzlich wird davon ausgegangen, dass die Radsatzwellen nach EN13260 gefertigt sind.
- F_T erfasst den technologischen Einfluss, d.h. die fertigungsbedingten Änderungen der Werkstoffeigenschaften im Bauteil.

Bestimmung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit

Verschiedene Möglichkeiten die Zug-Druck-Wechselfestigkeit zu bestimmen, wurden in Kapitel 5.1 aufgezeigt. In diesem Kapitel wurde festgestellt, dass die Korrelation zwischen σ_{zdW} und $R_{p0,2}$ besser ist als zwischen σ_{zdW} und R_m . Gleichung (10-5) wird deshalb als eine gute Näherung für Stähle für Radsatzwellen angesehen.

$$\sigma_{zdW} = 0,44 \cdot R_{p0,2} + 100 \quad (10-5)$$

vergl. **Bild 5–5**.

Bestimmung der Stützziffer n

Unter Stützwirkung ist der festigkeitserhöhende Effekt zu verstehen, der infolge einer über den Querschnitt inhomogenen Spannungsverteilung auftritt.

Der Faktor, der die Minderung der Dauerfestigkeit ungekerbter zu gekerbten Proben beschreibt, wird Kerbwirkungszahl K_f genannt und ist in der Realität kleiner als die Formzahl K_t .

$$\frac{S_{aD \text{ glatt exp}}}{S_{aD \text{ gekerbt exp}}} = K_f \leq K_t \quad (10-6)$$

Die durch den Spannungsgradienten hervorgerufene Stützwirkung wird als Grund dafür angesehen, dass sich die Formzahl K_t nicht voll auswirkt. Zur Erklärung dieses Phänomens wurde von Siebel und Mitarbeitern die Vorstellung entwickelt, dass hoch beanspruchte Randschichten in den Kerben eine Abstützung durch darunter gelegene, weniger beanspruchte Werkstoffbereiche erfahren, /Jaen 88/.

Nach Siebel und Stieler kann die Stützziffer mit folgender Gleichung beschrieben werden

$$n = 1 + \sqrt{K \cdot \chi^*} \quad (10-7)$$

Der Faktor K ist ein Werkstoffkennwert. Das bezogene Spannungsgefälle χ^* als Maß für den Spannungsgradienten an der höchstbeanspruchten Stelle kann nach **Bild 5–9** bestimmt werden.

Bei der Ausführung von Radsatzwellen liegen nur geringe Spannungsgefälle vor. Damit fällt die Stützwirkung mit maximal $n=1,08$ ebenfalls gering aus, s. **Bild 10–2**. Die Stützwirkung unterscheidet sich für die vier Stähle nur geringfügig. Aus diesem Grund wird vorgeschlagen bei Spannungsgefällen $\chi^* < 0,15$ werkstoffunabhängig mit einem konstanten K-Wert von 0,025 zu rechnen. Damit beträgt die Stützziffer

$$n = 1 + \sqrt{0,025 \cdot \chi^*} \quad (10-8)$$

10.1 Radsatzwellen freie Oberfläche

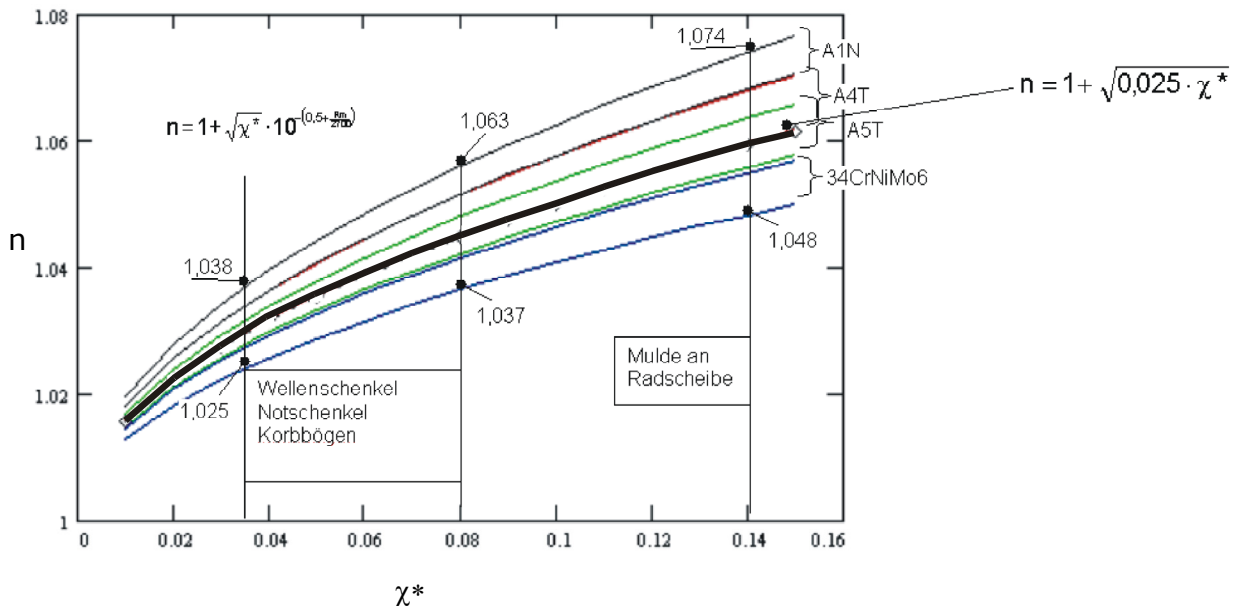


Bild 10–2: Stützziffer in Abhängigkeit vom bezogenen Spannungsgradienten und vom Werkstoff für die bei Radsatzwellen vorliegenden Verhältnisse

Statistischer Größeneinfluss F_{stat}

Der statistische Größeneinflusses wurde in Kapitel 5.1 beschrieben. Der Faktor für die Erfassung des statistischen Größeneinflusses ist

$$F_{\text{stat}} = \left(\frac{A_0}{A} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (10-9)$$

Für Gleichung (10-5), $\sigma_{zdw} = f(R_{p0,2})$, war die Bezugsoberfläche $A_0 = 800 \text{ mm}^2$ verwendet worden. Ist an einem Bauteil die äquivalente Oberfläche $A < A_0$, so ist $F_{\text{stat}} > 1$, ist $A > A_0$, so ist $F_{\text{stat}} < 1$.

Zur Berechnung der kritischen Oberfläche wird die von Liu vorgeschlagene Näherungsgleichung verwendet, Gleichung (10-10):

$$A = B_{\text{ä}} \cdot L_{\text{ä}} \quad (10-10)$$

vergl. **Bild 5–10**.

Die äquivalente Oberfläche bei Radsatzwellen beträgt somit je nach Ausführung des Korbbogens zwischen 15.000 und 20.000 mm^2 , für Mulden zwischen 5.000 und 6.000 mm^2 und für Absätze ca. 2.000 mm^2 .

Bestimmung des Weibull-Exponenten

In /Boll 88/, /Jung 97/ und /Niess 03/ werden für einige Werkstoffe Angaben über den Wert des Weibull-Exponenten getroffen. Diese basieren auf der Auswertung von Ergebnissen aus Schwingversuchen. **Tafel 10-5** zeigt die in den angegebenen Quellen gefundenen Weibull-Exponenten.

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	Weibull- Exponent κ	Quelle
St42	457	384	18,4	/Boll 88/
mit Brennschnittkante			15,3	
S275	476	340	17,5	/Niess 03/
StE460	682	510	21,7	/Boll 88/
mit Walzhaut			22,9	
mit Walzhaut, spannungsarmgeglüht			14,4	
Ck45	790	531	18,5	
StE690	825	767	26,4	
mit Walzhaut			13,6	
mit Walzhaut, spannungsarmgeglüht			12,6	
49MnVS3	840	566	29,5	
30CrNiMo8	901	763	20,4	
30NiCrMo8	910	700	27,3	/Boll 88/
30CrNiMo8	932	799	16,5	/Böhm 82/in /Jung 97/
CrMo-Stahl	930	800	21,9	/Zenn 77/ in /Jung 97/
42CrMo4	1.111	998	24,7	/Boll 88/
42CrMo4	1.136	1.043	25,0	/Niess 03/

Tafel 10-5: Aus Versuchdaten abgeschätzte Weibull-Exponenten

Eine Abhängigkeit des Weibull-Exponenten von der Zugfestigkeit oder der Streckgrenze kann mit befriedigender Korrelation nicht gefunden werden. Deshalb wird vorgeschlagen, in Bezug auf die verwendeten Radsatzwerkstoffe mit $\kappa=20$ zu rechnen.

Damit liegt der statistische Größeneinflussfaktor F_{stat} für Radsatzwellen bei einem angenommenen Weibull-Exponenten von $\kappa=20$ zwischen 0,851 bis 0,955.

Eigenspannungsfaktor F_{Ei}

In Kapitel 5.1 wurde die Bewertung des Eigenspannungseinflusses erörtert. Sind die Eigenspannungen an der Oberfläche bekannt und geht man davon aus, dass diese im Betrieb nicht abgebaut werden, so können diese wie Mittelspannungen behandelt werden. Gezielt in das Bauteil eingebrachte Druckeigenspannungen zur Verbesserung der Schwingfestigkeit werden an dieser Stelle nicht betrachtet.

Wird die Dauerfestigkeit als der Schwellenwert des Kurzrissfortschrittes verstanden, so wird durch Zugeigenspannungen der Schwellenwert des Spannungsintensitätsfaktors vermindert. Im Kerbgrund entsteht zunächst ein Anriss, wenn an dieser Stelle die örtliche Dauerfestigkeit überschritten wird. Der Riss kann jedoch zum Stillstand kommen, wenn durch den Abbau des Eigenspannungsfeldes der Schwellenwert für Rissfortschritt angehoben ist

Bei den in Radsatzwellen vorliegenden Eigenspannungen handelt es sich um fertigungsinduzierte Eigenspannungen an der Oberfläche, meist Zugeigenspannungen. Für die Schwingfestigkeit ist nicht nur der maximale Wert der Eigenspannungen, sondern auch ihr Verlauf in die Tiefe maßgebend. Die exemplarische Messung von Eigenspannungen an 1:1-Wellen aus A1N und A5T wiesen im Bereich des Korbbogens Zugeigenspannungen in Höhe von 500 bis 450 MPa auf, die bereits in einer Tiefe von 20 µm unter einen Wert von 100 MPa abfallen. Bei der 1:1-Welle aus 34CrNiMo6 wurden an der Oberfläche nur Druckeigenspannungen festgestellt. D.h. die Fertigungsprozesse Schleifen oder Drehen hinterlassen teilweise hohe Eigenspannungen mit geringer Eindringtiefe.

Unter der Annahme, dass sich Eigenspannungen voll wie Mittelspannungen auswirken und sie maximal den Wert der Streckgrenze erreichen können, ist im Folgenden der Eigenspannungsfaktor nach Gleichung (5-17) berechnet:

$$F_{Ei} = 1 - M \frac{\sigma_{Ei}}{\sigma_{zdW}}$$

Werkstoff	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	M	F_{Ei}				
				$\sigma_{Ei} =$				
				$- R_{p0,20,2}$	$- \frac{1}{2}R_{p0,20,2}$	0	$\frac{1}{2}R_{p0,20,2}$	$R_{p0,2}$
A1N	590	401	0,107	1,154	1,077	1	0,923	0,846
A4T	691	561	0,142	1,229	1,115	1	0,885	0,771
A5T	769	608	0,169	1,280	1,140	1	0,860	0,720
34CrNiMo6	1.030	939	0,261	1,477	1,238	1	0,762	0,523

Tafel 10-6: Eigenspannungsfaktoren F_{Ei} für Radsatzwerkstoffe

Die Höhe von Eigenspannungen ist im Allgemeinen nicht bekannt. Ob die Eigenspannungen im Betrieb abgebaut werden und ihre Wirkung weitgehend verlieren, ist nicht ausreichend bekannt. Bei hohen zyklischen Beanspruchungen, die an der kritischen Stelle zu einer Plastifizierung und damit zu Spannungsumlagerung führen, wird nach und nach ein Abbau der Eigenspannungen auftreten.

Bei der geringen Eindringtiefe der Eigenspannungen wie sie bei Radsatzwellen vorliegt, stellt sich zusätzlich die Frage nach ihrer Wirksamkeit. Für das Berechnungsverfahren für Radsatzwellen wird $F_{Ei}=1$ vorgeschlagen. Da im Folgenden ein Technologiefaktor eingeführt wird, der mit den an 1:1-Wellen ermittelten Dauerfestigkeitswerten abgeglichen wird, erfolgt die Erfassung der Eigenspannungen indirekt über die Versuchsdaten.

Oberflächenfaktor F_o

Oberflächen von randschichtbehandelten Radsatzwellen werden nicht betrachtet (Festwalzen, Kugelstrahlen, Nitrieren), sondern allein spanend bearbeitete Oberflächen. In Kapitel 5.1 wurde gezeigt, dass die Schwingfestigkeit von der Rauigkeit R_z und der Zugfestigkeit R_m abhängt.

Nach Gleichung (5-21) gilt für Stähle:

$$F_o = 1 - 0,22(\lg R_z)^{0,64} \cdot \lg R_m + 0,45(\lg R_z)^{0,53}$$

R_z ist die gemittelte Rauhtiefe nach DIN 4768, **Bild 5–13**.

Da die Oberflächengüte für den jeweiligen Abschnitt einer Radsatzwelle durch EN 13261 festgelegt ist, kann der nach Gleichung (5-21) bestimmbare Oberflächeneinflussfaktor F_o auf den in **Bild 10–3** markierten Bereich begrenzt werden. Er liegt zwischen 0,76 und 0,95.

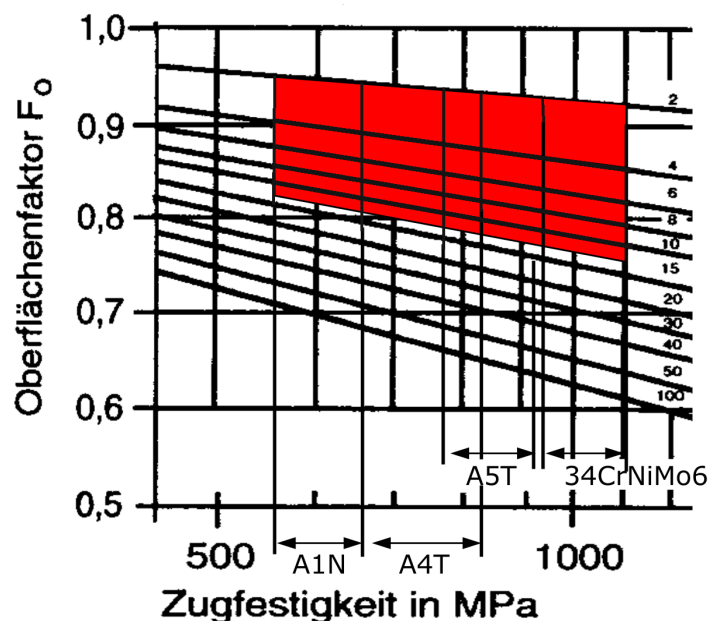


Bild 10–3: Oberflächenfaktor F_o in Abhängigkeit von R_m und R_z

Technologiefaktor F_T für Radsatzwellen

Im Folgenden soll ein Technologiefaktor F_T für Radsatzwellen eingeführt werden, der sich aus den Umlaufbiegeversuchen der 1:1-Wellen ergibt. Wird von den experimentell an 1:1-Wellen ermittelten Dauerfestigkeiten ausgegangen, so wird der technologische Größeneinfluss direkt erfasst. Größenunterschiede von Radsatzwellen gegenüber der geprüften werden als gering angesehen, so dass keine Korrektur notwendig ist. Eigenspannungen sind indirekt berücksichtigt, weil die 1:1-Wellen unter realen Fertigungsbedingungen hergestellt wurden. Damit ist F_T lediglich abhängig von der Zugfestigkeit R_m .

Der Technologiefaktor für Radsatzwellen soll nach folgender Gleichung bestimmt werden:

$$F_T = \frac{2850 - R_m}{2000} \quad (10-11)$$

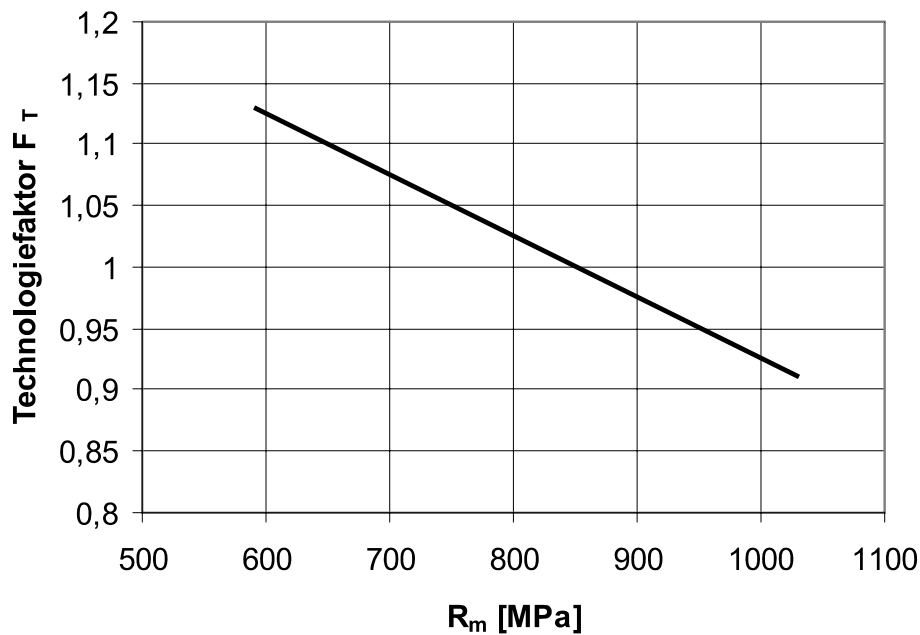


Bild 10—4: Technologiefaktor für Radsatzwellen in Abhängigkeit der Zugfestigkeit

Gegenüberstellung von rechnerisch und experimentell bestimmter Vergleichsspannung

Die in den Versuchen an 1:1-Wellen bestimmte Dauerfestigkeitsamplitude $\sigma_{aD,exp}$ für die freie Oberfläche und einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50% wird der rechnerisch ermittelten Dauerfestigkeitsamplitude $\sigma_{aD,calc}$ gegenüber gestellt. Die Versuchsergebnisse für die freie Oberfläche ist in **Tafel 10-7** dargestellt.

Werkstoff	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$\sigma_{avD50\%, exp}$ [MPa]
A1N	590	401	250
A4T	691	561	301
A5T	796	608	254
34CrNiMo6	1.030	939	364

Tafel 10-7: Übersicht der gemittelten statischen Kennwerte und der Versuchsergebnisse für die Versuchsreihe Freie Oberfläche

Für die 1:1-Welle, freie Oberfläche (kritische Stelle: Korbbogen) sind folgende geometrische Größen maßgebend:

D [mm]	190
d [mm]	160
r [mm]	75
χ^* [mm ⁻¹]	0,038

Tafel 10-8: Geometriedaten der 1:1-Wellen

Die Parameter n , F_{stat} ergeben unabhängig vom Werkstoff für jede Welle den gleichen Wert. Der Einfluss von Eigenspannungen soll nicht berücksichtigt werden, weshalb dieser zu 1 gesetzt ist.

Die gemittelte Rautiefe R_z im Korbbogen wurde an 1:1-Wellen gemessen, **Tafel 8-5**. Der Mittelwert aus den Einzelmessungen beträgt $R_z=3,6 \mu\text{m}$. Dieser Wert wird zur Berechnung des Oberflächenfaktors F_o herangezogen.

Die rechnerisch nach den vorangegangenen Gleichungen bestimmte Vergleichsspannung $\sigma_{aD,calc}$ zeigt **Tafel 10-9**.

Werkstoff	σ_{zdW} [MPa]	n	F_{stat}	F_{Ei}	F_O	F_T	$\sigma_{avD50\%,calc}$ [MPa]
A1N	276	1,03	0,863	1	0,911	1,130	253
A4T	347	1,03	0,863	1	0,900	1,080	300
A5T	368	1,03	0,863	1	0,891	1,027	299
34CrNiMo6	513	1,03	0,863	1	0,874	0,910	363

Tafel 10-9: Übersicht der rechnerisch bestimmten Dauerfestigkeitsamplitude für die Freie Oberfläche

Der Vergleich zwischen rechnerisch und experimentell bestimmter Dauerfestigkeitsamplitude zeigt **Tafel 10-10**.

Werkstoff	$\sigma_{avD50\%,exp}$ [MPa]	$\sigma_{avD50\%,calc}$ [Mpa]	$\sigma_{av,exp} / \sigma_{av,calc}$
A1N	250	253	0,989
A4T	301	300	1,003
A5T	254	299	0,849
34CrNiMo6	364	363	1,002

Tafel 10-10: Vergleich zwischen experimentell und rechnerischer Dauerfestigkeitsamplitude

Mit dem vorgeschlagenen Berechnungskonzept gelingt eine sehr genaue Abschätzung der örtlich dauerhaft ertragbaren Amplitude. Lediglich bei A5T tritt eine größere Differenz auf, die in Kapitel 8.2.8 näher diskutiert wurde.

10.2 Radsatzwellen Presssitz

Das Vorhaben hat sich nur mit nicht geklebten und unbeschichteten zylindrischen Pressverbindungen beschäftigt. Die gerade bei Treibradsatzwellen verwendeten klebgeschrumpften oder molybdänbeschichteten Verbindungen weisen zum Teil höhere Schwingfestigkeitswerte auf. An dieser Stelle kann für keines der beiden Verfahren eine Empfehlung gegeben werden.

10.2.1. Auf Basis von Versuchen

Verhältnis von Prüf- zu Betriebsbeanspruchung

Der Schwingversuch soll das reale Festigkeitsniveau ermitteln. Dazu ist es notwendig zumindest einige Prüfbauteile zerstörend zu prüfen. Um das zu erreichen, wird nicht auf dem Niveau der zulässigen sondern noch über dem Niveau der ertragbaren Spannung geprüft. Das bedeutet, dass Schwingprüfungen je nach Sicherheitszahl mit einer gegenüber der Betriebsbeanspruchung um den Faktor von etwa 1,5 bis 2,0 höheren Prüflast durchgeführt werden. Bei Betriebsfestigkeitsversuchen kann mit dem Ziel, die Prüfzeit auf ein

annehmbares Maß zu verkürzen, anstelle der realen Kollektivform ein härteres Kollektiv verwendet werden, wobei die meistschädigenden Horizonte in Richtung höherer Amplituden verschoben werden.

Das Vorgenannte trifft auf alle Bauteile zu und ist eine anerkannte und gängige Verfahrensweise. Es ist praktisch unumgänglich in jedem Nachweis enthalten. Der in der Prüfung zu überbrückende Sicherheitsabstand deckt bei der rechnerischen Auslegung sowohl Schwankungen der Festigkeit als auch der Beanspruchung ab.

Damit diese Verfahrensweise zulässig ist, muss die Voraussetzung erfüllt sein, dass trotz des höheren Prüfniveaus der Schadensmechanismus wirkt, gegen den im Betrieb eine Absicherung erfolgen soll. Bei der Prüfung müssen sich die gleichen Schadensbilder zeigen wie im Betrieb. Für die Bereiche der Freien Oberfläche (Wellenabsätze und -mulden) ist dies der Fall. Es handelt sich um Werkstoffermüdung, wobei Anrissort, Rissfront und Bruchbild bei der Prüfung dem entsprechen, was man auch im Betrieb erwarten würde.

Bei schwingend beanspruchten Pressverbindungen müssen die Verhältnisse derzeit anders beurteilt werden. Die Schadensbilder, die in den Versuchen auftreten, werden durch den Betrieb im Allgemeinen nicht bestätigt. Die Prüfwellen zeigen starke Reibkorrosionsbildung mit starker Oberflächenzerrüttung. Im Rahmen von Radsatzüberarbeitungen bei denen Presssitze demontiert werden, können solche Schädigungsbilder nicht systematisch gefunden werden. Es muss also davon ausgegangen werden, dass, da die Prüfungen auf einem zu hohen Beanspruchungsniveau durchgeführt werden, sich ein vom Betrieb unterscheidender Schädigungsmechanismus einstellt. Dies wird dadurch unterstützt, dass man im Versuch unter Umständen eine für den Presssitz ungünstige Gestaltung wählt, um einen Bruch im Sitz und nicht im Absatz zu erzwingen. Die überhöhte Prüflast führt dazu, dass Schlupfweg und -tiefe über das im Betrieb auftretende Maß zunehmen, wodurch sich der Schädigungsmechanismus ändert. Das Bauteil versagt nicht aufgrund der schwingenden Biegespannungen sondern aufgrund der Oberflächenzerrüttung.

Trainiereffekt bei Pressverbindungen

Bei der Prüfung von freien Wellenabschnitten (Absätze und Mulden) wie sie bei Radsätzen vorkommen kann wie in Abschnitt 8.4.6 dargestellt davon ausgegangen werden, dass es keinen Trainiereffekt gibt. Das Ergebnis einer Schwingprüfung fällt also zumindest nicht höher aus, wenn bereits auf einem geringen Beanspruchungshorizont eine gewisse Anzahl von Schwingspielen aufgebracht worden ist.

Im Gegensatz dazu ist bei Pressverbindungen davon auszugehen, dass es eine Trainierwirkung gibt. Diese betrifft nicht Veränderungen auf der werkstofflichen Ebene, sondern Veränderungen im tribologischen System von Welle und Nabe. Bei einer schwingenden Beanspruchung auf niedrigem Lastniveau kommt es zu einer Zunahme des Haftbeiwertes. Dieser Effekt wird für torsionsbeanspruchte Verbindungen in /Garz 01/ und auch für axial- und biegebeanspruchte Verbindungen in /Grop 97/ beschrieben, **Bild 10–5**.

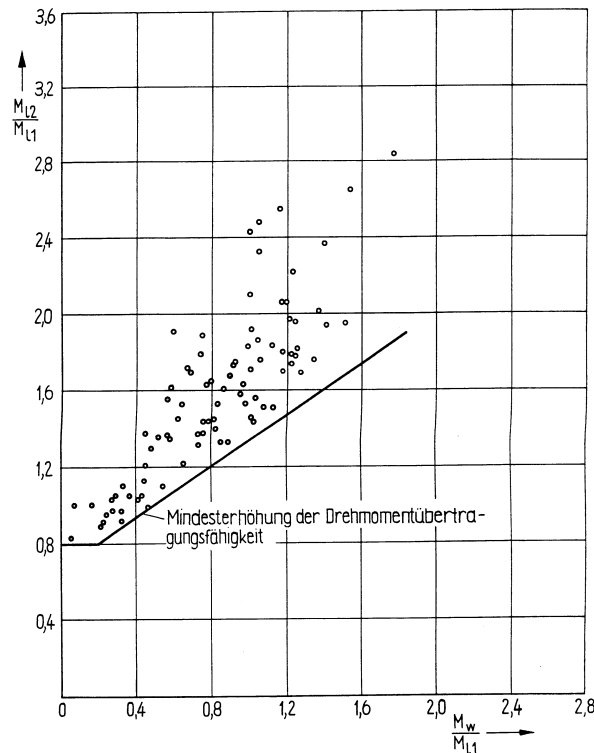


Bild 10–5: Übertragbares Drehmoment M_{L2} nach dynamischer Vorbelastung mit dem Drehmoment M_W , beides ist bezogen auf die Lösebelastung M_{L1} ohne dynamische Vorbelastung, /Grop 97/

Dieser Effekt, der zunächst die auftretenden Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe verringert und die Rutschbelastung erhöht, hat auch Einfluss auf die Schwingfestigkeit. Durch geringeren Schlupfweg und geringere Schlupftiefe geht die Reibdauerbeanspruchung und damit die Reibkorrosion zurück, die zu einer Oberflächenzerrüttung führen würde. Die Ursache für die Verringerung des Schlupfes kann in einer Verzahnung der beiden Oberflächenstrukturen vermutet werden. Eine Prüfung auf erhöhtem Beanspruchungs- und Verschiebungsniveau kann den im Betrieb auftretenden Mechanismus, der sich günstiger auf das Festigkeitsverhalten auswirken müsste, nicht erfassen. Darüber kann der Haftbeiwert zu Beginn der Prüfung erhöht und die Reibkorrosion verringert werden, um die Oberflächenzerrüttung im eigentlichen Versuch zu minimieren. Als vorläufige Maßnahme kann das Vorbelasten auf einem niedrigen Beanspruchungshorizont in Erwägung gezogen werden. Insgesamt sind die Vorgänge im Spalt eines Presssitzes noch nicht ausreichend bekannt. Eine befriedigende Modellierung des Schädigungsprozesses liegt gegenwärtig nicht vor.

Aufgrund der aufgeführten Situation kann an dieser Stelle kein wissenschaftlich abgesichertes Verfahren vorgeschlagen werden, welches auf Basis der üblichen Vorgehensweise im Regelwerk den betrieblichen Bedingungen gerecht wird.

10.2.2. Vorschlag für eine Berechnung mittels Einflussfaktorenverfahren

Das folgende Konzept ist von Herrn Dr. Hänel, IMA Dresden, entwickelt und verfasst worden.

In diesem Kapitel wird ein Verfahren zur Berechnung der Kerbwirkungszahl des Presssitzes einer Radsatzwelle dargestellt, das auf älterer Literatur aufbaut und vor allem die drei Parameter D (großer Wellendurchmesser), d (kleiner Wellendurchmesser) und D_N (äußerer Nabendurchmesser) berücksichtigt (zusätzlich den Wellenwerkstoff). Im Anhang F wird das Verfahren erläutert, und die Beziehungen zu den bestehenden Verfahren der gültigen Normen und zu weiteren Verfahren werden hergestellt.

Allgemeines

Gesucht ist die Kerbwirkungszahl K_f für den Presssitz der Abmessungen D / D_N , D / d , **Bild 10–6**, eines bestimmten Wellenwerkstoffes bei Biegung. Ausgehend von einem Basiswert für die Kerbwirkungszahl $K_{f,0}$ des Presssitzes (Durchmesser $D = d$, Wellenwerkstoff EA1N) werden die Einflüsse anderer Wellenwerkstoffe und der Abmessungen D_N und d berücksichtigt.

Die Kerbwirkungszahl K_f ist auf die Nennspannung im Presssitz bezogen (großer Wellendurchmesser D).

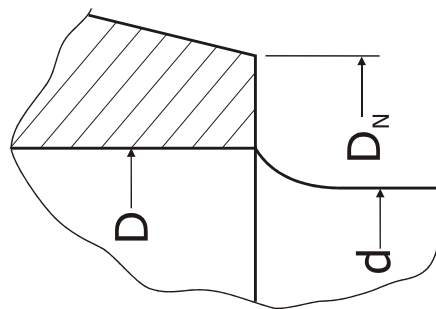


Bild 10–6: Presssitz mit den Abmessungen D , D_N , d

Basiswert der Kerbwirkungszahl des Presssitzes des großen Wellendurchmessers D

Grundlage zur Berechnung der Kerbwirkungszahl K_f für den Presssitz beliebiger Abmessungen und beliebigen Wellenwerkstoffes (im Rahmen der Regeln) bei Biegung ist der Basiswert für $D / D_N = 0,7$ und $D / d = 1$, **Bild 10–7**, und den Wellenwerkstoff EA1N:

$$K_{f,0} = 2,0 \quad (10-12)$$

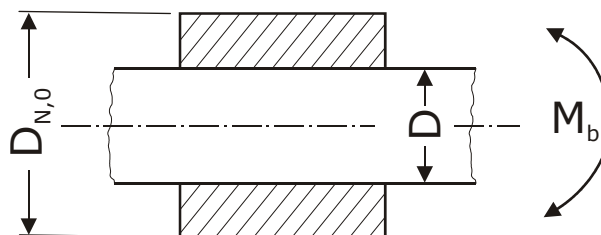


Bild 10–7: Presssitz mit durchgehender Welle, Presssitz mit den Abmessungen D , D_N , Wellenwerkstoff EA1N, Abmessungsverhältnis $D / D_N = 0,7$

Einfluss des Wellenwerkstoffes

Der Wellenwerkstoff ist mit dem Faktor $k_{f,W}$ nach (10-13) und Tafel 10-11 oder nach (10-14) zu berücksichtigen ($K_{f,W,max} = 2,7$; $R_{m,max} = 850 \text{ MPa}$)¹:

$$k_{f,W} = \frac{K_{f,W,D/DN=0,7}}{K_{f,A1,D/DN=0,7}} \quad (10-13)$$

$$k_{f,W} = 1 + \left(\frac{K_{f,W,max}}{2} - 1 \right) \cdot \frac{R_m / \text{MPa} - 550}{R_{m,max} / \text{MPa} - 550} \quad (10-14)$$

Die Werte R_m und σ_w gelten für den Wellendurchmesser D bzw. d .

Nr.		St 50 / C 35 N EA1N	25 CrMo 4 EA4T	42 CrMo 4 EA5T	34 CrNiMo 6
1	R_m [Mpa]	500 / 550 ²	650 ²	730 ²	850
2	$\sigma_w = 0,4 R_m$ [MPa]	220	260	290	340
3	$K_{f,W}$	2,0	2,2	2,4	2,7
4	$k_{f,W}$	1,0	1,1	1,2	1,35

Tafel 10-11: Einfluss des Wellenwerkstoffes

Der so definierte Einflussfaktor $k_{f,W}$ gilt nur in Verbindung mit einer Ermittlung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit des Werkstoffes nach $\sigma_w = 0,4 R_m$. Wird die Zug-Druck-Wechselfestigkeit wie in diesem Bericht für Absätze und Mulden vorgeschlagen nach (10-5) berechnet, kann dies durch folgende Anpassung berücksichtigt werden:

$$k_{f,W}^* = \frac{0,4 \cdot R_m}{0,44 \cdot R_{p0,2} + 100} \cdot k_{f,W} = \frac{(0,00046 \cdot R_m + 0,1433) \cdot R_m}{0,44 \cdot R_{p0,2} + 100} \quad (10-15)$$

Damit kann die Zug-Druck-Wechselfestigkeit für alle Querschnittsarten einheitlich angegeben werden.

Einfluss des äußeren Nabendurchmessers D_N

Der äußere Nabendurchmesser D_N ist mit dem Faktor $k_{f,DN}$ nach (10-16) zu berücksichtigen:

$$k_{f,DN} = \frac{K_{f,D/DN}}{K_{f,D/DN=0,7}} \quad (10-16)$$

$K_{f,D/DN}$ und $K_{f,D/DN=0,7}$ sind je nach D / D_N im **Bild 10–8** auf der Ordinate für $W_D / W_d = D / d = 1$ abzulesen. Der Faktor $k_{f,DN}$ kann näherungsweise auch nach Gl. (10-17) berechnet werden:

¹ Der Einfluss des Werkstoffes ist beim Presssitz nur gering. Höherfester Werkstoff ist aber beim Absatz vorteilhaft.

² Mindestwert der Zugfestigkeit nach /UIC 811-1/

$$k_{f,DN} = 1,4 - 0,57 \frac{D}{D_N} \quad (10-17)$$

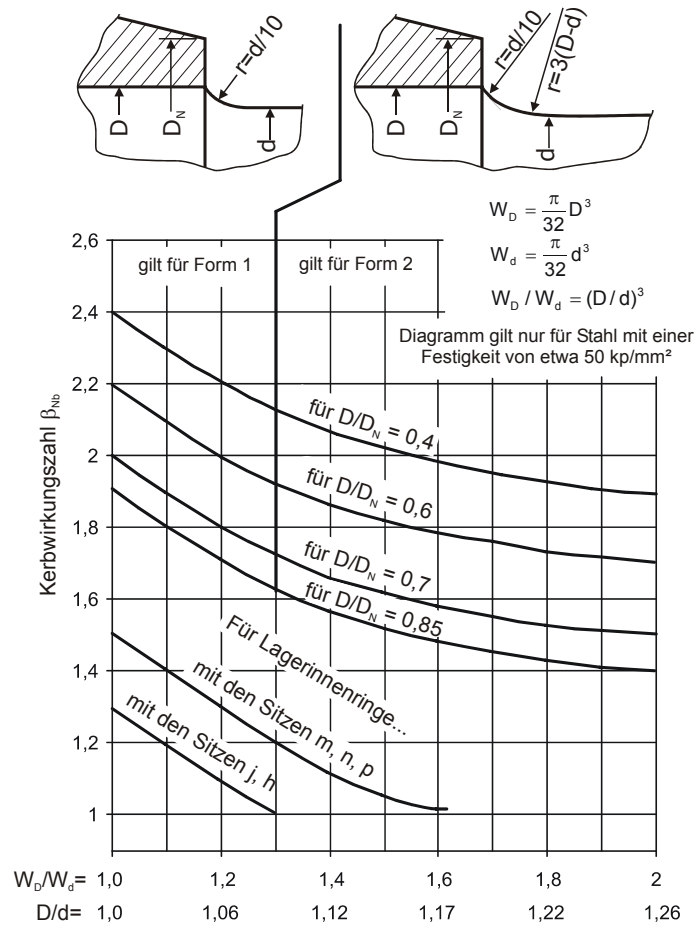


Bild 10–8: Kerbwirkungszahl β_{Nb} bei Press- oder Schrumpfsitzen /Brin 70/
Einfluss des kleinen Wellendurchmessers d^3

Der kleine Wellendurchmesser d ist mit dem Faktor $K_{f,d}$ nach (10-18) zu berücksichtigen:

$$k_{f,d} = \frac{K_{f,D/d}}{K_{f,D/d=1}} \quad (10-18)$$

$K_{f,D/d}$ und $K_{f,D/d=1}$ sind je nach D / d im **Bild 10–8** auf der Kurve für $D / D_N = 0,7$ abzulesen. Der Faktor $k_{f,d}$ kann auch nach (10-19) berechnet werden:

$$k_{f,d} = 0,65 + \frac{0,35}{(W_D/W_d)^{1,8}} \quad (10-19)$$

Kerbwirkungszahl K_f

Die Kerbwirkungszahl K_f für den Presssitz der Abmessungen D / D_N , D / d für bestimmten Wellenwerkstoff bei Biegung ist nach (10-20) zu berechnen:

³ Beachte auch die alternative Festlegung am Ende des Kapitels

$$K_f = K_{f,0} \cdot k_{f,W} \cdot k_{f,DN} \cdot k_{f,d} = 2,0 \cdot \frac{K_{f,W,D/DN=0,7}}{K_{f,A1,D/DN=0,7}} \cdot \frac{K_{f,D/DN}}{K_{f,D/DN=0,7}} \cdot \frac{K_{f,D/d}}{K_{f,D/d=1}} \quad (10-20)$$

Der obere Grenzwert ist (für 34 CrNiMo 6 mit $R_m = 850$ MPa, $D / D_N = 0,4$, $D / d = 1$):

$$K_{f,34CrNiMo6,D/DN=0,4,D/d=1} = 2,0 \cdot \frac{2,7}{2,0} \cdot \frac{2,4}{2,0} \cdot 1 = 3,24 \quad (10-21)$$

K_f gilt in Bezug auf den großen Wellendurchmesser D . Ein Oberflächenrauheitsfaktor wird nicht berücksichtigt.

Beispiel – Dauerfestigkeitsnachweis für einen Presssitz

Dauerfestigkeitsnachweis für einen Presssitz

Die folgenden Größen S_a , K_f und S_{WK} gelten in Bezug auf den großen Wellendurchmesser D .

Beanspruchung:

Vergleichs-Nennspannung (Amplitude vorwiegend aus der Umlaufbiegung):

$$S_a = 110 \text{ Mpa.}$$

Abmessungen:

$D = 167$ mm, $D_N = 214$ mm, $d = 147$ mm; $D / D_N = 0,78$; $D / d = 1,14$ ($W_D / W_d = 1,47$);

[Korbbogen mit $r_1 = 15$ mm, $r_2 = 75$ mm. Die Radien werden für den Presssitz nicht gebraucht].

Wellenwerkstoff:

EA4T (25 Cr Mo 4) bzw. EA5T (42 CrMo 4). $R_m = 650$ (730) MPa⁴. R_m gilt für den Wellendurchmesser.

Wellenwerkstoff-Wechselfestigkeit:

$$\sigma_w = 0,4 R_m = 260 \text{ (292) MPa.}$$

Kerbwirkungszahl:

$$K_{f,0} = 2,0 \quad (10-22)$$

$$k_{f,W} = \frac{K_{f,W,D/DN=0,7}}{K_{f,A1,D/DN=0,7}} = 1,1 \text{ (1,2)} \quad (10-23)$$

$$k_{f,DN} = \frac{K_{f,D/DN}}{K_{f,D/DN=0,7}} = \frac{1,95}{2,0} = 0,975 \quad (10-24)$$

⁴ Werte für EA5T in Klammern

$$k_{f,d} = \frac{K_{f,D/d}}{K_{f,D/d=1}} = \frac{1,63}{2,0} = 0,82 \quad (10-25)$$

$$K_f = K_{f,0} \cdot k_{f,W} \cdot k_{f,DN} \cdot k_{f,d} = 2,0 \cdot 1,1 (1,2) \cdot 0,975 \cdot 0,82 = 1,76(1,92) \quad (10-26)$$

K_f ist geringer als der Basiswert $K_{f,0} = 2,0$, weil der relativ geringe Wert des Nabendurchmessers D_N und des kleinen Wellendurchmesser d entlastend wirken.

Bauteil-Wechselfestigkeit:

$$S_{WK} = \sigma_W / K_f = 260 (290) \text{ MPa} / 1,76 (1,92) = 148 (151) \text{ MPa}.$$

Die Wellenwerkstoff-Wechselfestigkeit ist um den Faktor $290 / 260 = 1,12$ unterschiedlich, die Bauteil-Wechselfestigkeit des Presssitzes nur um den Faktor $151 / 148 = 1,02$!

Sicherheitsfaktor:

Da eine Sicherheitszahl nur aus der Betriebserfahrung heraus festgelegt werden kann, hat der hier verwendete Wert nur beispielhaften Charakter. Für große Schadensfolgen und Inspektionen zur Früherkennung von Rissen gilt /FKM 02/:

$$j_{\text{erf}} = 1,35.$$

Auslastungsgrad:

$$a_{BK} = \frac{j_{\text{erf}} \cdot S_a}{S_{WK}} = \frac{1,35 \cdot 110 \text{ MPa}}{148 \text{ MPa} (151 \text{ MPa})} = 1,00 (0,98)$$

Der Dauerfestigkeitsnachweis ist erfüllt. Der zyklische Auslastungsgrad beträgt 100 % für EA4T bzw. 98 % für EA5T.

Neuere Erkenntnisse zum Einfluss des kleinen Durchmessers d

Das vorstehend vorgeschlagene Konzept basiert auf Erfahrungswerten aus über fünf Jahrzehnten und gibt für maßgebliche Parameter Einflussfaktoren vor. Aufgrund der ausgewerteten Datenbasis spiegelt es die Verhältnisse wieder, wie sie in Deutschland im Bereich der Radsatzwellenkonstruktion und -berechnung abgeschätzt wurden.

Seit 2002 werden insbesondere für Pressverbindungen mit einem Verhältnis von D zu d gegen 1,0 höhere Kerbwirkungen vermutet. Das heißt, dass für nur schwach abgesetzte Wellen höhere Kerbwirkungen und damit niedrigere ertragbare Spannungen erreicht werden. Dies ist auch durch die unter Abschnitt 8.3 beschriebenen und im Rahmen dieses Vorhabens durchgeführten gestützt. Gegen diese Vermutungen sind die in Abschnitt 10.2.1 ausgeführten Einwände zu beachten. Trotzdem wird empfohlen die Kerbwirkungszahl zu berechnen und dabei anstelle der Gleichung (10-19) die Gleichung (10-27) zu verwenden.

$$k_{f,d} = \frac{0,8}{\left(5,5 \cdot \left(\frac{W_D}{W_d} - 1\right)\right)^2 + 1} + 0,7 \quad (10-27)$$

Weitere Ausführungen hierzu können Anhang F entnommen werden.

11. Sicherheitskonzept

In Zusammenhang mit dem für eine ausfallsichere Auslegung notwendigen Abstand zwischen Beanspruchung und Festigkeit ist von wesentlicher Bedeutung, welche Auftretenswahrscheinlichkeit die verwendete Größen aufweisen müssen. Dabei ist zu beachten, dass sowohl die Beanspruchung als auch die Beanspruchbarkeit (Festigkeit) streuen. Um neben einer sicheren auch eine wirtschaftliche Bemessung zu erreichen, kann in der Nachweiskette Beladung, Streckenzusammensetzung, Lastkombination, Festigkeitswert... nicht immer der ungünstigste Fall zugrunde gelegt werden. Die Basis für jedes Sicherheitskonzept stellt die Betriebserfahrung dar.

Referenzen aus bestehenden Dokumenten

In /ISO 2394/ ist die allgemeine Struktur von Festigkeitsnachweisen definiert. Dabei ist wesentlich, dass die geforderte Sicherheit als Sicherheitszahl in Teilsicherheitsfaktoren aufgegliedert ist. Vorgeschlagen wird ebenso, in welche Teilsicherheitsfaktoren die Gesamtsicherheit aufgegliedert werden kann. Dies sind unter anderem:

- γ_f Teilsicherheitsfaktor der Lastseite,
- γ_m Teilsicherheitsfaktor der Festigkeitsseite,
- γ_n Teilsicherheitsfaktor für die Wichtigkeit der Struktur,
- γ_d Teilsicherheitsfaktor für Modellunsicherheiten,

Der Faktor γ_d kann weiter unterteilt werden in:

- γ_{Rd} Teilsicherheitsfaktor für die Modellunsicherheiten der Festigkeit und
- γ_{Sd} Teilsicherheitsfaktor für die Modellunsicherheiten der Lastseite

Konkrete Werte sind in /ISO 2394/ nicht gegeben.

In dem DDR-Standard /TGL 19350/ wird als Richtwert für eine Sicherheitszahl $S = 1,2$ bis $1,5$ angegeben. Dazu muss der Festigkeitswert eine Auftretenswahrscheinlichkeit von $P_{\bar{0}} = 90\%$ aufweisen. Es wird angenommen, dass bei einer Ermittlung des Festigkeitswertes nach /TGL 19340/ eine solche Überlebenswahrscheinlichkeit vorliegt. Zur konkreten Festlegung von Zahlenwerten steht hier:

„Die erforderlichen Sicherheitszahlen sind fachgebietsbezogen und in Abhängigkeit von der Genauigkeit der festgelegten Beanspruchungen und Lastkombinationen, der Werkstoffkennwerte und von der Bedeutung des Bauteils festzulegen.“

In der FKM-Richtlinie /FKM 02/ wird diese Vorgehensweise übernommen. Die Empfehlungen für die Sicherheitszahl werden jedoch differenzierter angegeben. Als Grundsicherheitsfaktor für Stahlbauteile gilt $j_D (= S) = 1,5$. Dieser darf unter günstigen Voraussetzungen entsprechend **Tafel 11-1** abgemindert werden.

		Schadensfolgen	
		hoch	gering
regelmäßige Inspektion	nein	1,5	1,3
	ja	1,35	1,2

Tafel 11-1: Sicherheitszahlen für Stahlbauteile nach /FKM 02/ für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Vergleichbar mit /TGL 19350/ wird bei der Anwendung dieser Sicherheitszahlen eine spezifische Überlebenswahrscheinlichkeit ($P_{\bar{0}} = 97,5\%$) gefordert. Da jedoch konkrete Zahlenwerte angegeben werden, wird gefordert, dass die Lastannahme möglichst sicher ist.

„Die Sicherheitsfaktoren gelten zusammen mit sicheren Lastannahmen und einer mittleren Überlebenswahrscheinlichkeit der Festigkeitskennwerte von $P_{\bar{0}} = 97,5\%$ “

In /DIN 743/ werden die Verhältnisse nicht so konkret aufgeführt. Es heißt lediglich:

„Die Grundsätze des Berechnungsverfahrens allein fordern eine Mindestsicherheit $S_{min} = 1,2$.

Unsicherheiten bei der Annahme der Belastung, mögliche Folgeschäden usw. erfordern höhere Sicherheiten. Diese sind zu vereinbaren bzw. festzulegen.“

Vorschlag für Radsatzwellen

Im Rahmen dieses Vorhabens wird für Radsatzwellen ein Sicherheitsfaktor von 1,4 vorgeschlagen.

Mit diesem Vorschlag sind folgende Forderungen verbunden:

- Die anzunehmenden Festigkeiten (ertragbaren Spannungen) müssen bereits Werte im Sinne einer erhöhten Überlebenswahrscheinlichkeit darstellen. Sie können gleichwertig nach Abschnitt 10.1.1 experimentell ermittelt oder nach Abschnitt 10.1.3 bzw. 10.2.2 rechnerisch abgeschätzt werden. Die üblichen Produkthanforderungen müssen erfüllt sein. Darüber hinaus muss im Einzelfall entschieden werden, ob die in 10.1.3 beschriebenen Einflüsse auf die spezielle Frage zutreffend sind. Eine Teilsicherheit für die Festigkeit ist in diesen Werten enthalten.
- Die getroffene Lastannahme muss die im realen Betrieb zu erwartenden Beanspruchungen enthalten. Dies wird zum einen dadurch erreicht, dass die Messungen kritische aber für den Betrieb realistische Betriebszustände abdecken. Zum anderen hängt es vom Einsatzspiegel ab, wie konservativ die Lastannahme ist. Der Einsatzspiegel definiert, auf welche Streckenzusammensetzung und Beladungssituation (außer bei Lokomotiven) die Auslegung erfolgt. Der Messumfang muss eine statistisch abgesicherte Aussage ermöglichen. Der Einsatzspiegel soll so festgelegt sein, dass keines der betreffenden Fahrzeuge signifikant höhere Beanspruchungen erfahre kann. Die Lastannahme soll weder durch die Messung noch durch den Einsatzspiegel künstlich oder unrealistisch überhöht werden. Dies könnte dadurch geschehen, dass ungünstige für den realen Betrieb nicht relevante Betriebszustände mit in die Messung aufgenommen werden,

oder aber sehr harte Teilkollektive mit einer unrealistisch hohen Gewichtung in das Gesamtkollektiv hinein genommen werden.

- Weitergehende Teilsicherheitsfaktoren für Modellunsicherheiten werden nicht gefordert.

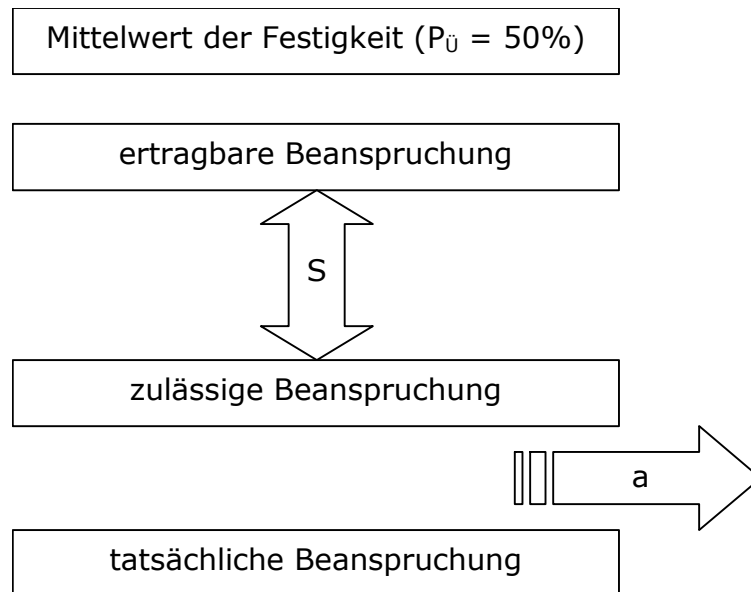


Bild 11–1: Relation der einzelnen Größen der Nachweiskette

Im Hinblick auf längerfristige Entwicklungen sind Unsicherheiten nicht auszuschließen, z.B. durch Verschlechterung der Qualität von Gleislagen, durch höhere Beladung und zunehmenden Grenzüberschreitenden Verkehr. Hier ist eine Beobachtung der Tendenzen notwendig. Auch neue technische Entwicklungen sind auf ihre spezifische Auswirkung auf die Lastannahme kritisch zu untersuchen.

12. Auslegungskonzept

Im Abschnitt 5.3 sind die Schadensakkumulationsrechnungen vorgestellt worden. Aspekte der Auslegung nach einem Betriebs- und Dauerfestigkeitskonzept sind in Abschnitt 6.5 diskutiert. Im folgenden wird eine Empfehlung ausgesprochen, in welchem Fall der Nachweis als Betriebsfestigkeits- oder als Dauerfestigkeitsnachweis durchgeführt werden sollte.

12.1 Betriebsfestigkeitsnachweis

Für Komponenten deren Beanspruchungskollektiv deutlich von einem Rechteck abweicht, vgl. Kollektiv II in **Bild 5–1**, wird eine *betriebsfeste Auslegung* empfohlen. Da die Treffsicherheit für eine absolute Lebensdauerabschätzung durch Rechnung unzureichend ist, ist eine Absicherung durch das Experiment, durch Erprobung und Betriebserfahrung notwendig.

Ansätze für eine betriebsfeste Bemessung sind vorhanden, /Fisc 87, FKM 02/. Diese sind von Herstellern, Betreibern und Experten aus der Betriebsfestigkeitsforschung kritisch zu prüfen unter Offenlegung der vorliegenden Kenntnisse und Erfahrungen (Lastannahme, Versuchsergebnisse, Betriebserfahrungen). Dies sollte bauteilspezifisch erfolgen, d.h. die Auslegung von Radscheiben wird sich von der Auslegung von z.B. Radsatzwellen deutlich unterscheiden. Ein solches Vorgehen muss zu besseren, d.h. sichereren Ergebnissen führen als z.B. die Anwendung der FKM-Richtlinie, die den „Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ insgesamt abdecken soll.

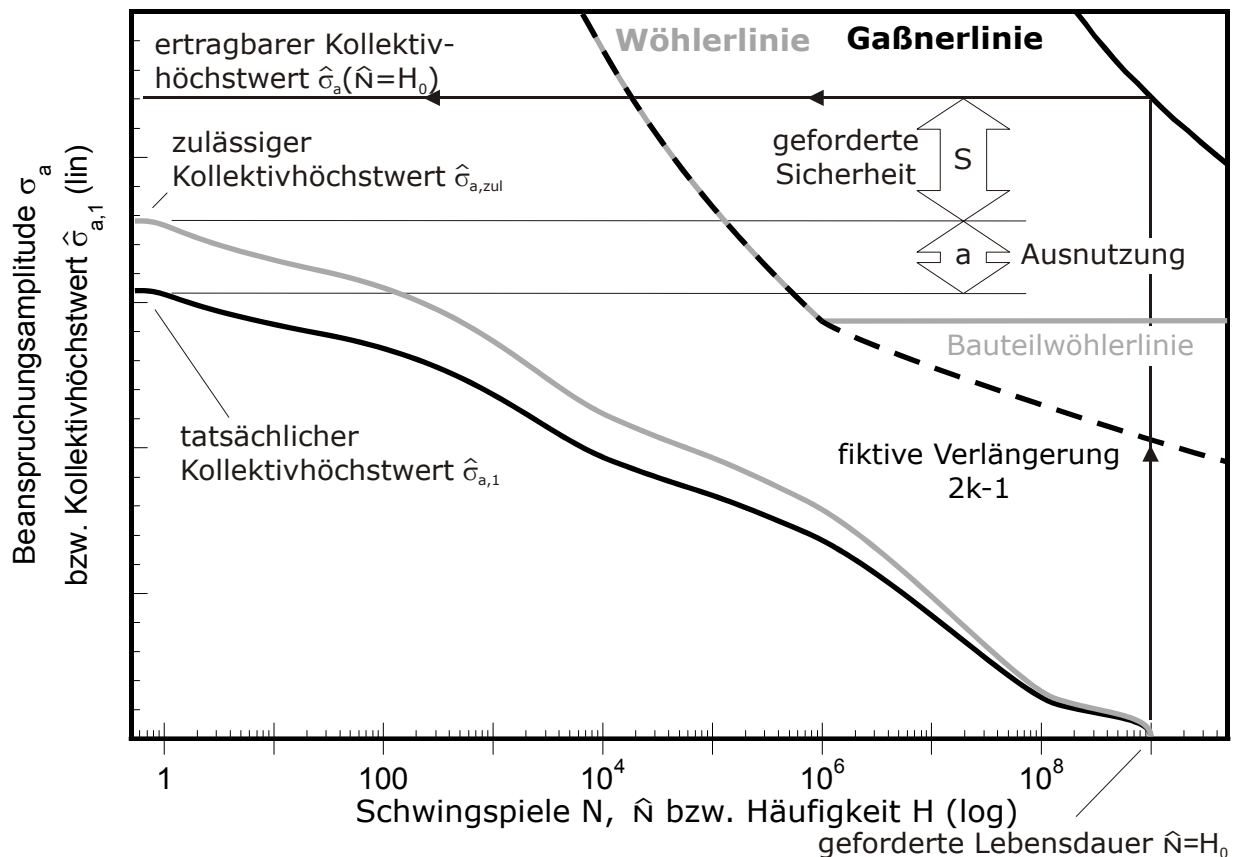


Bild 12–1: Schematische Darstellung des Betriebsfestigkeitsnachweis am Beispiel eines für Radscheiben

12.1 Betriebsfestigkeitsnachweis

Die Ausnutzung berechnet sich nach (12-1). Eingehen tun die geforderte Sicherheitszahl S , der auftretende Kollektivhöchstwert $\hat{\sigma}_{a,1}$ und der für die geforderte Lebensdauer H_0 ertragbare Kollektivhöchstwert $\hat{\sigma}_a(\hat{N} = H_0)$.

$$a = \frac{S \cdot \hat{\sigma}_{a,1}}{\hat{\sigma}_a(\hat{N} = H_0)} = \frac{\hat{\sigma}_{a,1}}{\hat{\sigma}_{azul}(\hat{N} = H_0)} \quad (12-1)$$

12.2 Dauerfestigkeitsnachweis

Für Komponenten deren Beanspruchungskollektiv einen Rechteckkollektiv nahe kommt, vgl. Kollektiv I in **Bild 5–1**, wird eine *dauerfeste Auslegung* empfohlen. Der Dauerfestigkeitsnachweis ist einfach und transparent und im jetzigen Bahn-Regelwerk der Festigkeitsnachweis bei schwingender Beanspruchung. Die Festlegung der dauerhaft zu ertragende Spannungsamplitude wurde bereits erörtert. Die Festlegung der zulässigen Spannungsamplitude ist ein wesentlicher Punkt des vorliegenden Forschungsvorhabens.

Auch beim Dauerfestigkeitsnachweis sind Erfahrungen notwendig. Generell ist ein Festigkeitsnachweis immer auch davon abhängig, welche Methoden zur Wartung und Inspektion eingesetzt werden.

In Abschnitt 6.5 ist im Detail gezeigt, warum für das Beispiel „Radsatzwelle“ der Dauerfestigkeitsnachweis dem Betriebsfestigkeitsnachweis vorzuziehen ist.

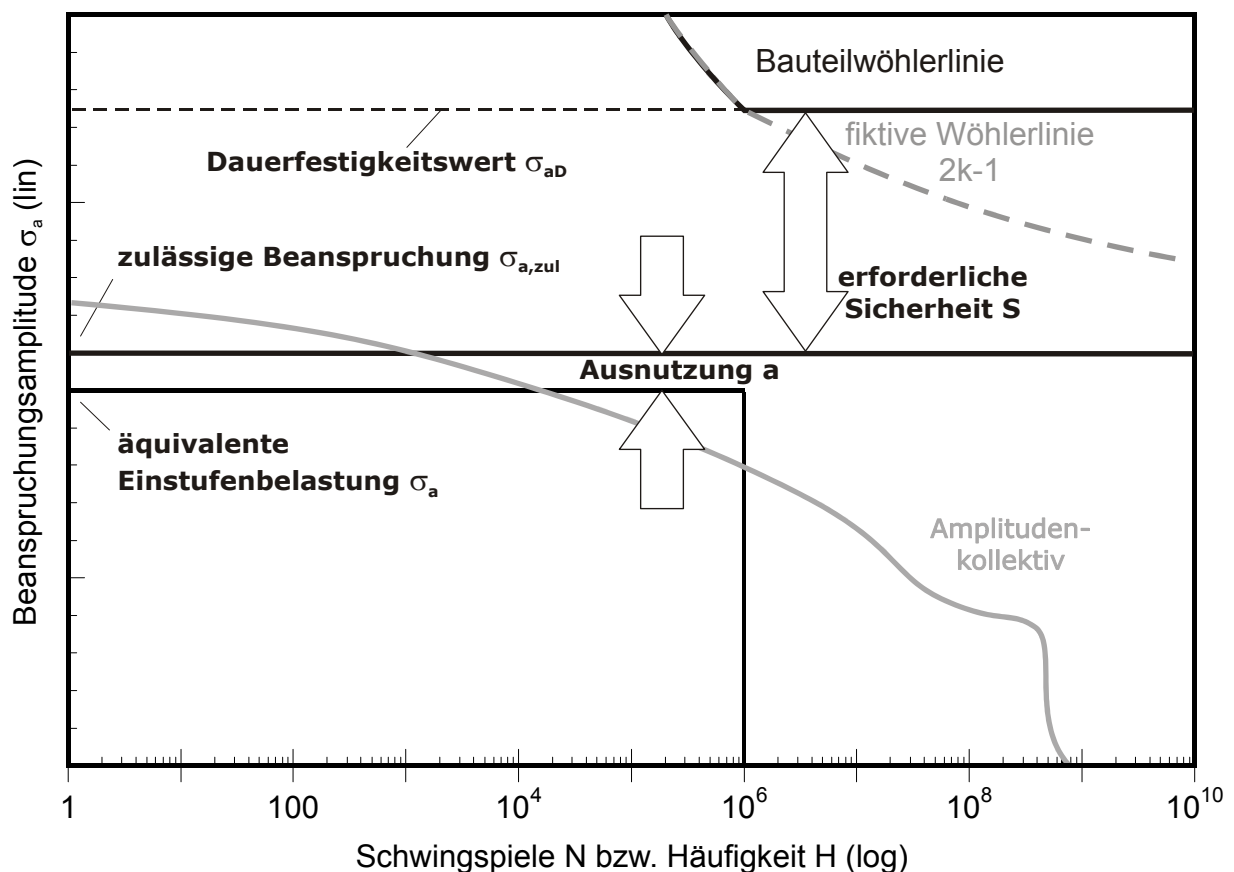


Bild 12–2: Schematische Darstellung des Dauerfestigkeitsnachweis

Der Ausnutzungsgrad berechnet sich nach (12-2). Die Nachweisführung ist sehr übersichtlich, da die Schadensakkumulation bereits bei der Ermittlung der schädigungs-äquivalenten Amplitude durchgeführt wird.

$$a = \frac{S \cdot \sigma_a}{\sigma_{aD}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{a,zul}} \quad (12-2)$$

Nachwort zur Umsetzung der Forschungsergebnisse in die Bemessungspraxis

Im vorliegenden Vorhaben „Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken“ wurden die Grundlagen für die Festigkeitsbeurteilung ungeschweißter Komponenten in Eisenbahnfahrwerken überprüft und unter modernen Gesichtspunkten neu erforscht. Dabei konnte der Anspruch erfüllt werden, fundierte Erkenntnisse sowohl über die Last- als auch über die Beanspruchbarkeitsseite zu gewinnen. Ebenso gelang es, ein modernes Berechnungs- und Sicherheitskonzept zu erarbeiten, dass in den kommenden Jahren einen Meilenstein für die Überarbeitung der Bemessungsregelwerke bilden wird. Diese überaus umfangreiche und komplizierte Aufgabe wurde möglich durch den engagierten Einsatz der Mitarbeiter des IMAB der TU Clausthal. Wir als Kreis der Fachbeteiligten möchten uns ausdrücklich für die konstruktive, fruchtbare und verbindliche Zusammenarbeit bedanken, insbesondere bei Herrn Professor Harald Zenner und Herrn Dipl.-Ing. Markus Traupe.

Das Forschungsvorhaben wurde von einem Industriearbeitskreis begleitet, in dem die Ergebnisse regelmäßig im Detail diskutiert wurden. Bei der Bewertung der Ergebnisse liegt weitgehend Übereinstimmung zwischen Forschungsstelle und Arbeitskreis vor. Aufgrund der durchgeführten Untersuchungen ist jedoch für die Praxis der Bemessung von Radsatzwellen eine neue Situation entstanden: Zum einen ist eine Reihe von Fragestellungen noch nicht in einer Weise beantwortbar, so dass eine Berechnungsvorschrift erstellt werden kann, zum anderen haben sich neue Fragestellungen ergeben. Inwieweit also bereits vor der Erstellung eines neuen Regelwerks einzelne Ergebnisse aus diesem Vorhaben herausgenommen und zur Bewertung von Radsatzwellen mit herangezogen werden können, muss in den Fachkreisen noch analysiert und bewertet werden.

Dieses Nachwort der Fachbeteiligten aus den Bereichen Betreiber, Fahrzeughersteller und Radsatzhersteller soll Stellung zu der Umsetzung der Forschungsergebnisse in die betriebliche Praxis sowie zu der Anwendbarkeit der Erkenntnisse auf die derzeitige Bemessungspraxis nehmen. Dabei stehen die Fachbeteiligten weitgehend im Konsens mit den im Forschungsbericht dargelegten Anmerkungen.

Der weitere Teil des Nachwortes ist in einzelne Sachgebiete gegliedert, die Bezug auf den zugehörigen Berichtsteil nehmen.

Werte der Kleinprobenversuche

Wir unterstützen den Ansatz, für andere Stahlsorten als A1N und A4T die Kleinprobenwerte rechnerisch nach der Methode SWK mod (modifiziertes Stützwirkungskonzept, Abschnitt 8.5) zu ermitteln. Wir schlagen vor, jeweils den Mittelwert der Spanne der spezifizierten Zugfestigkeit als Eingangsgröße für die Berechnung des Kleinprobenfaktors q nach EN 13103 und EN 13104 (im folgenden verkürzend EN genannt) zu nehmen. Argumente für diese Position sind der Einfluss der Fertigungsbedingungen auf die Kerbe, insbesondere der Fertigungseinfluss auf den Kerbgrund und die daraus resultierende mangelnde Reproduzierbarkeit von Versuchsergebnissen. Die Entscheidung für den Mittelwert der Zugfestigkeitsspanne wird damit begründet, dass bei der Ermittlung des Kerbempfindlichkeitsfaktors in den EN ausschließlich mit den Mittelwerten der Probenergebnisse gerechnet wird.

Presssitzkonzept nach Dr. Hänel

Herr Dr. Bernd Hänel, IMA Dresden, hat einen Ansatz für eine Berechnung von Presssitzen zusammengestellt (Abschnitt 10.2.2 des Berichtes). Vorläufig wird das Konzept von uns nicht zur Anwendung bei der Radsatzbemessung empfohlen. Zum einen liegt keine Quantifizierung des Konzeptes gegenüber dem bekannten und erprobten Stand der Bemessung vor. Zum anderen ist derzeit weder der Einfluss der geometrischen, noch der werkstofflichen und tribologischen Parameter von Presssitzen hinsichtlich der Ermüdung hinreichend quantifiziert.

Durchmesser Verhältnis von Presssitz und Wellenschaft

Im Vorhaben zeigte sich, dass insbesondere die höherfesten Werkstoffe sensitiv auf das Durchmesser Verhältnis zwischen Presssitz und Wellenschaft reagieren. Im Hinblick auf die Ermüdungsfestigkeit von Presssitzen unterstützen wir die Empfehlung der EN, ein Durchmesser Verhältnis zwischen Presssitz und Wellenschaft von mindestens 1,12 einzuhalten. Für den Fall eines Durchmesser Verhältnisses von weniger als 1,12 oder anderer als der in der EN geregelten Werkstoffe wird empfohlen, die Bemessung durch Versuchsergebnisse an Originalbauteilen und/oder Betriebserfahrungen abzusichern. Diese Empfehlung erschließt sich unmittelbar aus den Ergebnissen der Schwingversuche des Forschungsvorhabens.

Formzahlen

Im Vorhaben zeigte sich, dass die in der EN angegebenen Formzahlen geringer sind als dies nach FEM-Berechnungen oder durch den Vergleich mit anderen Regelwerken herauskommt.

Wir sind der Meinung, dass bei Verwendung von Formzahlen, wie sie im BMBF-Vorhaben berechnet und gemessen wurden (gemessen wurden örtliche Spannungen mit DMS-Ketten), zu beachten ist, dass in den Werkstoffbeanspruchbarkeiten nach EN bereits Formzahleinflüsse als Reserve enthalten ist. Die Ermittlung der Beanspruchbarkeiten bei der Deutschen Bundesbahn basierte früher auf gemessenen Nennspannungen (die Dehnungsmessstreifen wurden im ungestörten Bereich mit der Formzahl 1,0 appliziert). Die Umrechnung auf die örtlich ertragbaren Spannungen wurde mit den Formzahlen nach EN vorgenommen, so dass sich die Unterschätzung der Formzahlen für die Korbogengeometrie kompensiert. Wir halten es für wahrscheinlich, dass bei der SNCF die gleiche Vorgehensweise praktiziert wurde, da DB und SNCF zu gleichen Ergebnissen kamen (ORE B136 RP11).

Weiterhin wird durch die im Vorhaben vorgenommenen Berechnungen als stoffschlüssige Verbindung zwischen Welle und Nabe die Formzahl überschätzt. Da wir jedoch diese eindeutige Bindung zwischen den Fügepartnern als vorteilhaft für die Benutzung in einem Regelwerk ansehen, empfehlen wir, weitere Untersuchungen durchzuführen und anschließend einen Umrechnungsfaktor, der den Einfluss des Schlupfes in der Wellen-Naben-Verbindung berücksichtigt, für die Berechnung mit stoffschlüssigem FEM-Modell zu ermitteln. Die Überschätzung der Formzahl mit dem stoffschlüssigen Modell wird durch den Vergleich der rechnerisch ermittelten und experimentell gemessenen Formzahl belegt.

Sicherheitsfaktoren

Im Entwurf des Berechnungsverfahrens (Abschnitt 11) werden gegenüber der EN veränderte Sicherheitsfaktoren vorgeschlagen. Wir sind mit der Forschungsstelle einvernehmlich der Meinung, dass man die Sicherheitsfaktoren nicht isoliert verändern sollte, sondern nur dann, wenn das gesamte Dimensionierungskonzept darauf abgestellt ist.

Im Vergleich zu anderen Regelwerken (z.B. FKM-Richtlinie) erscheint der Grund sicherheitsfaktor von 1,2 in der EN relativ gering. Dem steht jedoch gegenüber, dass bei Laufradsatzwellen trotz hoher Auslastung (Güterwagen) und \square infl Betriebseinsatz Schäden extrem selten sind. Gerade bei diesen Laufradsatzwellen liegen die meisten Erfahrungen vor und diese positiven Erfahrungen stützen das Sicherheitskonzept der Wellenberechnung nach EN.

Versuchsergebnisse 1:1

Im Vorhaben wurden umfangreiche Versuche im Maßstab 1:1 durchgeführt. Für die Werkstoffe A1N und A4T wurden die in der EN genannten Beanspruchbarkeiten bestätigt. Hier ist allerdings zu beachten, dass die BMBF-Versuchsreihen nicht ohne Weiteres mit anderen Versuchsreihen verglichen werden können, da im BMBF-Vorhaben Treppenstufenversuche durchgeführt wurden, während bislang andere Versuchsreihen mit einem Hochsetzen der Prüflinge arbeiten, bei dem jeder Prüfling einer Reihe bis zum Anriss gefahren wurde. Auch lag den bisherigen Versuchsreihen eine andere Auswertung zu Grunde. Bisher wurde die unterste von allen Prüflingen bestandene Stufe als „sicherer“ Wert benutzt. Im BMBF-Vorhaben wird vom Erwartungswert auf die zweifache logarithmische Standardabweichung auf den 97,5%-Wert umgerechnet (vgl. Anhang A).

Es gibt aber bei verschiedenen Versuchsreihen, insbesondere bei Versuchen an höherfesten Stählen einige Auffälligkeiten, sowohl im Gefüge als in der Konsistenz der Ergebnisse. Hierzu muss beachtet werden, dass bewusst Prüflinge mit Qualitäten (z.B. Zugfestigkeit) im unteren Bereich verwendet wurden.

Bei Presssitzversuchen hat sich im Laufe des Vorhabens generell die Fragestellung der Übertragbarkeit der überhöhten Versuchsbeanspruchungen auf die im Betriebseinsatz erforderliche zulässige Beanspruchbarkeit ergeben. Der im Versuch eingebrachte überhöhte Schlupf zwischen Ronde und Welle führt zu einer überproportionalen Schädigung durch Reibkorrosion. Dadurch ist das Versuchsergebnis überaus konservativ. Im Versuch treten teilweise Begleitumstände ein, wie Knacken der Verbindung, Erwärmung, Herausarbeiten aus der Ronde. Diese Begleitumstände werden im realen Betrieb nicht beobachtet und zeigen, dass keine realitätsnahen Beanspruchungen vorliegen.

Daher sind wir der Meinung, dass die Versuchsergebnisse für Zwecke der Bemessung von Radsatzwellen jeweils gründlich zu prüfen sind. Bei Bewertung der Versuchsergebnisse müssen insbesondere die Werte des A5T als unplausibel bezeichnet werden und dürfen nicht zur Dimensionierung bzw. Bewertung herangezogen werden. Die Ursache für das ungewöhnliche Verhalten der Wellen aus dem Werkstoff A5T ist zu klären. Dies gilt besonders vor dem Hintergrund, dass es sich bei diesem Werkstoff (42CrMo4 nach EN 10083-1) um einen sehr gebräuchlichen Vergütungsstahl im Maschinenbau handelt.

Ermittlung synthetischer Beanspruchbarkeit

Grundsätzlich können wir uns dem Vorschlag der Ermittlung einer synthetischen Beanspruchbarkeit (Abschnitt 10.1.3) bei neuen Radsatzwellenwerkstoffen anschließen. Dadurch werden die Streuungen von Versuchen ausgeschlossen; man erhält reproduzierbare Werte. Wir empfehlen für Normungs- und Zulassungszwecke eine noch stärkere Formalisierung, um in der Bemessung zu einheitlichen Werten zu kommen sowie eine vorhergehende Sensitivitätsanalyse der Einflussfaktoren.

Lastannahmen

Die Beanspruchungen in den in Kap. 6 beschriebenen Messungen sind z.T. ungewöhnlich hoch. Die dadurch induzierte Aussage, dass Fahrzeuge im heutigen Betrieb die EN-Lasten erheblich überschreiten können, sollte nochmals überprüft werden. Verglichen mit anderen Messungen erscheinen die Lasten zu hoch: Zum einen decken sich die genannten Lasten nicht mit den Erfahrungen aus fahrtechnischen Berechnungen und Versuchen, zum anderen wurden die EN-Lastannahmen für Güterwagen abgeleitet; daher ist es ungewöhnlich, dass hochwertige Fahrzeuge weit über diesen Lasten liegen. Außerdem müssten derartig hohe Lasten im Falle der Laufradsatzwellen zwangsläufig zu gehäuften Schäden infolge Unterbemessung geführt haben.

Salzgitter, 07.12.2004

Dipl.-Ing. Guido Bieker, Bombardier Transportation Netphen

Dr.-Ing. Sven Füsler, Alstom LHB, Salzgitter

Dipl.-Ing. Thomas Gerlach, Gutehoffnungshütte Radsatz, Oberhausen

Dipl.-Ing. Martin Grab, Deutsche Bahn AG, Minden

Dipl.-Ing. Christoph Hochstrate, Siemens SGP, Graz

Dipl.-Ing. Franz Murawa, Bochumer Verein Verkehrstechnik, Bochum

Dipl.-Ing. Wolfgang Runge, Alstom LHB, Salzgitter

Dipl.-Ing. Matthias Schwartze, Radsatzfabrik Ilsenburg, Ilsenburg

Literaturverzeichnis

- /Aden 01/ Adenstedt, R., Streuung der Schwingfestigkeit, Dissertation TU Clausthal, 2001
- /Basq 10/ Basquin, O, H., The exponential law of endurance tests, Proc. of the annual meeting, Am. Society f. Testing Materials, Vol. 10 (1910), S. 625 – 630
- /Bast 60/ Bastenaire, F., Étude statistique et physique de la dispersion des résistances et des durances à la fatigue, Dissertation, Faculté des Sciences de l'Université de Paris, 1960
- /Baue 87/ Bauer, C.O.: Rechtsbegriffe technischer Sachverhalte, Werkstatt und Betrieb 120 (1987), H, 11, S. 904 – 907
- /Bäum 90/ Bäuml, A., Seeger, T., Materials Data for Cyclic Loading, Supplement 1, Materials Science Monographs 61, 1990
- /Berg 04/ Berg-Pollack, A., Experiment und Simulation bei der Entwicklung eines alternativen Motorhalters, Vortrag anlässlich des Kolloquium Magnesium Leichtbau, LBF, 2.-3. Juni 2004, Rüsselsheim
- /Berg 99/ Bergmann, J., Thumser, R., Synthetische Wöhlerlinien für Eisenwerkstoffe, Forschungsprojekt AIF-Nr. 10733 N, Studiengesellschaft Stahlanwendung, Projekt P 249, Düsseldorf, 1999
- /BN 421022/ DB – BZA München, Dez 48, Berechnung von Radsatzwellen für angetriebene Radsätze Lastfälle, Bahn Norm BN 421 022, Oktober 1992
- /Böhm 82/ Böhm, J, K. Heckel, Die Vorhersage von Dauerschwingfestigkeit unter Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses, Z. Werkstofftechnik 13, 1982, S.120-128
- /Boll 87/ Boller, C., Seeger, T., Materials Data for Cyclic Loading, Part B, Elsevier-Verlag, 1987
- /Boll 88/ Boller, C., Der Einfluß der Probengröße und Oberflächenrauigkeit auf die Lebensdauerabschätzungen bei der Betrachtung der örtlichen Beanspruchung, Heft 46, Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, 1988
- /Bork 84/ Bork, C.-P., Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von un- und niedriglegierten Baustählen in verschiedenen Vergütungszuständen, Diss. TU Berlin 1984
- /Bött 74/ Böttcher, S. Wunsch, D., Seebacher, G. und Ammermann, W., Lebensdaueruntersuchung an Wellen bei kombinierter Biege- und Torsionsbeanspruchung, DFG-Jahresbericht, Institut für Förder- und Getriebetechnik, TU Berlin 1974
- /Brin 70/ Brinkmann, P.: Zur Berechnung der Achswellen von Eisenbahn-radsätzen. Mitteilung aus der Abteilung Bahntechnische Forschung und Entwicklung der Klöckner-Werke AG Osnabrück. Sonderdruck aus Glasers Annalen ZEV (1970) Juni S. 1 – 8

-
- /Brin 71/ Brinkmann, P.: Beitrag zum Problem der Kerbwirkung bei Nabensitzen von Eisenbahnrädern. ETR – Eisenbahntechnische Rundschau 20 (1971) 5 S. 219 – 230
- /Brin 79/ Brinkmann, P.: Das Fügen von Eisenbahnradsätzen. Fragen des Verfahrens und der Gestaltung. ETR – Eisenbahntechnische Rundschau 28 (1979) 6 S. 479 – 485
- /Buxb 92/ Buxbaum, O., Betriebsfestigkeit - Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, 2., erw. Auflage, Düsseldorf, Verlag Stahleisen, 1992
- /BVG 78/ Bundesverfassungsgericht Entscheidung vom 8. VIII- 1978 (Kalkar), NJW1979 S. 359-362
- /Diet 03/ Dietz, P., Grünendick, T.: Leistungsfähige Welle-Nabe-Verbindungen durch Innenhochdruckfügen. VDI-Tagung "Welle-Nabe-Verbindungen", 19. und 20.11.2003, Heidelberg
- /DIN 5577/ Normenausschuss Schienenfahrzeuge (FSF) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Schienenfahrzeuge – Radsatzwellenberechnung, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Oktober 1990
- /DIN 7190/ DIN 7190 „Pressverbände-Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln“, Beuth-Verlag, Ausgabe 2001
- /DIN 743/ Normenausschuss Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung, „DIN 743 - Tragfähigkeitsberechnung von Achsen und Wellen“, April 2004
- /Egel 66/ Egelkraut, K., H. Lange und V. Mussnig, Untersuchungen am Radsatz, Eisenbahntechnische Rundschau, Heft 9, 1966, S.346-360
- /EN 10083-1/ EN-Norm, Vergütungsstähle. Edeltähle. 10/1996
- /EN 10250-3/ EN-Norm, Freiformschmiedestück aus Stahl für allgemeine Verwendung, legierte Edeltähle, 1999
- /EN 13103/ CEN/TC256, „Eisenbahnwesen“, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Laufradsatzwellen – Konstruktionsverfahren, EN 13103, Europäische Norm, 2001
- /EN 13104/ CEN/TC256, „Eisenbahnwesen“, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Treibradsatzwellen – Konstruktionsverfahren, EN 13104, Europäische Norm, 2001
- /ERRI169RP12/ Europäisches Institut für Eisenbahnforschung (ERRI), Erarbeitung einer für die Beschädigung eines Eisenbahnbauteils repräsentativen „globalen“ Matrix zur Durchführung von Ermüdungsversuchen, Utrecht, 1997
- /Euli 94/ Eulitz, K.-G., Esderts, A., Kotte, K. L., Zenner, H., Lebensdauer vorhersage I, Forschungskuratorium Maschinenbau, Forschungsheft 184, Frankfurt, 1994
- /Euli 97/ Eulitz, K.-G., Döcke, H., Kotte, K. L., Zenner, H., Lebensdauer vorhersage II, Forschungskuratorium Maschinenbau, Forschungsheft 227, Frankfurt, 1997

-
- /Fisc 87/ Fischer, G., Zum Einfluss der Reibkorrosion auf das Festigkeitsverhalten von Stahl und Stahlguss unter sinusförmiger und zufallsartiger Belastung, Dissertation, TU München, 1987
- /FKM 02/ Hänel, B., E. Haibach, T. Seeger, G. Wirthgen und H. Zenner, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile.FKM-Richtlinie, 4. erweiterte Ausgabe, VDMA-Verlag GmbH, Frankfurt/Main, 2002
- /Flei 83/ Fleischer, H., Dauerfestigkeitsschaubilder einiger warmfester Stähle und nichtrostender Stähle bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur, IfL-Mitteilung 22, Heft 3, 1983
- /Frie 04/ Friedrich, S., Erarbeitung eines Konzeptes zur Abschätzung von Formzahlen an ratsatzwellentypischen Konturen, Studienarbeit, IMAB - TU Clausthal, 2004
- /FVA 88/ Westermann-Friedrich, A., Zenner, H., Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven aus Zeitfunktionen – Vergleich der verschiedenen Verfahren und Beispiele, FVA-Merkblatt 0/14, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt, 1988
- /FVA 99/ Leitfaden zur Statistik in der Betriebsfestigkeit, Abschlussbericht zum FVA Forschungsvorhaben Nr.304/I, 1999
- /FVV 81/ Bergann, J., Heidenreich, R., Dauerfestigkeit großer Kurbelwellen, FVV-Vorhaben Nr. 200, 1981
- /Fw28 41/ Deutsche Bundesbahn Triebwagenbüro, Fw 28.02.8/2, Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt), 1. Ausgabe, August 1941
- /Fw28 50/ Deutsche Bundesbahn Triebwagenbüro, Fw 28.08.2, Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt), 5. Ausgabe, September 1950
- /Fw28 60/ Deutsche Bundesbahn, Fw 28.02.8, Achswellen für Laufradsätze mit Vollwellen (Berechnungsblatt), 8. Ausgabe, März 1960
- /Gaie 55/ Gaier, M., Untersuchungen über den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerfestigkeit metallischer Bauteile bei Raumtemperatur, Diss TH Stuttgart 1955
- /Garz 01/ Garzke, M., Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung, Fortschrittsberichte des VDI, Reihe 1, Nr. 350, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001
- /Gass 78/ Gassner, E., H.-G. Körber, Zeit-, Dauer- und Betriebsfestigkeitskennwerte axial belasteter Kerbstäbe aus 42CrMo4 (1.7225), LBF, Technische Mitteilung 84/78, 1978
- /Gnil 80/ Gnilke, W., Lebensdauerberechnung der Maschinenelemente, 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1980
- /Grop 97/ Gropp, H., Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Pressverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Pressverbindungen, Habilitation, TU Chemnitz, 1997

-
- /Grze 04/ Grzesiuk, J., Hobbacher, A., Zenner, H., Entwurf für IWW Einfluss der Nahtvorbereitung und Nahtausführung auf die Schwingfestigkeit hochwertiger Aluminiumkonstruktionen, Schweißen und Schneiden 56 (2004), Heft 2, S.58-62
- /Gude 99/ Gudehus, H. und H. Zenner, Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, 4.Auflage, Verlag Stahl-Eisen, 1999
- /Günt 67/ Günther, W.; Baade, B.; Braune, F.-G.: Wöhlerlinien-Katalog, Institut für Leichtbau IfL, Dresden, 1967, 1.2.1/1.2/1./3
- /Haib 02/ Haibach, E., Betriebsfestigkeit Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 2. Auflage, Springer Verlag, Wiesbaden 2002
- /Haib 70/ Haibach, E., Modifizierte lineare Schadensakkumulationshypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit steigender Schädigung, Technische Mitteilung Nr. 50, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit, 1970
- /Haib 80/ Haibach, E., C. Matschke, Schwingfestigkeit von Stahl Ck45 bei verschiedenen Formzahlen und Spannungsverhältnissen, LBF-Bericht FB-129, 1980
- /Häne 00/ Hänel, B., Ermüdungsfestigkeit bei überlagerter Kerbwirkung – Beispiel Radsatzwellen mit Presssitzen und Absätzen, 27. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Tagungsband, Koblenz, 2000
- /Hars 96/ Harste, D., Untersuchungen zur Auswirkung von Überlasten auf die Dauerschwingfestigkeit, Diss. TU Clausthal 1996
- /Hats 04/ Hatscher, A., Abschätzung der zyklischen Kennwerte von Stählen, Dissertation TU Clausthal, 2004
- /Heid 83/ Heidenreich, R., W. Schütz, Schubspannungsintensitätshypothese – Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung, IABG-Bericht TF-1499, 1983
- /Heid 84/ Heidenreich, R., J. Bergmann, Dauerfestigkeit großer Kurbelwellen – experimentelle Ermittlung an Originalkröpfungen und Entwicklung eines Berechnungsverfahrens, IABG
- /Hemp 72/ Hempel, M., Dauerfestigkeit von unterschiedlich erschmolzenen Baustählen, Archiv für das Eisenhüttenwesen 43, 1972
- /Hira 98/ Hirakawa, K., Toyama, K., Kubota, M., The analysis and prevention of failure in railway axles, International Journal of Fatigue, Vol. 20, No. 2, Elsevier Science Ltd., Japan, 1998, S. 135 - 144
- /Horg 65/ Horger, O. J., Press- and Shrink-fitted Assembly, ASME-Handbook, American Society of Mechanical Engineers, 1965, New York, 2. Ausgabe
- /Hück 83/ Hück, M., Thrainer, L., Schütz, W., Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss – Syntheseische Wöhlerlinien, Bericht Nr. ABF11, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1983

-
- /Huff 02/ Huff, H., Die zulässige Beanspruchung bei Ermüdungsbeanspruchung, Mat.-wiss und Werkstofftechnik 33, 155-160, 2002
- /Hütt 55/ Radsätze. Hütte 28. Auflage 1955, Band VB, S. 193 – 198.
- /IABG – I/ Technischer Bericht V-210 IABG, Ottobrunn, Veröffentlichungsdatum unbekannt
- /IABG 75/ IABG, Bericht Nr. TF 526, Studie über den Einfluss der Baugröße auf die Dauerfestigkeit von Kurbelwellen, Ottobrunn, 1975
- /ISO 2394/ International Standardisation Organisation, General principles on reliability for structures, Second edition, Oktober 1986
- /Issl 97/ Issler, L., Ruoff, H., Häfele, P., Festigkeitslehre – Grundlagen, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1997
- /Jaen 88/ Jaenecke, B., Stützwirkungskonzepte, VDI-Berichte 661, 1988
- /Jung 97/ Jung, T., Schwingfestigkeit unter Berücksichtigung des spannungsbedingten und de technologiebedingten Größeneinflusses, Diss TU Clausthal, 1997
- /Kamm 64/ Kammerer, M., Essais en flexion rotative d'éprouvettes de grandes dimensions figurant des essieux du matériel roulant, Revue Générale des Chemins de fer, Seiten 373 – 385, Juni 1964, Paris
- /Kamm/ Kammerer, M., Deterioration des essieux-axes et des roues, Seiten 133 – 147, Jahr und Schriftenreihe nicht bekannt
- /Kiri 88/ Kiritay, C., Untersuchungen zum Ermüdungsverhalten salzbadnitrocarburierter Prüflinge, Diss. TU Berlin 1988
- /Klag 79/ Klages, H., Untersuchungen über den Einfluss variiertes Wärmebehandlungszustände auf die Dauerfestigkeit der Vergütungsstähle Ck35 und 34CrMo4 durch thermometrische Kurzzeitprüfverfahren, Diss. TU Berlin 1979
- /Klee 73/ Klee, S., Das zyklische Spannungs-Dehnungs-Bruchverhalten verschiedener Stähle, Inst. f. Statik und Stahlbau der TH Darmstadt, Heft 22, 1973
- /Klöp 69/ Klöppel, K., T. Seeger, Zeit- und Dauerfestigkeitsversuche an Voll- und Lochstäben aus hochfestem Stahl, Veröff. Inst. f. Statik und Stahlbau, TH Darmstadt, Heft 7, 1969
- /Koll 84/ Kollmann, F. G., Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher, Band 32, Springer Verlag Berlin, 1984
- /LBF 75/ Laboratorium für Betriebsfestigkeit, LBF-Bericht 3271, Schwingfestigkeitsuntersuchungen am Teibradsatz des ET 403, Darmstadt 1975
- /LBF 81/ Laboratorium für Betriebsfestigkeit, LBF-Bericht 3932, Vergleichende Schwingfestigkeitsversuche mit Radsätzen, Darmstadt 1981

-
- /Leid 03/ Leidich, E.; Einfluss des Schwingungsverschleißes auf die Tragfähigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen, VDI-Tagung, Wiesloch, November 2003, VDI-Bericht 1790,
- /Lieb 68/ Liebrich, M., Kerbempfindlichkeit von Stählen im Gebiet der Zeitfestigkeit, Diss. Univ. Stuttgart, 1968
- /Liu 89/ Liu, J. und H. Zenner, Dauerfestigkeit und zyklisches Werkstoffverhalten, Mat.-wiss und Werkstofftechnik 20, 327-333, 1989
- /Liu 91/ Liu, J., Beitrag zur Verbesserung der Dauerfestigkeitsberechnung bei mehrachsiger Beanspruchung, Dissertation, TU Clausthal, 1991
- /Liu 01/ Liu, J., Dauerfestigkeitsberechnung metallischer Bauteile, Habilitationsschrift, TU Clausthal, 2001
- /Loca 55/ Locati, L., Le pove di fatica, Metallurgica Italiana 47, 1955, S.301-308
- /Magi 81/ Magin, W., Untersuchung des Geometrischen Größeneinflusses bei Umlaufbiegebeanspruchung unter besonderer Berücksichtigung technologischer Einflüsse, Diss. TH Darmstadt 1981
- /Mann 70/ Mann, J. Y., Bibliography on the fatigue of materials, components and structures 1838 - 1950, Vol. 1, Melbourne, Pergamon Press, 1970
- /Marq 04/ Marquardt, C., Diss. TU Clausthal, erscheint in Kürze
- /Matu 03/ Matussek, P., et al., Fullfilling of CEN and Other Standard Requirements on Fatigue Properties of Railway Axles, Konferenzbeitrag, RAD 2003, Dresden
- /Mine 45/ Miner, M. A., Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics 12, 1945
- /MTEL 98/ ERRI-Sachverständigenausschuß B169, Technische Zulassung von Vollrädern, 8. Entwurf zum UIC-Merkblatt, MTEL P 980016, Oktober 1998
- /NF A 03-405/ Französischer Normenverband (Afnor), Metallerzeugnisse – Dauerversuche – Statistische Datenverarbeitung, Französische Norm NF A 03-405, September 1991, Paris
- /NF F 01-118/ Bureau de Normalisation des Chemins de Fer (BNCF), Matériel roulant ferroviaire – Essieux-axes à fusées extérieures – Règles de conception et méthode de calcul, Französische Norm NF F 01-118, July 1989, Paris
- /Nick 72/ Nickel, W., Beeinflussung des Dauerschwingverhaltens gekerbter Proben durch unterschiedlichen Verschleißzustand verwendeter Werkzeuge, Diss. TU Berlin 1972
- /Niess 03/ Niessner, M., T. Seeger, J. Hohe und D. Siegele, Scharfe Kerben. FKM-Vorhaben Nr. 243, VDMA-Verlag GmbH, Frankfurt/Main, 2003
- /Nish 67/ Nishioka, H., Komatsu, H., Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Shaft Assembly, Bulletin of JSME, Vol. 10, No. 42, S. 880 - 889

-
- /Nish 68/ Nishioka, H., Nishimura, S., Hirakawa, K., Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part I, Bulletin of JSME, Vol. 11, No. 45, S. 437 – 445
- /Nish 72/ Nishioka, H., Hirakawa, K., Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part VI, Bulletin of JSME, Vol. 15, 1972
- /NRIM 79/ N.N., Data sheets on Fatigue Properties of SCr440 (0,40C-1Cr) Steel for Machine Structural Use, Nat. Research Inst. for Metals (NRIM), Fatigue Data Sheet No.8, Tokyo, 1979
- /Olde 99/ Oldendorf, U., Lastübertragungsmechanismen und Dauerhaltbarkeit von Passfederverbindungen, Dissertation, TH Darmstadt, 1999
- /ORE 136 RP11/ Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes ORE: Radsätze mit aufgesattelten Achslagern: Konstruktion, Unterhaltung, Standardisierung. ORE B136, RP 11/D, April 1979 (Utrecht).
- /Oste 70/ Ostermann, H., E. Gassner, Zeit- und Betriebsfestigkeit gekerbter und ungekerbter Flachstäbe aus dem Fliegwerkstoff 1.7734.5, LBF, Technische Mitteilung 57/70, 1970
- /Oste 73/ Ostermann, H., E. Gassner, Zeit- und Betriebsfestigkeit gekerbter und ungekerbter Flachstäbe aus Stahl 1.6944.6, LBF, Technische Mitteilung 66/73, 1973
- /Pana 83/ Panagopoulos, A., Untersuchungen zur Schädigung von Stahl durch zyklische Ein- und Mehrstufenbelastung, Diss. TU Berlin 1983
- /Pari 60/ /Pari 60/ Paris, P.C.; F. Erdogan: A critical analysis of crack propagation laws, J. Basic Engineering, Vol. 85, Seiten 528-534, 1960
- /Pete 53/ Peterson, R. E., Stress concentration factors, 1. Ausgabe, John Wiley & Sons Inc., New York, 1953
- /Pete 74/ Peterson, R. E., Stress concentration factors, 2. Ausgabe, John Wiley & Sons Inc., Pittsburgh, 1974
- /Pöti 02a/ Pötting, S.; H. Zenner: High-Cycle-Fatigue von Bauteilen, FVA-Bericht 681, Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), Frankfurt, 2002
- /Pöti 02b/ Pötting, S.; H. Zenner: Lebensdauer von Schweißverbindungen im hohen Schwingzahlbereich (HCF-Bereich), DVS-Bericht, Deutscher Verband für Schweißtechnik und verbindende Verfahren (DVS), 2002
- /Pöti 03/ Pötting, S., Lebensdauerabschätzung im High-Cycle-Fatigue-Bereich, Dissertation, TU Clausthal, 2003
- /prEN 13160/ CEN/TC256, „Eisenbahnwesen“, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Radsätze – Produktanforderungen, prEN 13160, Entwurf für eine Europäische Norm, 1998
- /prEN 13161/ CEN/TC256, „Eisenbahnwesen“, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Laufradsatzwellen – Konstruktionsverfahren, prEN 13161, Entwurf für eine Europäische Norm, 2002
-

-
- /prEN 13979-1/ CEN/TC256, „Eisenbahnwesen“, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Räder – Technisches Zulassungsverfahren – Teil 1: Geschmiedete und gewalzte Räder, prEN13979-1, Europäische Norm (Entwurf), 2000
- /Rada 03/ Radaj, D., Ermüdungsfestigkeit - Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau, 2. Auflage, Springer-Verlag 2003
- /Repp 84/ Reppermund, K., Probabilistischer Betriebsfestigkeitsnachweis unter Berücksichtigung eines progressiven Dauerfestigkeitsabfalls mit zunehmender Schädigung, Dissertation, Hochschule der Bundeswehr, München, 1984
- /Revi 75/ Revillon, A., Leluan, A., Recherches sur l'optimisation des essieux-axes de la S.N.C.F., Revue Générale des Chemins de fer, März 1975, Paris
- /Revi 78/ Revillon, A., Recherches sur l'optimisation des essieux-axes de la S.N.C.F. (II^e partie), Revue Générale des Chemins de fer, Februar 1975, Paris
- /Ruiz 86/ Ruiz, C., Chen, K. C., Life assessment in dovetail joints between blades and discs in aero-engines, Proc. Int. Conf. on Fatigue of engineering materials and structures, Institution of Mechanical Engineers, London, 1986, S. 187 - 194
- /Sant 04/ Deyber, P. in E. Santner, Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen, Expert-Verlag, 2004, S. 154-178
- /Schi 03/ Schijve, J., Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art, International Journal of Fatigue 25 (2003), S. 679-702
- /Schm 71/ Schmidt, W., Werkstoffkennwerte bei Dauerfestigkeitsuntersuchungen, DEW-Technische Berichte, 11. Band 1971, Heft 1
- /Schn 58/ Schneider, V., Auffassungen über die Belastbarkeit von Eisenbahn-Wagenradsätzen seit August Wöhler, Glasers Annalen, Minden, 1958
- /Scho 88/ Scholz, F., Untersuchungen zum statistischen Größeneinfluss bei mehrachsiger Schwingbeanspruchung, Fortschrittberichte VDI, Reihe 18, Nr.50, Düsseldorf, VDI-Verlag
- /Scho 97/ Schott, G., Werkstoffermüdung-Ermüdungsfestigkeit, 4. Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart 1997
- /Schü 93/ Schütz, W., Zur Geschichte der Schwingfestigkeit, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 24, 1993, S.203-232
- /Scot 67/ Scott, T. E.: Design of driving axles, individually driven axles with outside journals, single gear drive and axle hung traction motors, British Railways Board, Juli 1967
- /Sieb 55/ Siebel, E., Stieler, M., Ungleichmäßige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung, VDI-Z. 97 (1955) 5, S.121-126

-
- /Sinc 01/ SincoTec GmbH, Prüfvorschrift für BMBF-Vorhaben, interne Prüfvorschrift zur einheitlichen Durchführung der Bauteilversuche in diesem Vorhaben, Clausthal-Zellerfeld, 2001
- /Smet 01/ Smetana, T., Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Kegel- und Zylinderpressverbindungen, Dissertation TU Chemnitz, 2001
- /Sper 49/ Sperling, E., Festigkeitsversuche an Eisenbahnwagen-Achsen als Grundlage für deren Berechnung, VDI-Zeitschrift Bd. 91 Nr. 6, 15. März 1949, Göttingen
- /Sper 56/ Sperling, E.: Neuere Erkenntnisse über den Lauf von Eisenbahnwagen. Archiv für Eisenbahntechnik, August 1956, S. 29 – 34.
- /Stan 01/ Stanzl-Tschegg, S., Mayer, H., Fatigue in the Very High Cycle Regime, Proceedings of the International Conference, 2. bis 4. Juli 2001, Universität für Bodenkultur, Wien
- /Suta 98/ Sutandi, Y., Untersuchungen zur Hochtrainierung von Stählen, Diss. TU Berlin 1998
- /SYNT 99/ Bergmann, Thumser, Synthetische Wöhlerlinien 1999, MFPA Weimar, Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., 1999
- /TGL 19340/ IMA Dresden, ehem. Institut für Leichtbau, Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile - Berechnung, DDR-Standard, Verlag für Standardisierung, 1983
- /TGL 19350/ IMA Dresden, ehem. Institut für Leichtbau, Betriebsfestigkeit der Maschinenbauteile - Berechnung, DDR-Standard, Verlag für Standardisierung, 1986
- /THD 83/ Autorenkollektiv TH Darmstadt/LBF, Vergleich der Lebensdauervorhersage nach dem Kerbgrundkonzept und dem Nennspannungskonzept, Bericht der TH Darmstadt, FB Werkstoffmechanik, Nr. FD-5, 1983
- /UIC 515-3/ Internationaler Eisenbahnverband, Eisenbahnfahrzeuge Drehgestelle - Laufwerke Verfahren für die Berechnung von Radsatzwellen, UIC-Merkblatt 515-3, Juli 1994, Paris
- /UIC 811-1/ Internationaler Eisenbahnverband, Technische Lieferbedingungen – Radsatzwellen für Triebfahrzeuge und Wagen, UIC-Merkblatt 811-1, 4. Ausgabe, Januar 1987, Paris
- /Webe 88/ Weber, H., Dengel, D., Änderung der mechanischen Eigenschaften von un- und niedriglegierten Stählen durch dynamische Vorbeanspruchung in Höhe der Dauerfestigkeit, Tagungsband der Werkstoffprüfung, 1988, S.133-139
- /Well 76/ Wellinger, K., Dietmann, H. Festigkeitsberechnung, 3. erweiterte Auflage, Körner-Verlag Stuttgart 1976
- /Wöhl 58/ Wöhler, A., Versuche über Biegung und Verdrehung von Eisenbahnachsen während der Fahrt, Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 8, 1858
- /Wöhl 63/ Wöhler, A., Versuche zur Ermittlung der auf Eisenbahnachsen einwirkenden Kräfte, Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 13, 1863
-

-
- /Wöhl 66/ Wöhler, A., Versuche über die relative Festigkeit von Eisen, Stahl und Kupfer, Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 16, 1866
- /Wöhl 70/ Wöhler, A., Über die Festigkeits-Versuche mit Eisen und Stahl, Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 20, 1870
- /Zenn 00/ Zenner, H., Simbürger, A., Liu, J., On the fatigue limit of ductile metals under complex multiaxial loading, International Journal of Fatigue 22, Seiten 137 – 145, 2000
- /Zenn 01/ Zenner, H., Betriebsfestigkeit I, Skript zur Vorlesung, IMAB TU-Clausthal, 2001
- /Zenn 77/ Zenner, H., Donath, G., Dauerfestigkeit von Kurbelwellen – Ein neues Berechnungsverfahren unter besonderer Berücksichtigung der Baugröße. Sonderdruck Motortechnische Zeitschrift 38, 1977, S.75-81
- /Zenn 97/ Zenner, H., Lebensdauerkonzepte. Beschreibung-Kritik-Entwicklungen. DVM-Bericht 800 „Bauteillebensdauer Nachweis-konzepte“, 1997, S. 9-35

Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken

Abschlussbericht
Band II - Anhang

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter den Förderkennzeichen 19 P 0061 A bis F gefördert.
Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.



Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken

Abschlussbericht
Band II - Anhang

TU Clausthal
Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB)
Abteilung Systemverhalten und Betriebsfestigkeit
Leibnizstraße 32
38678 Clausthal-Zellerfeld

Autoren:
Dipl.-Ing. M. Traupe (Koordinator)
Dipl.-Ing. H. Meinen
Prof. Dr.-Ing H.Zenner

Dezember 2004

Traupe, M., Meinen, H., Zenner, H.:

Sichere und wirtschaftliche Auslegung von
Eisenbahnfahrwerken, Abschlussbericht – Band II

BMBF-Projekt 19 P 0061 A bis F

Clausthal, Dezember 2004

Titelbild: Radsatzprüfstand der DB Systemtechnik, Minden

Dies ist der gemeinsame Abschlussbericht folgender am Vorhaben beteiligter Stellen (genannt sind die fachlichen Stellen der jeweiligen Partner):

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
Alstom LHB GmbH Herr Dr.-Ing. Sven Fuser Linke-Hoffmann-Busch-Straße 1 38239 Salzgitter	19 P 0061 A
TU Clausthal Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB) Herr Prof. Dr.-Ing. Harald Zenner Leibnizstraße 32 38678 Clausthal-Zellerfeld	19 P 0061 B
Deutsche Bahn AG Herr Hartmut Koch Weserglaxis 2 32423 Minden	19 P 0061 C
Radsatzfabrik Ilsenburg GmbH Herr Jörg Villmann Schmiedestraße 16 38871 Ilsenburg	19 P 0061 D
Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH Herr Franz Murawa Alleestraße 70 44793 Bochum	19 P 0061 E
Gutehoffnungshütte Radsatz GmbH Herr Thomas Gerlach Steinbrinkstr. 170 46145 Oberhausen	19 P 0061 F

Die Ergebnisse wurden durch das IMAB – TU Clausthal zusammengestellt.

Die Schwingversuche an Originalbauteilen wurden durch die folgenden Stellen durchgeführt:

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
------------------------------	-------------------

SincoTec Bauteil-Prüftechnik GmbH Herr Dr. Joachim Hug Freiberger Str. 13 38678 Clausthal-Zellerfeld	-
---	---

Radsatzfabrik Ilsenburg GmbH Herr Hans-Otto Holland Schmiedestraße 16 38871 Ilsenburg	-
--	---

Deutsche Bahn AG Herr Hartmut Koch Pionierstraße 10 32423 Minden	-
---	---

Das Vorhaben wurde vor allem hinsichtlich dem Bezug zu Regelwerken begleitet durch:

Stelle (mit Ansprechpartner)	Förderkennzeichen
------------------------------	-------------------

IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH Herr Dr. Bernd Hänel PF 800144 01101 Dresden	-
--	---

Inhaltsverzeichnis

Band I – Hauptteil

Vorwort	iii
Formelzeichen und Abkürzungen	vii
1. Einleitung und Problemstellung	1
2. Zielsetzung und Aufgabenstellung	3
3. Zusammenfassung	5
4. Ausblick	11
5. Stand der Technik	13
5.1 Rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit	19
5.2 Schwingfestigkeit von Presssitzen	30
5.3 Auslegungskonzepte und Schadensakkumulation	33
5.4 Eisenbahnfahrwerke	46
5.5 Radsatzwellen	48
6. Betriebsmessungen zur Lastannahme	57
6.1 Theoretische Beanspruchungen	57
6.2 Beanspruchungsmessungen	58
6.3 Kraftmessungen	62
6.4 Empfehlungen zur Durchführung von Betriebsmessungen	67
6.5 Festigkeitsnachweis Radsatzwellen	72
6.6 Ergebnisse aktueller Betriebsmessungen am ICE3	79
7. Spannungsberechnung	91
7.1 Absätze	91
7.2 Mulden	100
7.3 Presssitze	100
8. Schwingfestigkeitsversuche und -ergebnisse	101
8.1 Versuchsprogramm	101
8.2 Radsatzwellen 1:1, freie Oberfläche	101
8.2.1. Prüfkörper	101
8.2.2. Werkstoffe	102
8.2.3. Oberflächenrauigkeit	103
8.2.4. Eigenspannungen	104
8.2.5. Versuchsaufbau und Schwingversuche	104
8.2.6. Versuchsergebnisse	107
8.2.7. Fraktographische Untersuchungen	111
8.2.8. Bewertung der Ergebnisse	112

8.2.9.	Originalwellen Schrifttum	117
8.3	Radsatzwellen 1:1, Presssitz	134
8.3.1.	Prüfkörper	134
8.3.2.	Werkstoffe	134
8.3.3.	Oberflächenrauigkeit	135
8.3.4.	Eigenspannungen	135
8.3.5.	Nennspannungen	136
8.3.6.	Versuchsaufbau und -durchführung	136
8.3.7.	Versuchsergebnisse	136
8.3.8.	Fraktographische Untersuchungen	138
8.3.9.	Ergebnisse im Schrifttum	140
8.4	Radsatzwellen 1:3, freie Oberfläche	158
8.4.1.	Prüfkörper	159
8.4.2.	Werkstoff	159
8.4.3.	Oberflächenrauigkeit	160
8.4.4.	Örtliche Spannungen	160
8.4.5.	Versuchsaufbau und -durchführung	161
8.4.6.	Versuchsergebnisse	162
8.5	Untersuchungen an Kleinproben	179
8.5.1.	Vorbemerkung	179
8.5.2.	Umlaufbiegeversuche	181
8.5.3.	Kleinproben im Schrifttum	183
8.5.4.	Rechnerische Dauerfestigkeitsabschätzung für Kleinproben	187
8.5.5.	Zyklische Kennwerte	195
8.6	Bewertung von Torsionsbeanspruchungen	196
9.	Lastannahmen für Radsatzwellen	199
9.1	Einführung	200
9.2	Synthetische Kollektive für die Messebene	200
9.3	Schädigungsäquivalente Beanspruchung der Messebene	202
9.4	Umrechnung auf äußere Stoßfaktoren	208
9.5	Beanspruchung der Nachweisebenen	209
10.	Ermittlung ertragbarer und zulässiger örtlicher Beanspruchungen	211
10.1	Radsatzwellen freie Oberfläche	211
10.1.1.	Grundsätzliche Überlegungen	211
10.1.2.	Normierung der ertragbaren Dauerfestigkeitswerte	213
10.1.3.	Ableitung aus statischen Kennwerten	216
10.2	Radsatzwellen Presssitz	224

10.2.1. Auf Basis von Versuchen	224
10.2.2. Vorschlag für eine Berechnung mittels Einflussfaktorenverfahren	227
11. Sicherheitskonzept	233
12. Auslegungskonzept	237
12.1 Betriebsfestigkeitsnachweis	237
12.2 Dauerfestigkeitsnachweis	239
Nachwort zur Umsetzung der Forschungsergebnisse in die Bemessungspraxis	241
Literaturverzeichnis	245

Band II – Anhang

Anhang A	Dokumentation Bauteilversuche	1
	Tafel A-1 bis Tafel A-22	1
	Bild A-1 bis Bild A-58	14
Anhang B	Dokumentation Probenversuche	57
	Tafel B-1 bis Tafel B-8	57
	Bild B-1 bis Bild B-54	64
Anhang C	Festigkeitsversuche anderer Stellen	93
Anhang D	Berechnung Freie Oberfläche	107
Anhang E	Berechnung Absätze und Mulden	115
Anhang F	Berechnung Presssitze	125
Anhang G	Beispiel Laufradsatzwelle eines Triebzuges	137
Anhang H	Beispiel Treibradsatzwelle eines Triebzuges	148
Anhang I	Beispiel Laufradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges	157
Anhang J	Beispiel Treibradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges	167

Anhang A Dokumentation Bauteilversuche

Tafel A-1 bis Tafel A-22

A1N – Freie Oberfläche

Prüfteilbezeichnung	σ_{sa} [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
OA13	181	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	203	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	223	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	242	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	265	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	286	845.100	Riss im Korbbojen	Bruch
OA20	264	1.103.700	Riss im Korbbojen	Bruch
OA15	241	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OA12	263	544.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OA19	241	904.200	Riss im Korbbojen	Bruch
OA17	224	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OA22	234	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OA14	247	594.500	Riss im Korbbojen	Bruch
OA18	232	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OA16	247	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	266	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer

Tafel A-1: Einzelergebnisse Versuchsreihe A1N – Freie Oberfläche

	-
Erwartungswert	258
Streuung	0,037
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	218 bis 306

Tafel A-2: Auswertung Versuchsreihe A1N – Freie Oberfläche

A4T – Freie Oberfläche

Prüfteilbezeichnung	σ_{ea} [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
OB36	243	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OB44	268	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OB37	276	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	309	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	343	$1,1 \cdot 10^6$	Riss im Korbbo- gen	Bruch
OB38	327	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OB42	282	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OB43	314	$9 \cdot 10^5$	Riss im Korbbo- gen	Bruch
OB41	303	$1,2 \cdot 10^6$	Riss im Korbbo- gen	Bruch
OB35	293	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OB39	138	-	Welle aus Schei- be gewandert	nicht gewertet
OB40	320	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer

Tafel A-3: Einzelergebnisse Versuchsreihe A4T – Freie Oberfläche

	-
Erwartungswert	310
Streuung	0,057
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	277

Tafel A-4: Auswertung Versuchsreihe A4T – Freie Oberfläche

A5T – Freie Oberfläche

Prüfteilbezeichnung	σ_{sa} [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
OC57	221	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	241	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	264	1.325.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OC56	253	2.100.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OC60	230	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OC65	252	2.132.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OC63	233	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet
hochgesetzt	254	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet
hochgesetzt	271	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet
hochgesetzt	296	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet
hochgesetzt	313	1.382.000	Riss im Schaft	nicht gewertet
OC62	273	1.621.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OC61	272	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OC58	291	716.000	Riss im Korbbojen	Bruch
OC59	273	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OC66	293	742.000	Riss im Korbbojen	Bruch

Tafel A-5: Einzelergebnisse Versuchsreihe A5T – Freie Oberfläche

	-
Erwartungswert	262
Streuung	0,037
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	221 bis 311

Tafel A-6: Auswertung Versuchsreihe A5T – Freie Oberfläche

34CrNiMo6 – Freie Oberfläche

Prüfteilbezeichnung	σ_{sa} [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
OD80	324	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	360	550.000	Riss im Korbboogen	Bruch
OD78	328	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OD83	350	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OD86	366	2.200.000	Riss im Radsitz	nicht gewertet
OD88	367	920.000	Riss im Korbboogen	Bruch
OD81	347	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
OD85	381	6.600.000	Riss im Radsitz	als Durchläufer, da N bereits sehr hoch
OD79	347	4.800.000	nicht mehr regelbar, rissfrei	als Durchläufer, da N bereits sehr hoch
OD82	360	120.000	nicht mehr regelbar, rissfrei	nicht gewertet, da N noch recht klein
OD87	360	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer

Tafel A-7: Einzelergebnisse Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Freie Oberfläche

	-
Erwartungswert	375
Streuung	0,029
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	329 bis 429

Tafel A-8: Auswertung Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Freie Oberfläche

A1N – Presssitz (D / d = 1,03)

Prüfteilbezeichnung	S _a [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
PA09	100	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	140	931.000	Riss im Radsitz Δf = 0,5 Hz	Bruch
PA06	120	2.540.000	Riss im Radsitz Δf = 0,8 Hz	Bruch
PA10	110	4.599.000	Riss im Radsitz Δf = 1,0 Hz	Bruch
PA02	110	2.726.000	Riss im Radsitz Δf = 1,1 Hz	Bruch
PA01	100	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PA03	110	7.087.000	Riss im Radsitz Δf = 0,3 Hz	Bruch
PA04	100	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PA07	110	6.177.000	Riss im Radsitz Δf = 1,3 Hz	Bruch
PA08	100	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PA05	110	4.651.000	Riss im Radsitz Δf=0,9Hz	Bruch

Tafel A-9: Einzelergebnisse Versuchsreihe A1N – Presssitz (D / d = 1,03)

Erwartungswert	104,8
Streuung	0,0092
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	-

Tafel A-10: Auswertung Versuchsreihe A1N – Presssitz (D / d = 1,03)

Bei dieser Versuchsreihe führt kein Standardverfahren zu einer Lösung, da auf den Horizonten jeweils nur Brüche bzw. Durchläufer auftreten. Daher wurde unter Zugrundelegung einer Konfidenz von 95% die Ausfallwahrscheinlichkeit auf den beiden Horizonten abgeschätzt. Auf dieser Basis kann ein Mittelwert und eine Standardabweichung abgeschätzt werden.

A4T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

Prüfteilbezeichnung	$S_a /$ [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
PB29	130	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da Horizont zu tief
hochgesetzt	140	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da hochgesetzt
hochgesetzt	150	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da hochgesetzt
hochgesetzt	160	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da hochgesetzt
hochgesetzt	170	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da hochgesetzt
hochgesetzt	180	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	nicht gewertet da hochgesetzt
hochgesetzt	200	2.804.000	Riss im Radsitz $\Delta f = 0,5\text{Hz}$	nicht gewertet da hochgesetzt
PB33	160	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB23	170	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB26	180	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB31	190	3.443.000	Riss im Radsitz $\Delta f = 0,5\text{Hz}$	Bruch
PB25	180	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB27	190	6.398.000	Riss im Radsitz $\Delta f = 0,5\text{Hz}$	Bruch
PB32	180	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB24	190	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
PB28	200	2.501.000	Riss im Radsitz $\Delta f = 0,5\text{Hz}$	Bruch

Tafel A-11: Einzelergebnisse Versuchsreihe A4T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

	-
Erwartungswert	189
Streuung	0,014
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	177 bis 201

Tafel A-12: Auswertung Versuchsreihe A4T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

A5T – Presssitz ($D / d = 1,03$)

Prüfteilbezeichnung	S_a [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
PC45	160	544.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC51	148	1.282.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC48	136	3.380.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC49	124	717.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC50	112	6.853.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC47	100	6.183.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC52	90	8.370.000	Riss im Radsitz	Bruch

Tafel A-13: Einzelergebnisse Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,03$)

	Alle Versuche
Erwartungswert	98,9
Streuung	0,052
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	-

Tafel A-14: Auswertung Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,03$)

Ausgewertet nach dem Perlschnurverfahren im Zeitfestigkeitsbereich (doppeltlogarithmisches Netz Eine Regression nach Loten und Spannungen gibt das gleiche Ergebnis). Bei der statistischen Auswertung ist das Merkmal (Spannung) als log-verteilt angenommen.

A5T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

Prüfteilbezeichnung	S_a [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
PC54	50,0	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	55,0	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	60,5	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	66,6	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	73,2	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	80,5	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	88,6	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	97,5	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	107,2	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	117,9	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	129,7	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	138,8	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	148,5	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	158,9	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	170,0	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	187,0	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	205,7	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	226,3	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	248,9	105.000	Riss im Radsitz	Bruch
PC55	130	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	145	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	162	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	180	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	201	$1 \cdot 10^7$	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	224,5	1.135.000	Riss im Radsitz	Bruch

Tafel A-15: Einzelergebnisse Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

Erwartungswert	214
Streuung	-
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	-

Tafel A-16: Auswertung Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

34CrNiMo6 – Presssitz (D / d = 1,08)

Prüfteilbezeichnung	S _a [MPa]	Schwingspiele	Ergebnis	Bewertung
PD70	175	2.067.000	Riss im Radsitz	Bruch
PD74	115	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
hochgesetzt	130	5.396.000	Riss im Radsitz	nicht gewertet, da hochgesetzt
PD 77	122,5	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PD 75	130	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PD 67	145	3.855.000	Riss im Radsitz	Bruch
PD 69	130	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PD 68	145	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PD 73	160	1·10 ⁷	rissfrei	Durchläufer
PD 72	175	1.702.000	Riss im Radsitz	Bruch
PD 76	160	2.034.000	Riss im Radsitz	Bruch

Tafel A-17: Einzelergebnisse Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Presssitz (D / d = 1,08)

	-
Erwartungswert	152
Streuung	0,049
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	128 bis 181

Tafel A-18: Auswertung Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Presssitz (D / d = 1,08)

Datenblatt Radsatzwellenwerkstoffe									
Bezeichnung: A1N					andere Bez./Werkstoffnr. C35 / 1.0501				
Chem. Zusammensetzung [%] maximal:							Quelle: prEN13261		
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,40	0,50	1,20	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,3	0,06
Zustand:		normalisiert							
Zugfestigkeit R_m [MPa]			Streckgrenze R_{eH} [MPa]			Kerbschlagzähigkeit [J] (RT)			
550-650			≥ 320			long.		trans.	
Bruchdehnung A_5 [%]			≥ 22			≥ 30		≥ 20	
Radsatzwelle Ist-Werte									
d [mm]				160 (Schaft), 190 (Presssitz)					
Radienübergang				75/15 Korbboogen					
Spannungsgradient [mm^{-1}]				0,04					
Oberflächenrauheit R_a [μm]				0,8-1,6			Kritische Stelle:		
Bearbeitung:				geschmiedet und gedreht			Radienübergang		
Oberflächenbehandlung:				keine			Schaft/Sitz		
Biegewechselfestigkeit (UB), σ_{avD} örtlich					250 [MPa] $P_{\bar{U}}=50\%$				
Maximale Schwingspielzahl $N_D=10^7$					Streuung: $s_{\log S}=0,037$				

Tafel A-19: Übersicht Werkstoff A1N

Datenblatt Radsatzwellenwerkstoffe									
Bezeichnung: A4T					andere Bez./Werkstoffnr. 25CrMo4/ 1.7218				
Chem. Zusammensetzung [%] maximal:							Quelle: pr.EN13261		
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,29	0,40	0,80	0,020	0,015	1,20	0,30	0,30	0,30	0,06
Zustand:		vergütet							
Zugfestigkeit R_m [MPa]			Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]			Kerbschlagzähigkeit [J] (20°C)			
650-800			≥ 420			long.		trans.	
Bruchdehnung A_5 [%]			≥ 18			≥ 40		≥ 20	
Radsatzwelle Ist-Werte									
d [mm]			160 (Schaft), 190 (Presssitz)						
Radienübergang			75/15 Korbbogen						
Spannungsgradient [mm ⁻¹]			0,04						
Oberflächenrauheit R_a [μm]			0,8-1,6				Kritische Stelle: Radienübergang Schaft/Sitz		
Bearbeitung:			geschmiedet und gedreht						
Oberflächenbehandlung:			keine						
Biegewechselfestigkeit (UB), σ_{avD} örtlich					301 [MPa] $P_A=50\%$				
Maximale Schwingspielzahl $N_D=10^7$					Streuung: $s_{\log S}=0,057$				
<p>gemessene lokale Spannungsamplitude σ_{ea} [MPa] (log)</p> <p>Versuchsnummer</p> <p>● Bruch im Presssitz ○ Bruch im Korbbogen ○→ Durchläufer</p> <p>50%-Wert 310 MPa (97,5%-Wert 240 MPa)</p>									

Tafel A-20: Übersicht Werkstoff A4T

Datenblatt Radsatzwellenwerkstoffe									
Bezeichnung: A5T					andere Bez./Werkstoffnr. 42CrMo4/ 1.7218				
Chem. Zusammensetzung [%] maximal:								Quelle: UIC 811-1	
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,22	<0,40	0,90	0,035	0,035	1,20	-	0,30	-	-
Zustand:		vergütet							
Zugfestigkeit R_m [MPa]			Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]			Kerbschlagzähigkeit [J] (20°C)			
730-880			≥ 510			long.		trans.	
Bruchdehnung A_5 [%]			≥ 14			≥ 25		≥ 13	
Radsatzwelle Ist-Werte									
d [mm]			160 (Schaft), 190 (Presssitz)						
Radienübergang			75/15 Korbboogen						
Spannungsgradient [mm ⁻¹]			0,04						
Oberflächenrauheit R_a [μm]			0,8-1,6				Kritische Stelle:		
Bearbeitung:			geschmiedet und gedreht				Radienübergang		
Oberflächenbehandlung:			keine				Schaft/Sitz		
Biegewechselfestigkeit (UB), σ_{avD} örtlich					254 [MPa] $P_{\dot{U}}=50\%$				
Maximale Schwingspielzahl $N_D=10^7$					Streuung: $s_{\log S}=0,038$				

Tafel A-21: Übersicht Werkstoff A5T

Datenblatt Radsatzwellenwerkstoffe									
Bezeichnung: 34CrNiMo6					andere Bez./Werkstoffnr. 1.6582				
Chem. Zusammensetzung [%] maximal:							Quelle: DIN EN 10083-1 DIN EN 10250-3		
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,30	<0,40	0,80	0,035	0,035	1,70	-	0,30	1,70	-
Zustand:		vergütet							
Zugfestigkeit R_m [MPa]			Streckgrenze $R_{p0,2}$ [MPa]			Kerbschlagzähigkeit [J] (20°C)			
900-1050			≥ 790			long.		trans.	
Bruchdehnung A_5 [%]			≥ 14			≥ 25		≥ 30	
Radsatzwelle Ist-Werte									
d [mm]				160 (Schaft), 190 (Presssitz)					
Radienübergang				75/15 Korbboogen					
Spannungsgradient χ [mm ⁻¹]				0,04					
Oberflächenrauheit R_a [μm]				0,8-1,6			Kritische Stelle: Radienübergang Schaft/Sitz		
Bearbeitung:				geschmiedet und gedreht					
Oberflächenbehandlung:				keine					
Biegewechselfestigkeit (UB), σ_{avD} örtlich					364 [MPa] $P_{\dot{U}}=50\%$				
Maximale Schwingspielzahl $N_D=10^7$					Streuung: $s_{\log S}=0,029$				
<p>gemessene lokale Spannungsamplitude σ_{sa} [MPa] (log)</p> <p>Versuchsnummer</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Bruch im Presssitz ○ Bruch im Korbboogen ○→ Durchläufer △ nicht mehr regelbar <p>50%-Wert 375 MPa</p> <p>(97,5%-Wert 329 MPa)</p>									

Tafel A-22: Übersicht Werkstoff 34CrNiMo6

Bild A-1 bis Bild A-58

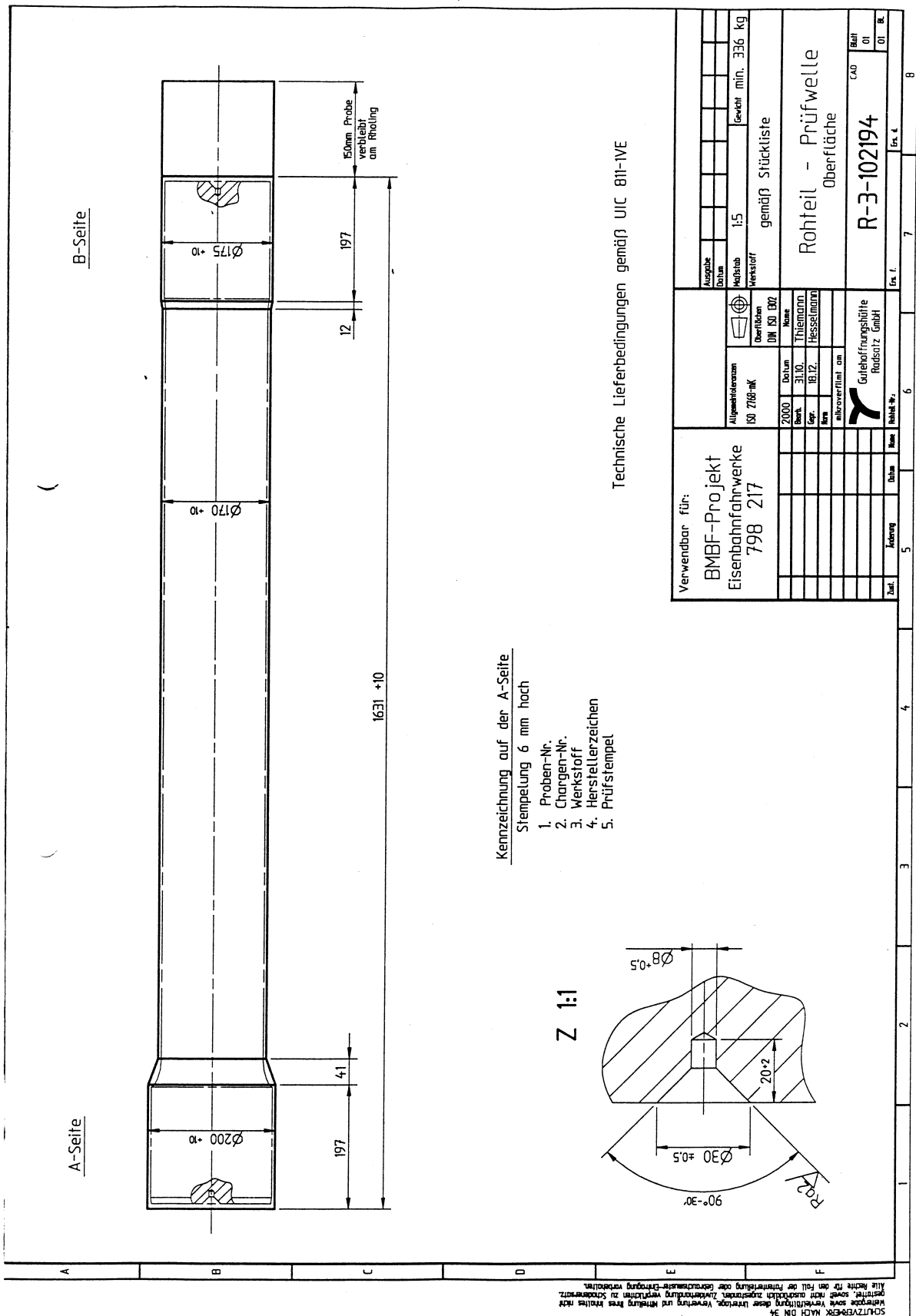


Bild A—1: Vorgeschmiedete Kontur für die Versuchsreihen Freie Oberfläche

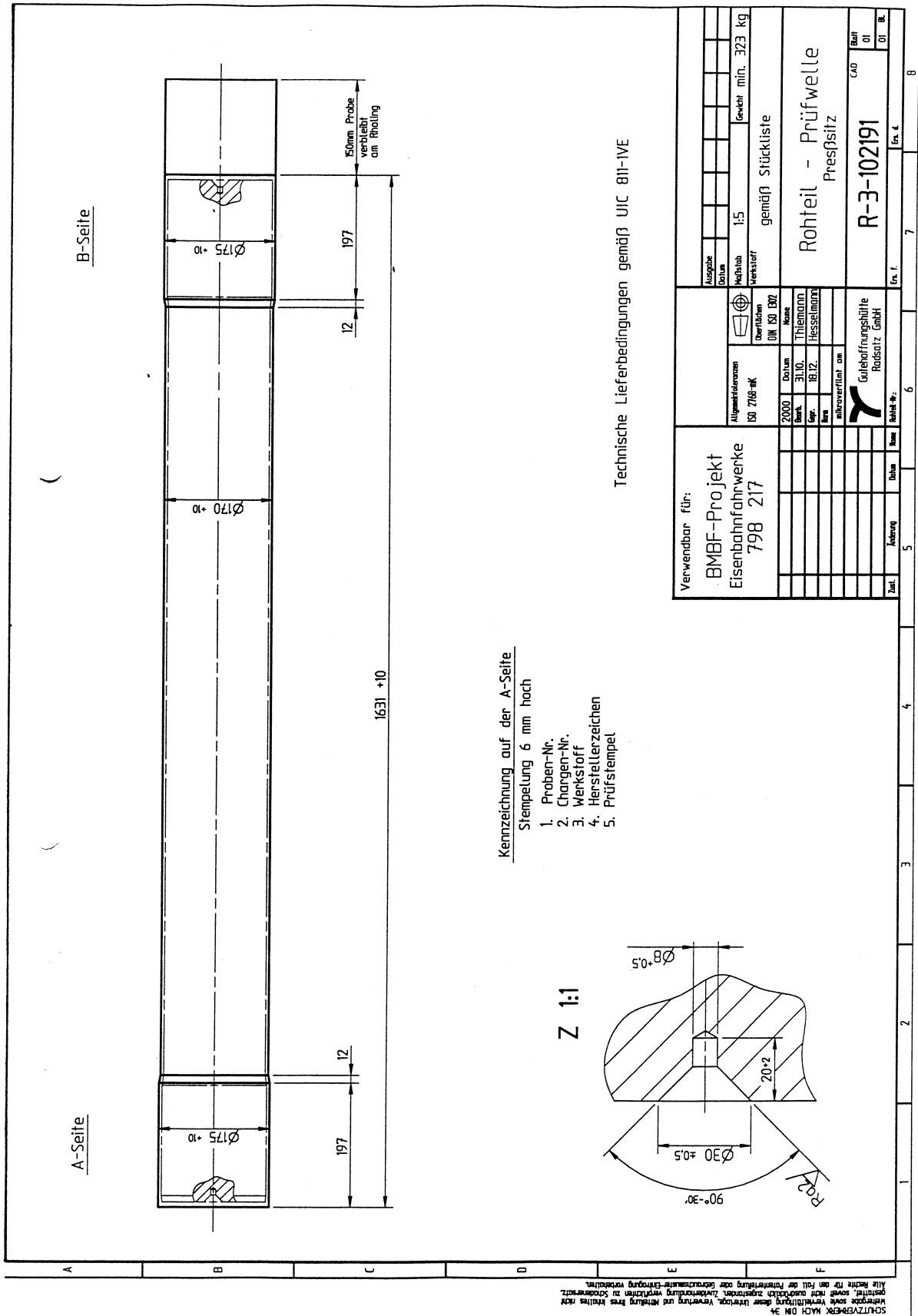


Bild A-2: Vorgeschmiedete Kontur für die Versuchsreihen Presssitz

Techn. Angaben zum Arbeitsablauf der Prüfwellen ZNR: F-3-102194 Material A1N

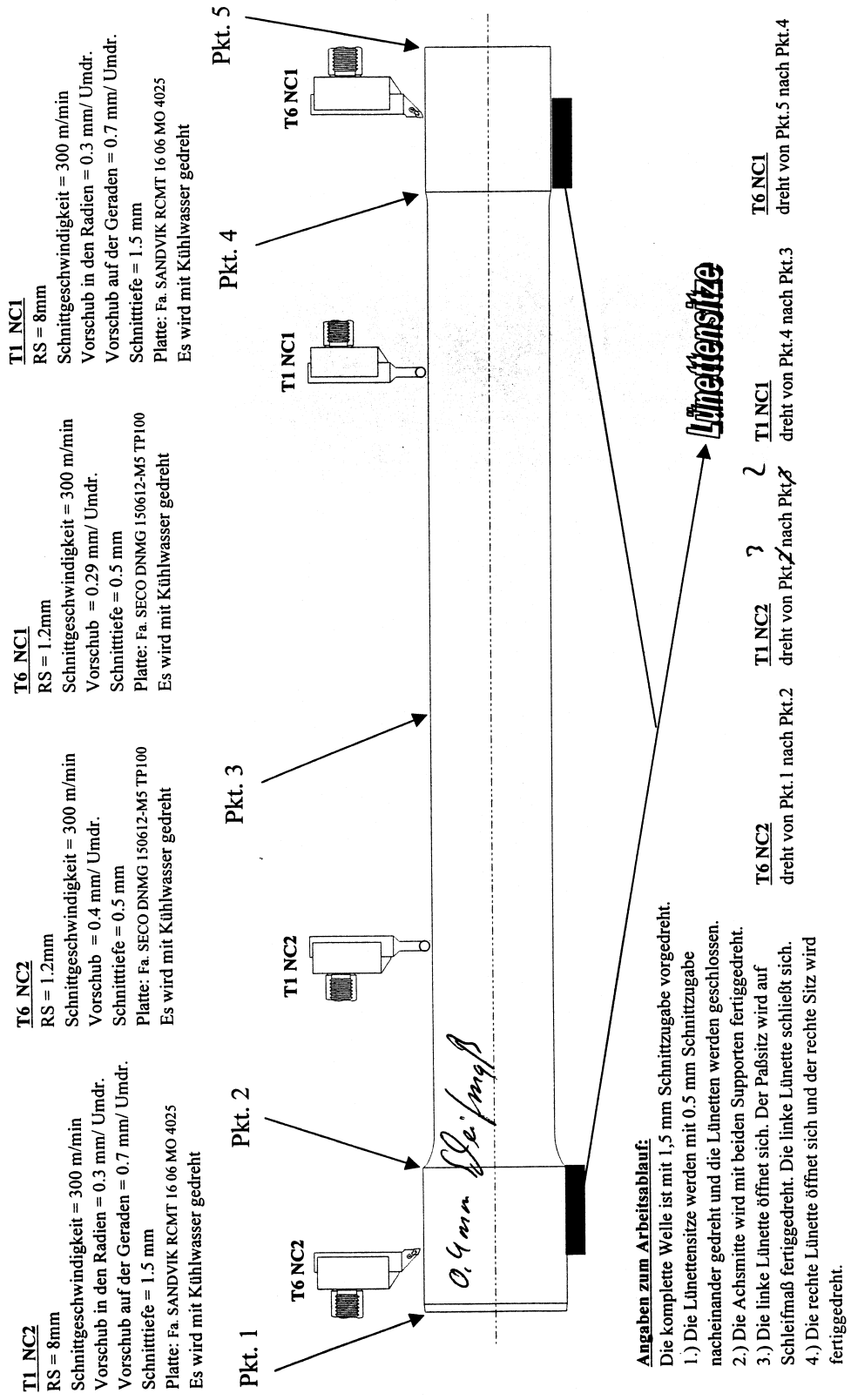


Bild A-3: Festlegung der Zerspanungsparameter am Beispiel der Versuchsreihe A1N - Freie Oberfläche



BMBF - Projekt Eisenbahnfahrwerke 798 217

Techn. Angaben zum Arbeitsablauf der Prüfwellen ZNR: F-3-102191 Material A1N

<p>T1 NC2 RS = 8mm Schnittgeschwindigkeit = 300 m/min Vorschub in den Radien = 0.3 mm/ Umdr. Vorschub auf der Geraden = 0.7 mm/ Umdr. Schnitttiefe = 1.5 mm Platte: Fa. SANDVIK RCMT 16 06 MO 4025 Es wird mit Kühlwasser gedreht</p>	<p>T6 NC2 RS = 1.2mm Schnittgeschwindigkeit = 300 m/min Vorschub = 0.4 mm/ Umdr. Schnitttiefe = 0.5 mm Platte: Fa. SECO DNMG 150612-M5 TP100 Es wird mit Kühlwasser gedreht</p>	<p>T1 NC1 RS = 8mm Schnittgeschwindigkeit = 300 m/min Vorschub in den Radien = 0.3 mm/ Umdr. Vorschub auf der Geraden = 0.7 mm/ Umdr. Schnitttiefe = 1.5 mm Platte: Fa. SANDVIK RCMT 16 06 MO 4025 Es wird mit Kühlwasser gedreht</p>	<p>T6 NC1 RS = 1.2mm Schnittgeschwindigkeit = 300 m/min Vorschub = 0.29 mm/ Umdr. Schnitttiefe = 0.5 mm Platte: Fa. SECO DNMG 150612-M5 TP100 Es wird mit Kühlwasser gedreht</p>
--	--	--	---

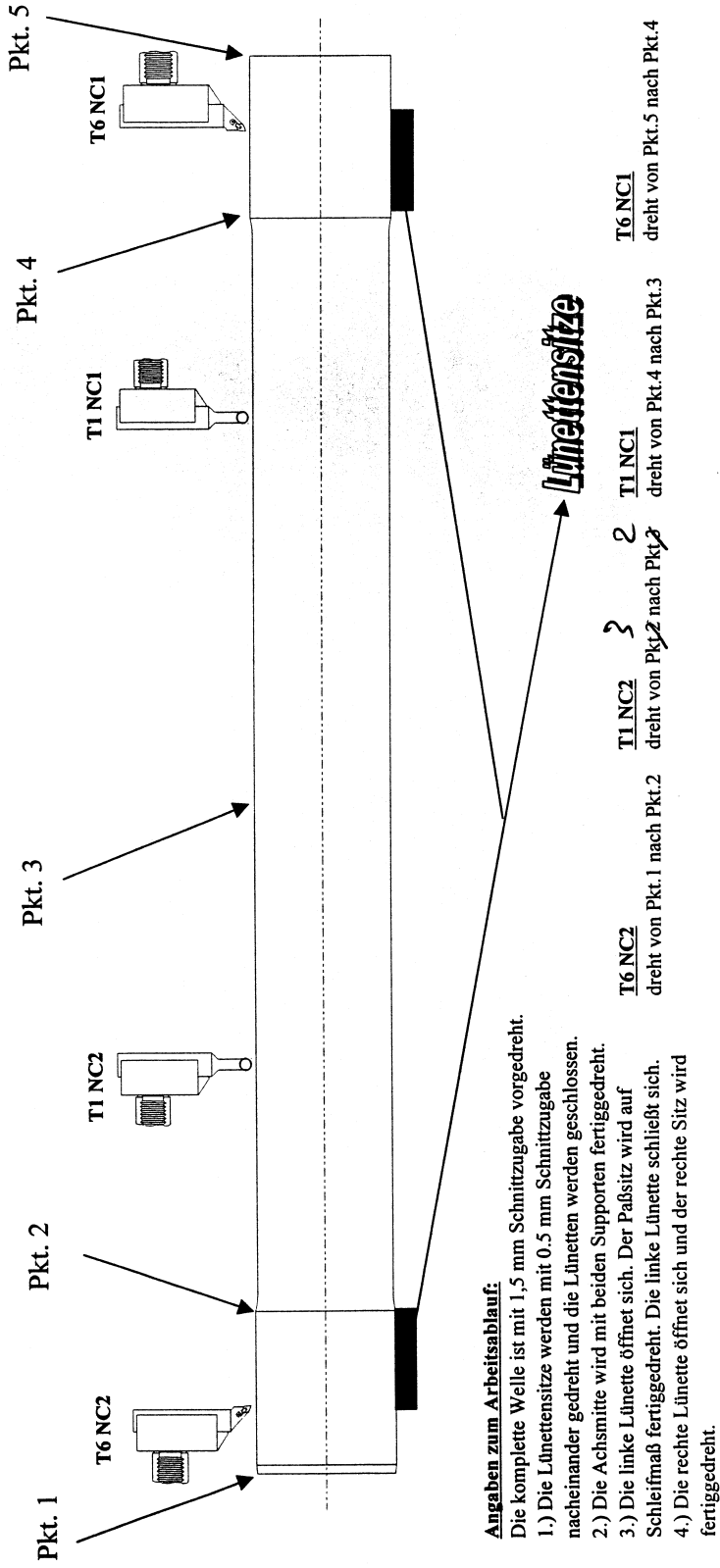


Bild A-4:

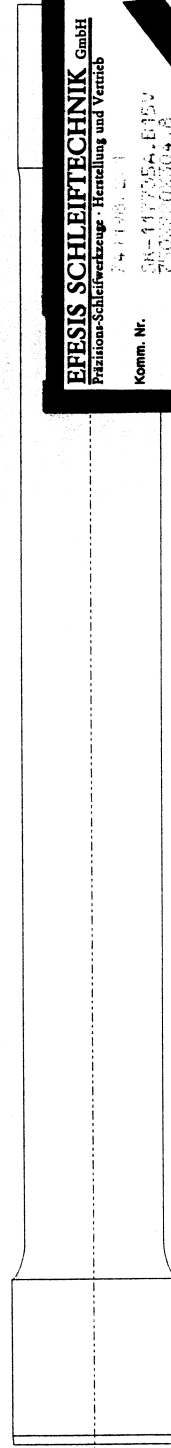
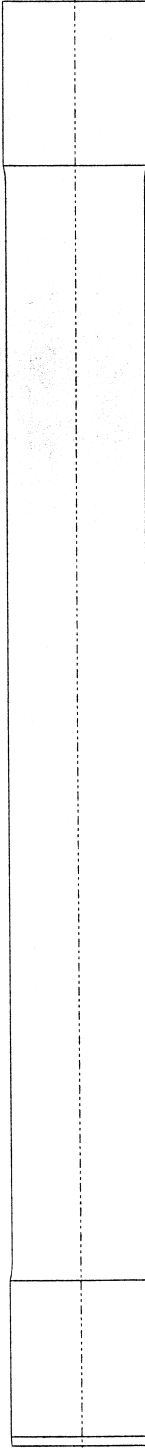
Festlegung der Zerspanungsparameter am Beispiel der Versuchsreihe A1N - Presssitz



BMBF - Projekt Eisenbahnfahrwerke 798 217

Techn. Angaben zum Arbeitsablauf Schleifen der Prüfwellen ZNR: F-3-102191 u. F-3-102194

- Schleifparameter:**
- Scheibenumfangsgeschwindigkeit: 40 m/sec
 - Abrichtgeschwindigkeit: 300 mm/min
 - Umschaltpunkt Schlichten: 20 µm
 - Umschaltpunkt Feinschlichten: 5 µm
 - Werkstückumfangsgeschwindigkeit: 23 m/min
 - Schleifscheibenbreite: 220 mm



Angaben zum Arbeitsablauf beim Schleifen:

Der Wellensitz wird im Einstechverfahren geschliffen


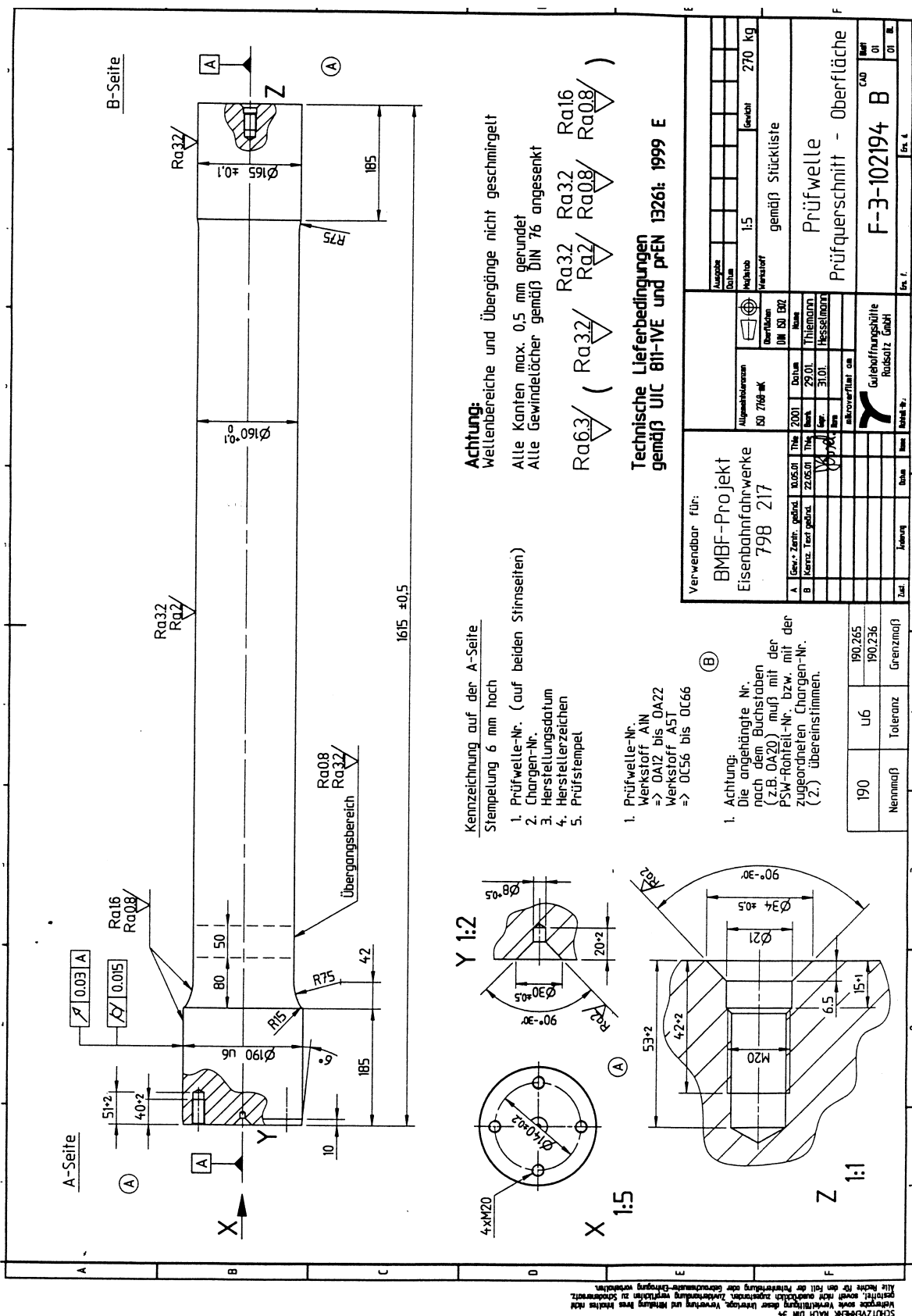
	
EFESIS SCHLEIFTECHNIK GmbH	
<small>Präzision-Schleifwerkzeuge - Herstellung und Vertrieb</small>	
<small>Komm. Nr.</small>	<small>74 11 99 11</small>
<small>SA-11705A-EFISU</small>	<small>750000000478</small>
<small>A42078 C-A42078</small>	<small>55A970010V4000</small>
<small>50M7044305A1</small>	<small>50M7044305A1</small>
DSA-Zulassung Nr.	442
Zulässige Arbeitshochgeschwindigkeit	50 m/s
<small>Bitte beachten! (aufbewahren!)</small>	

Bild A-5: Festlegung der Schleifbearbeitung der Radscheibensitze



Achtung:
Wellenbereiche und Übergänge nicht geschmiegelt

Alle Kanten max. 0.5 mm gerundet
Alle Gewindelöcher gemäß DIN 76 angesenkt

Ra0.8 / Ra2 / Ra32 / Ra16

Technische Lieferbedingungen gemäß UIC 811-IVE und prEN 13261: 1999 E

Kennzeichnung auf der A-Seite
Stempelung 6 mm hoch

1. Prüfwellen-Nr. (auf beiden Stirnseiten)
2. Chargen-Nr.
3. Herstellungsdatum
4. Herstellerzeichen
5. Prüfstempel

1. Prüfwellen-Nr.
Werkstoff AIN
=> DA12 bis DA22
Werkstoff A5T
=> OC56 bis OC66

Achtung:
Die angehängte Nr. nach dem Buchstaben (z.B. DA20) muß mit der zugeordneten Chargen-Nr. (Z) übereinstimmen.

Nennmaß	190	U6	190.265	Grenzmaß
Toleranz			190.236	

Verwendbar für:

BMBF-Projekt Eisenbahnfahrwerke 798 217

A	Gew.-Zentr. geänd.	01.05.01	Ther.	29.01.	Thielmann
B	Konz. Text geänd.	22.05.01	Ther.	31.01.	Hesselmann

Abgabetermin	ISO 7168-1K	Überflächen	gemäß ISO 802
Zugabe	Datum	Verstärkung	1:5
Gezeichnet		Material	gemäß Stückliste
Geprüft		Gewicht	270 kg

Prüfwellen

Prüfquerschnitt - Oberfläche

F-3-102194 B

CD0

01

01

Bild A-6: Einzelteilzeichnung der Welle zu den Versuchsreihen Freie Oberfläche

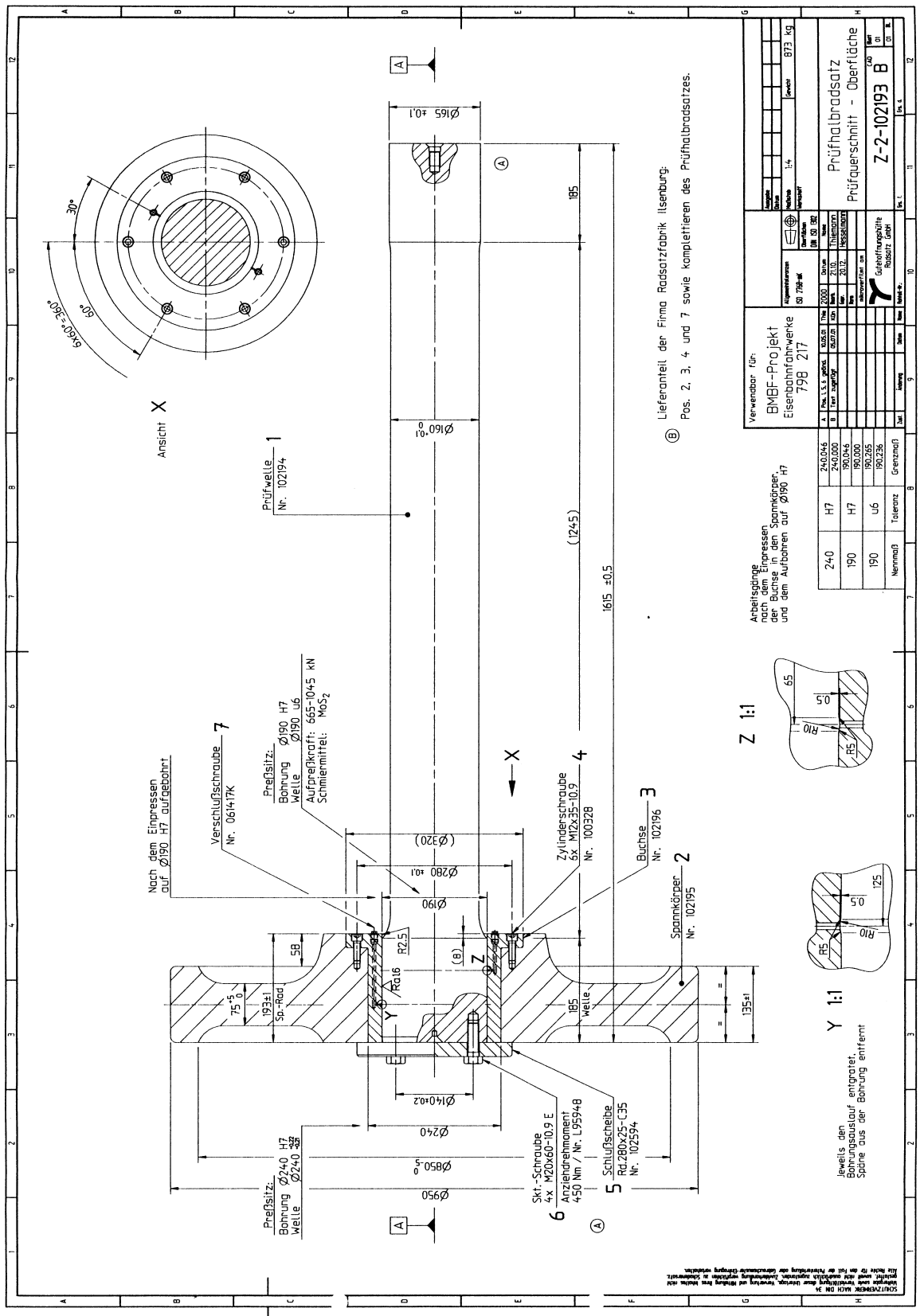


Bild A-7: Zusammenbauzeichnung zu den Versuchsreihen Freie Oberfläche

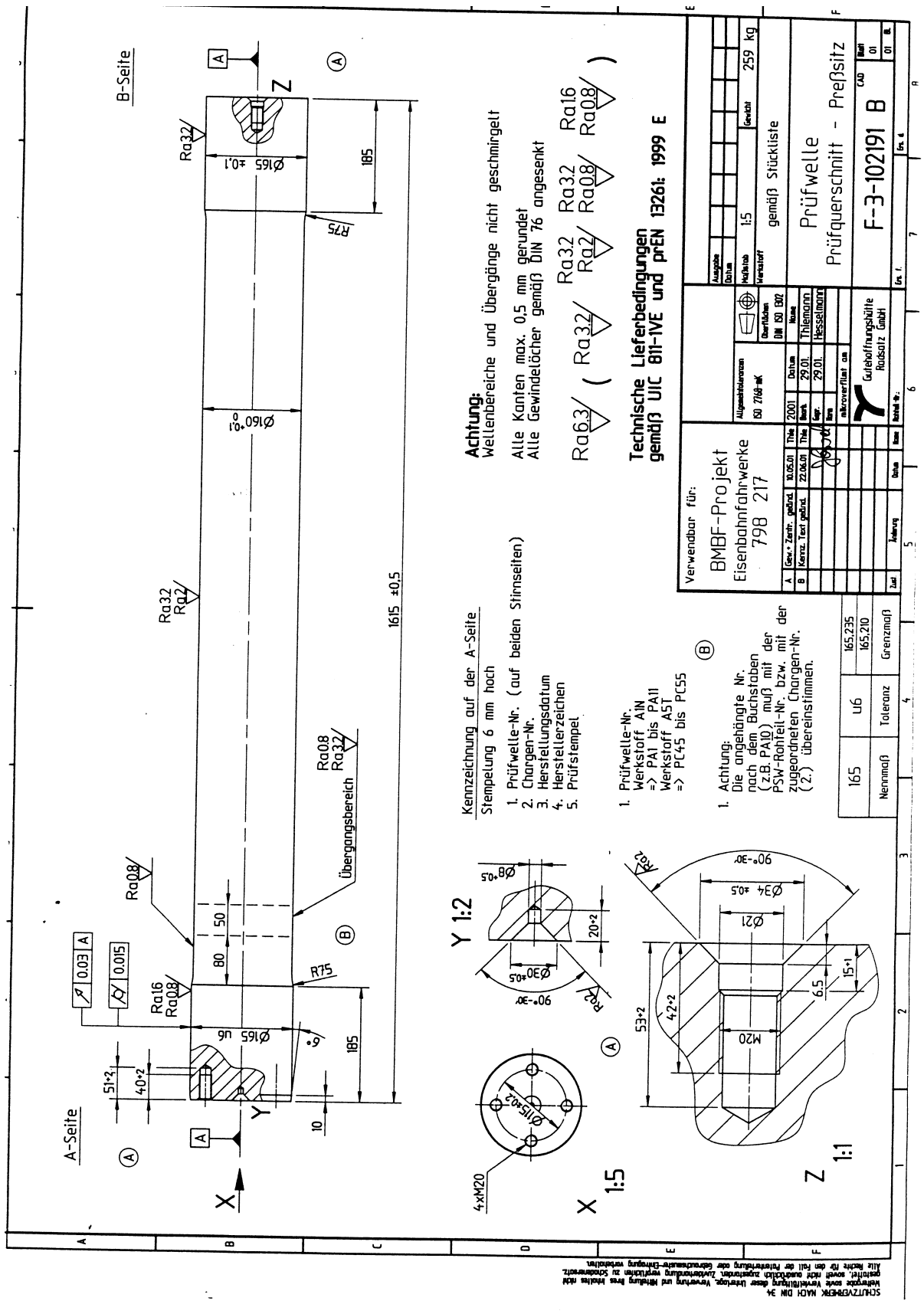


Bild A-8: Einzelteilzeichnung der Welle zu den Versuchsreihen Presssitz

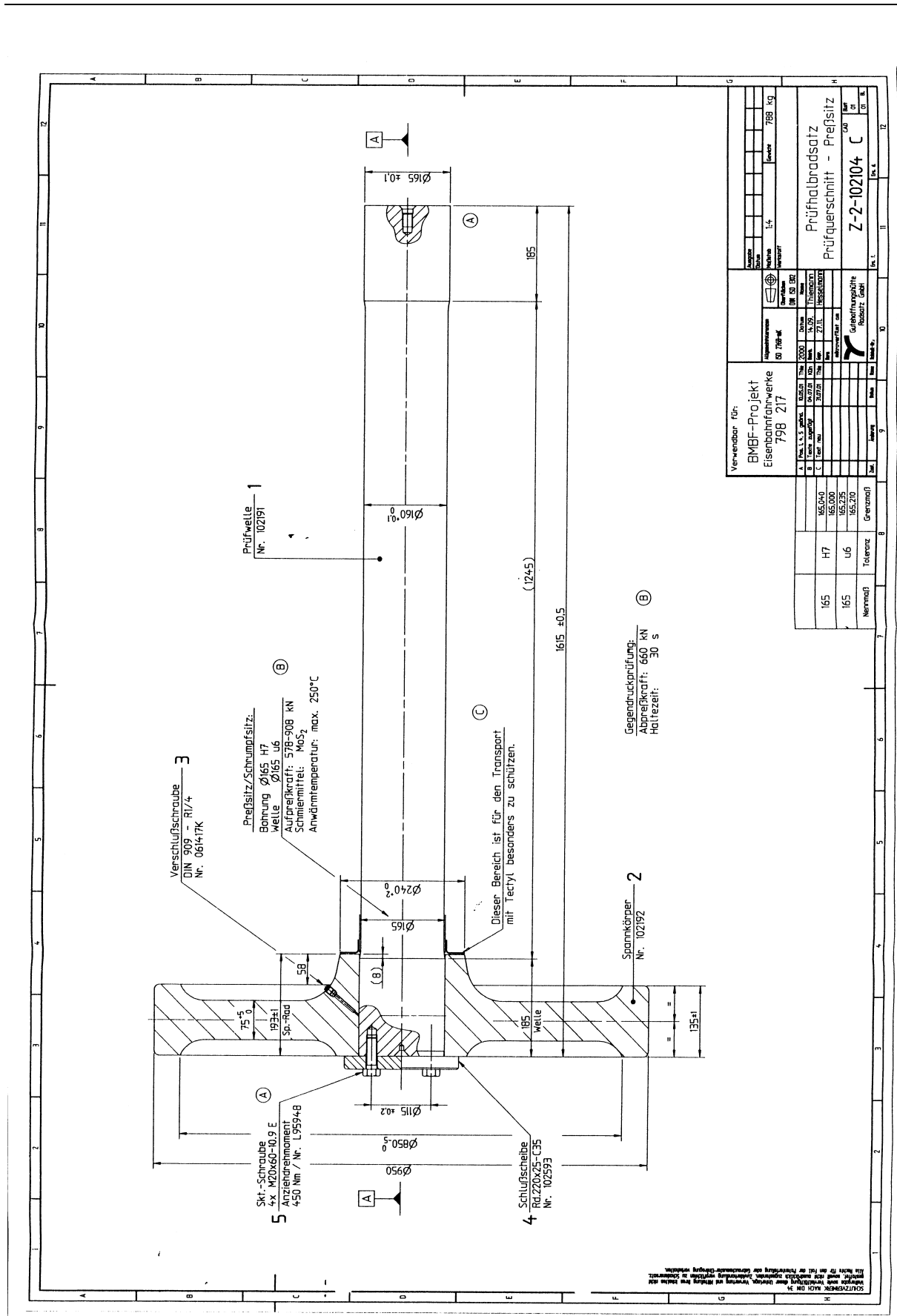


Bild A-9: Zusammenbauzeichnung zu den Versuchsreihen Presssitz

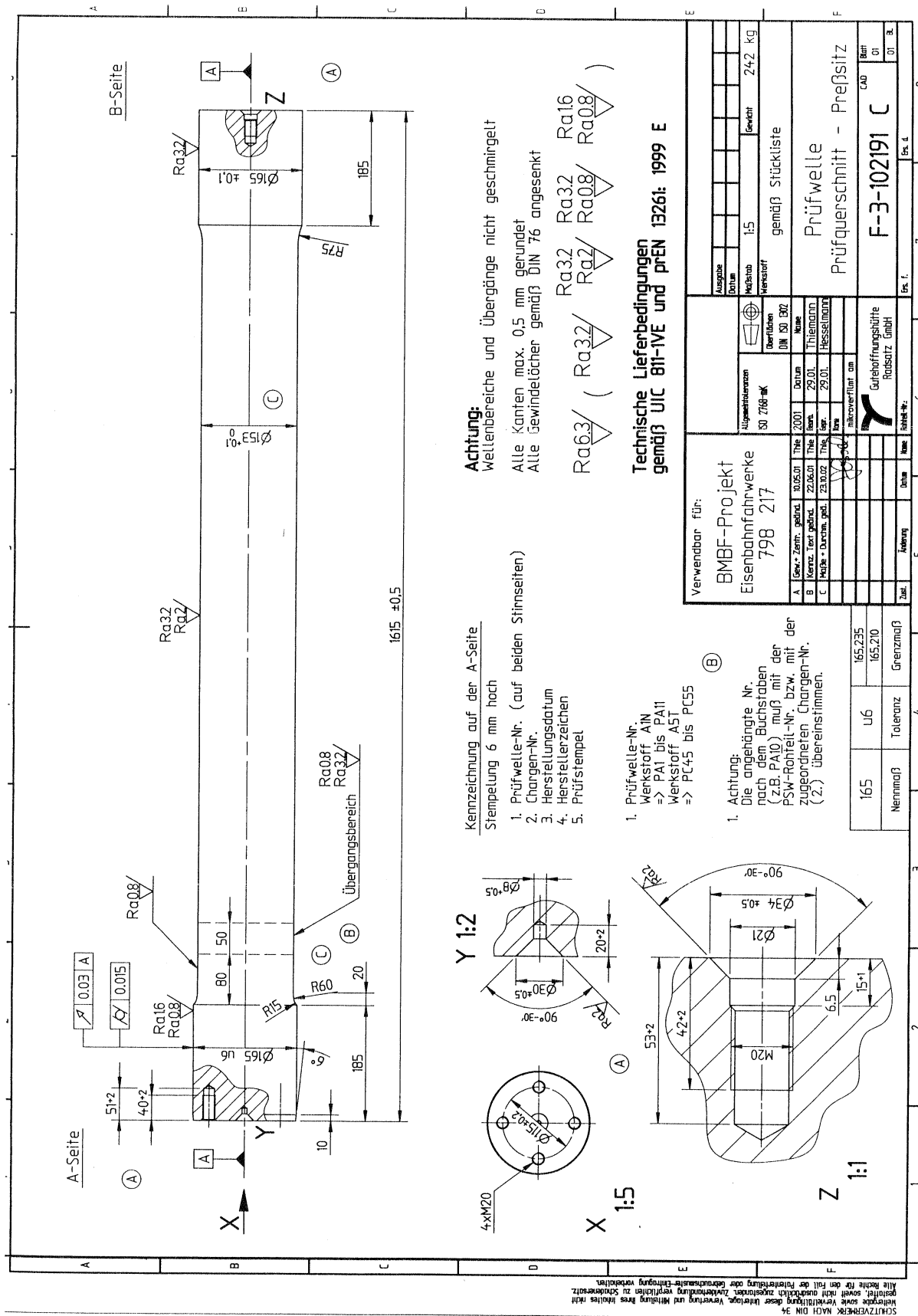


Bild A—10: Einzelteilzeichnung der Welle zu den Versuchsreihen Presssitz optimiert

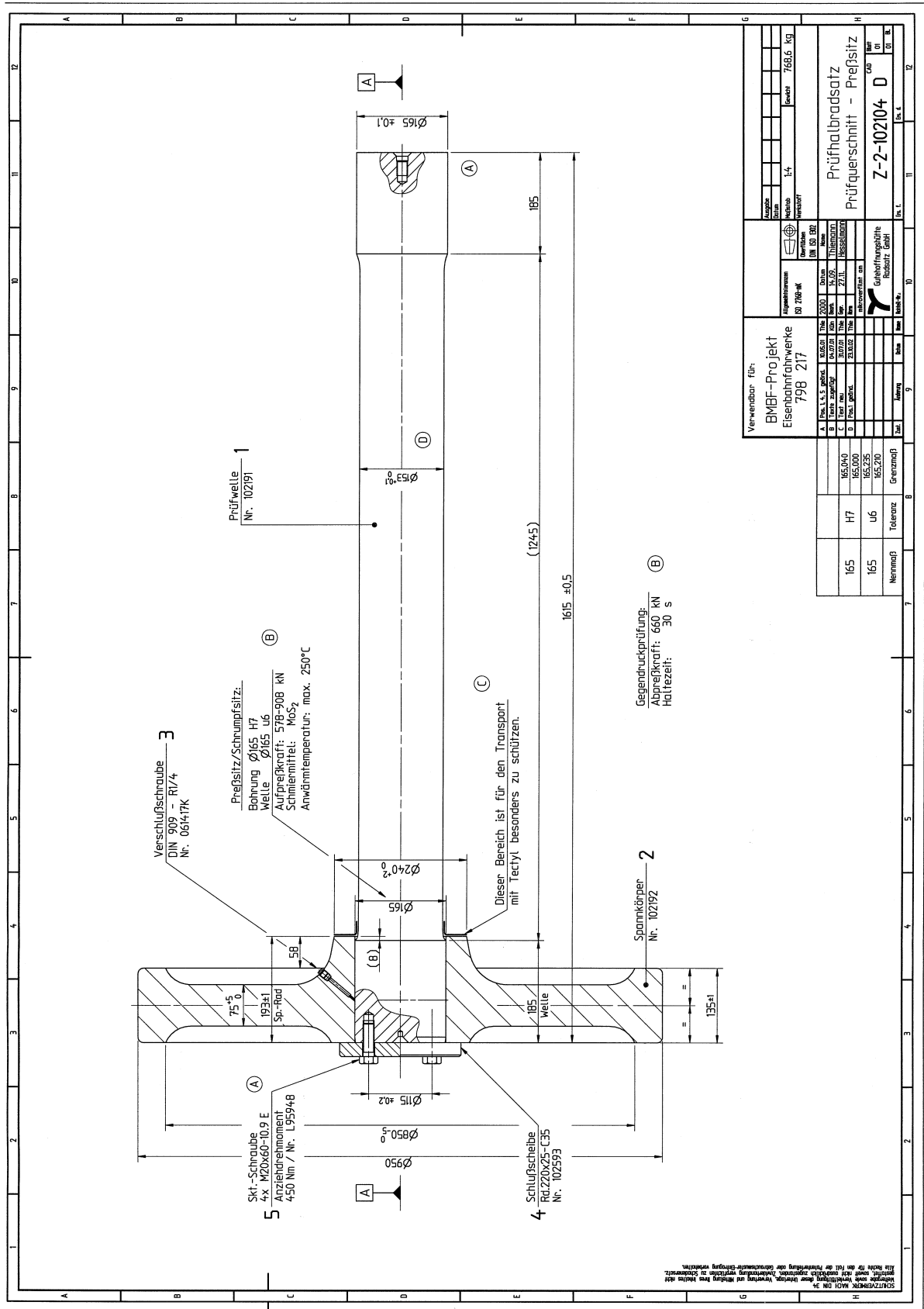


Bild A—11: Zusammenbauzeichnung der Welle zu den Versuchsreihen Presssitz optimiert

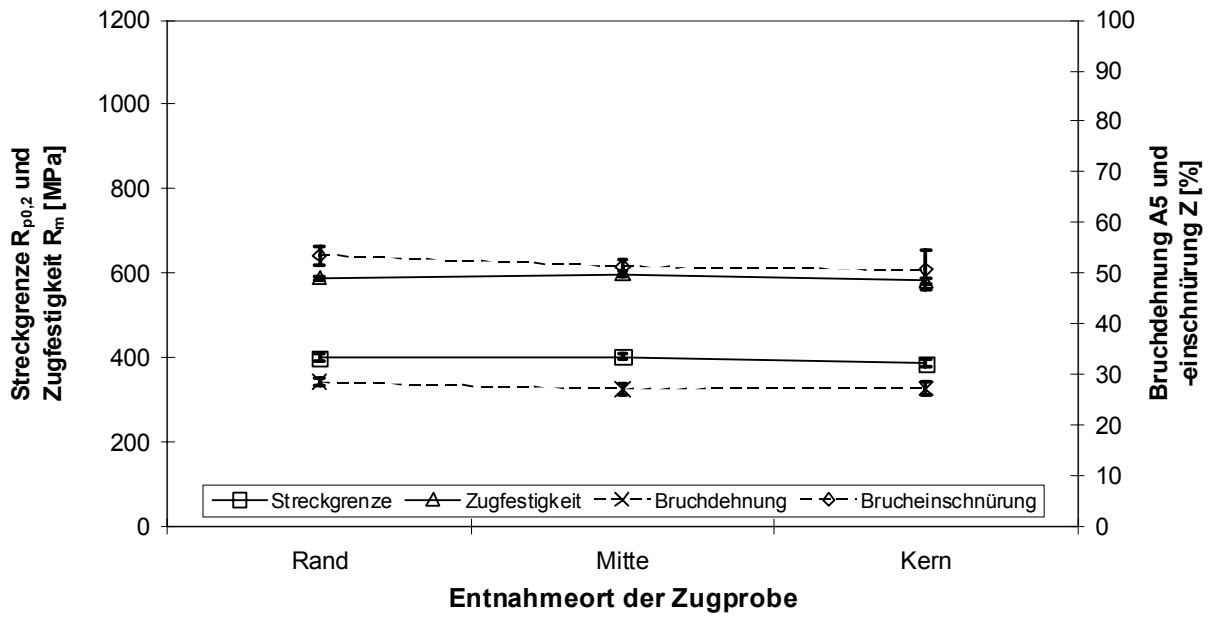


Bild A-12: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A1N Freie Oberfläche

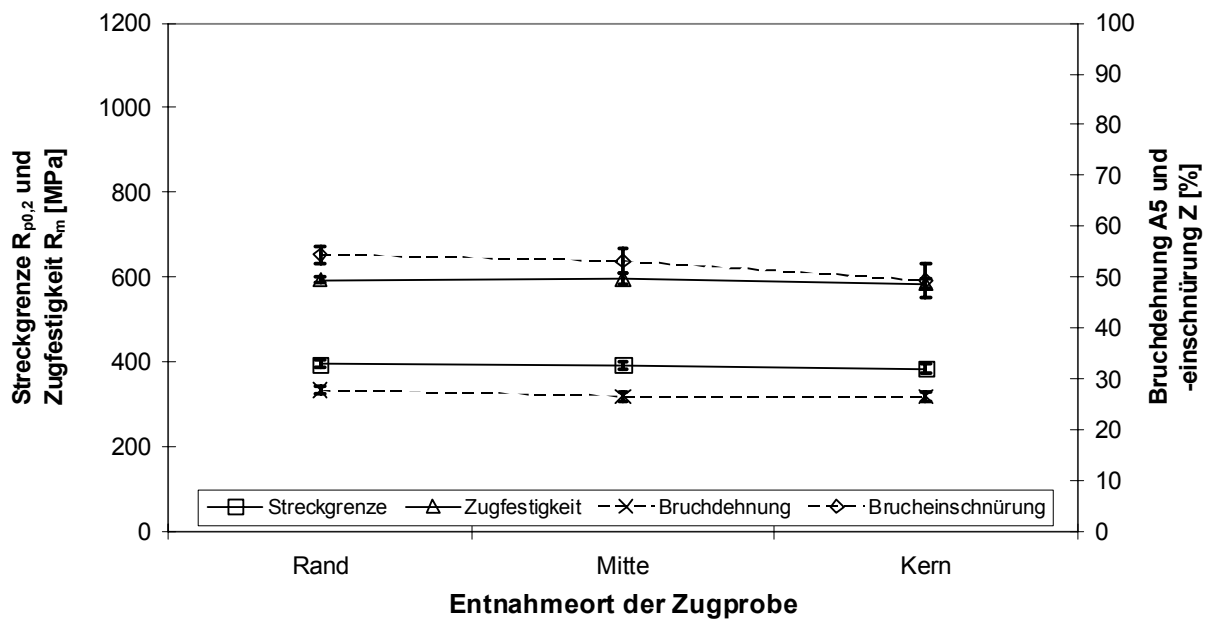


Bild A-13: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A1N Press Sitz

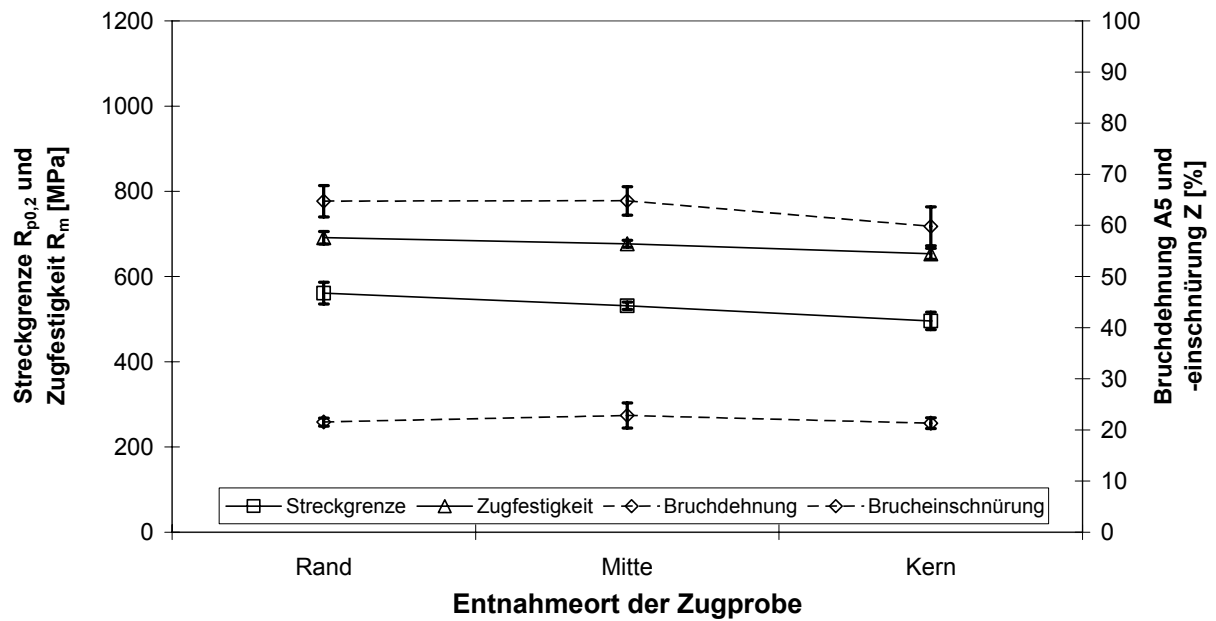


Bild A-14: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A4T Freie Oberfläche

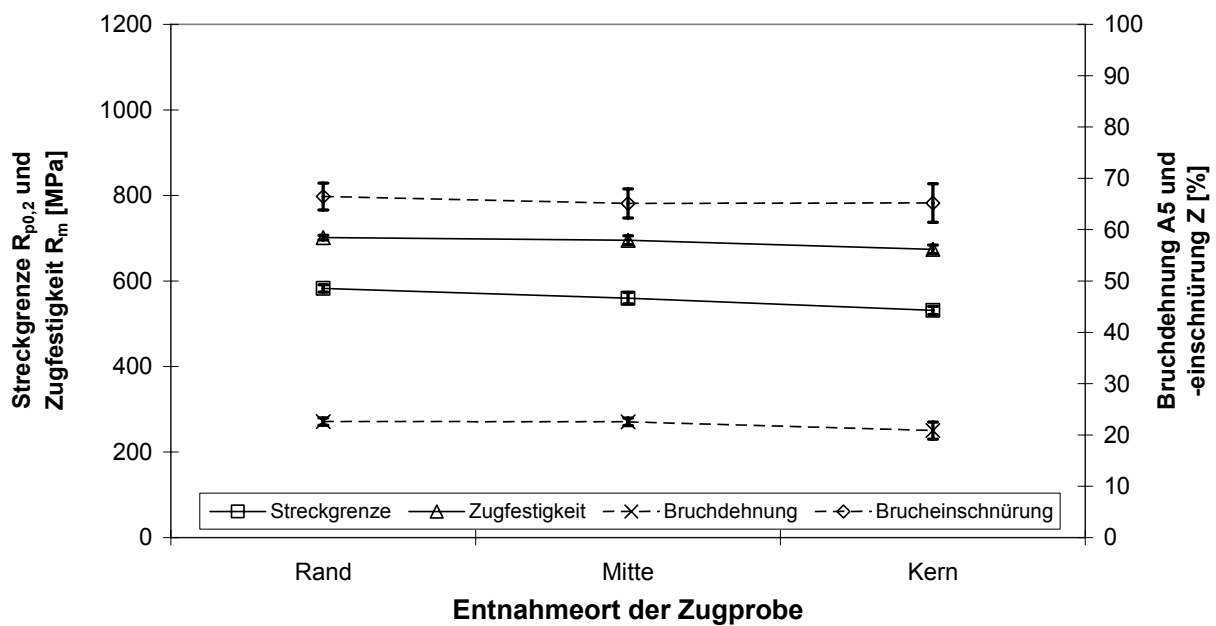


Bild A-15: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A4T Presssitz optimiert

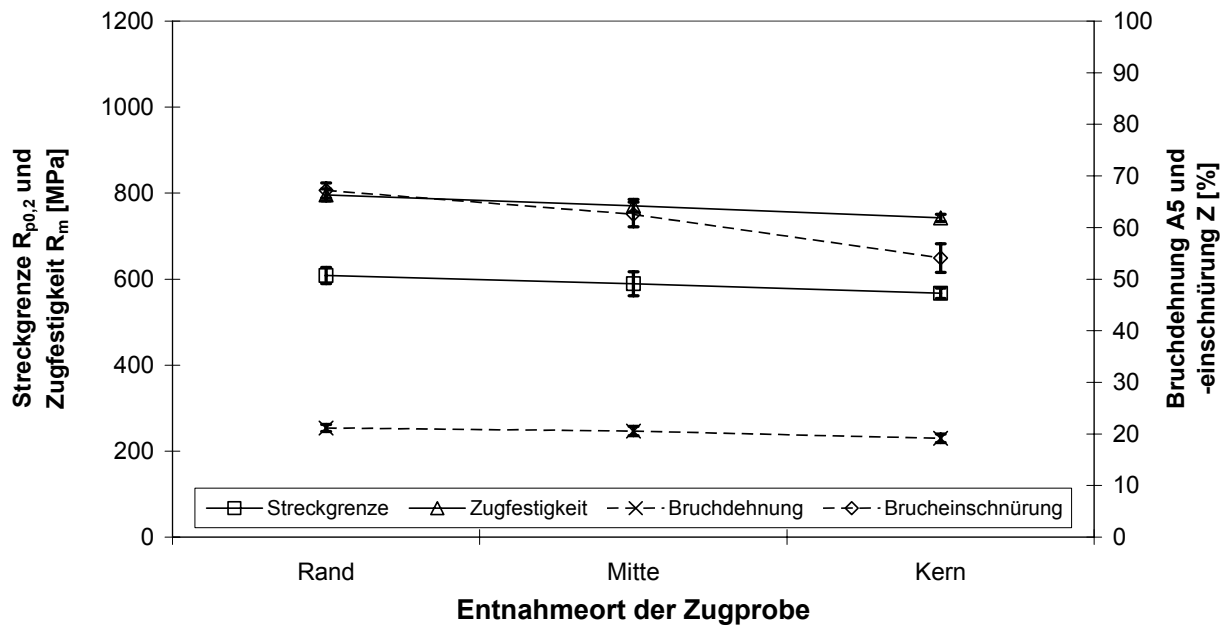


Bild A–16: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A5T Freie Oberfläche

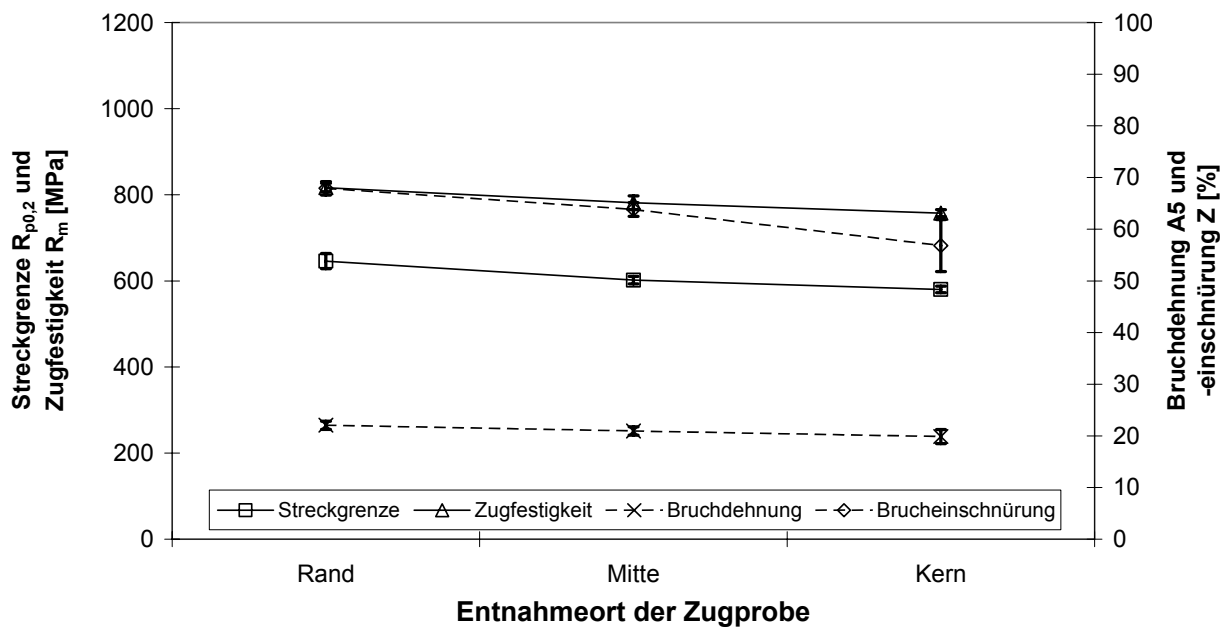


Bild A–17: Statische Kennwerte der Versuchsreihe A5T Presssitz und Presssitz optimiert

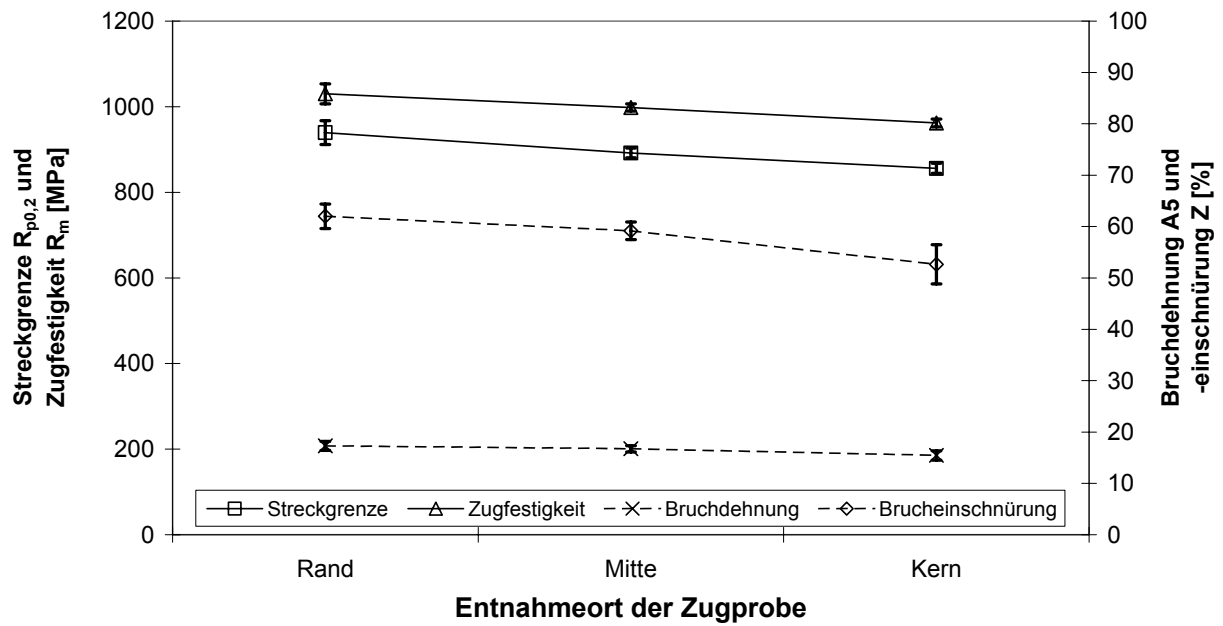


Bild A–18: Statische Kennwerte der Versuchsreihe 34CrNiMo6 Freie Oberfläche

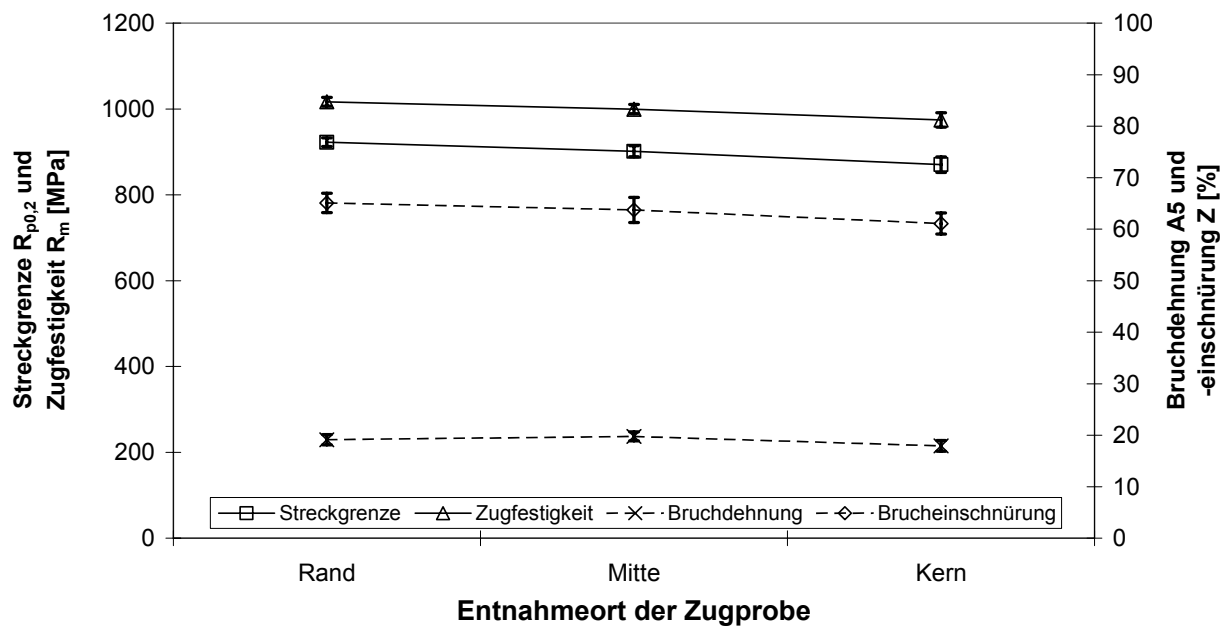


Bild A–19: Statische Kennwerte der Versuchsreihe 34CrNiMo6 Presssitz optimiert

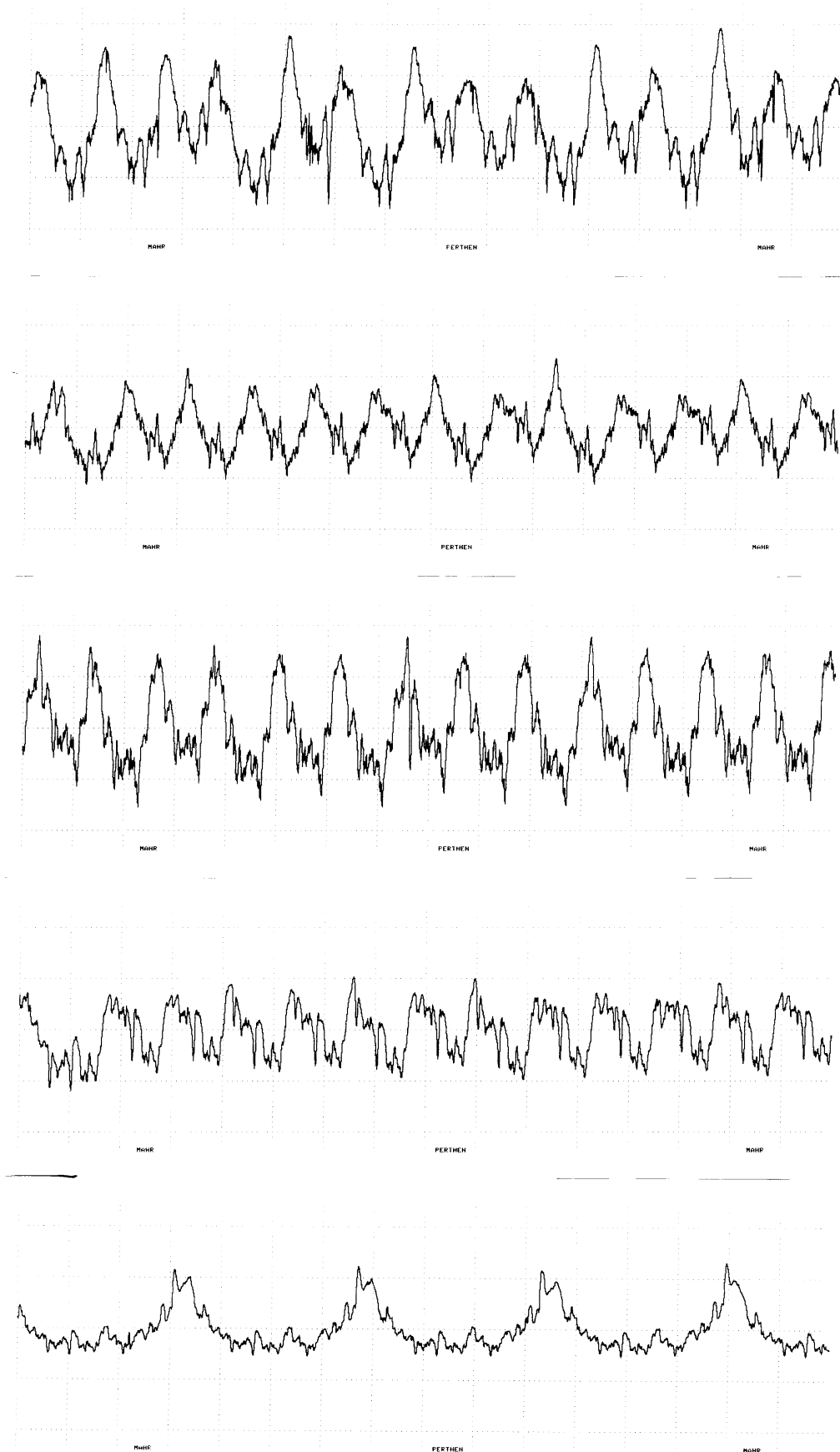


Bild A—20: an den Wellen gemessene Oberflächenprofile, OA12, OA20, OC65 und OC57 jeweils im kritischen Bereich des Überganges zum Korbboogen und C57 im Schaftbereich (von oben)

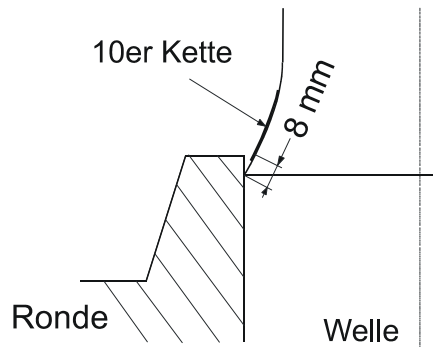


Bild A—21: Position der 10'er DMS-Kette im Bereich der Nabeninnenkante, /Sinc 01/

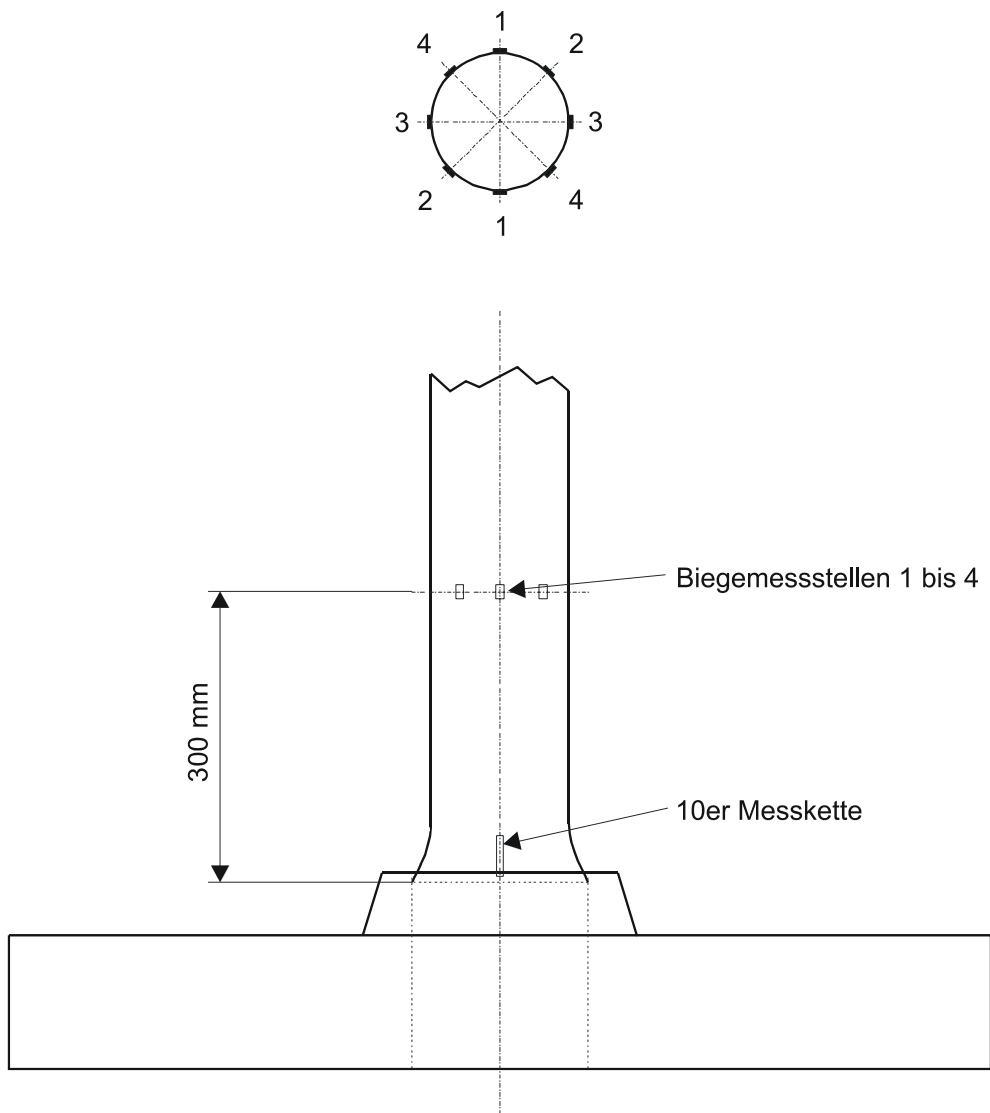


Bild A—22: Position der DMS der Regelebene, /Sinc 01/

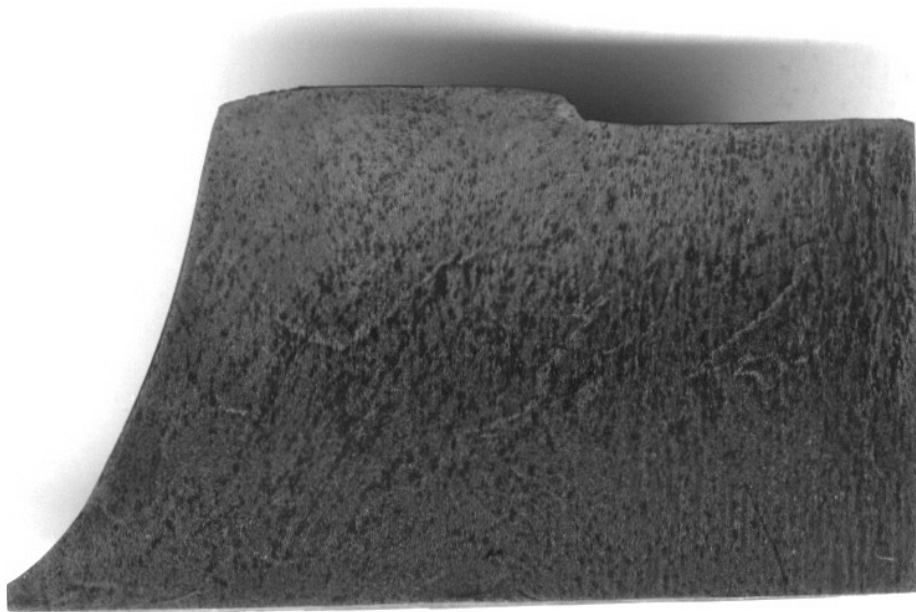


Bild A—23: Faserverlauf im des auf Kontur vorgeschmiedeten Korbbogen der der Welle OA13im geätzten Makroschliff

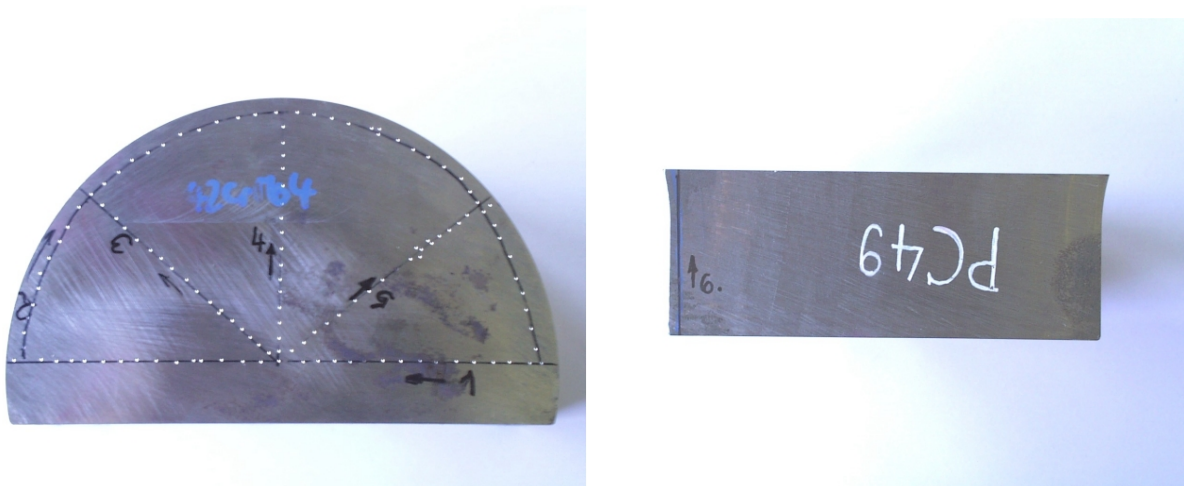


Bild A—24: Spuren der Härtemessung an Welle PC49

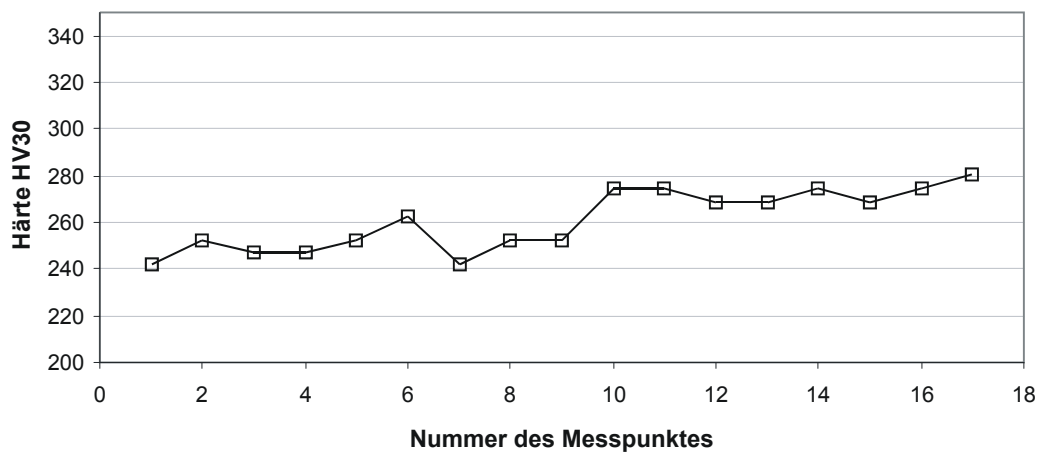
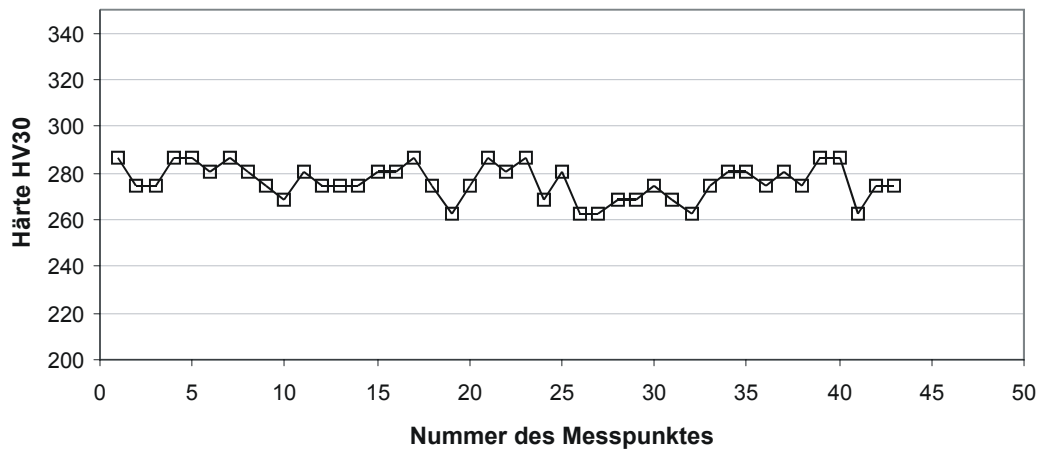
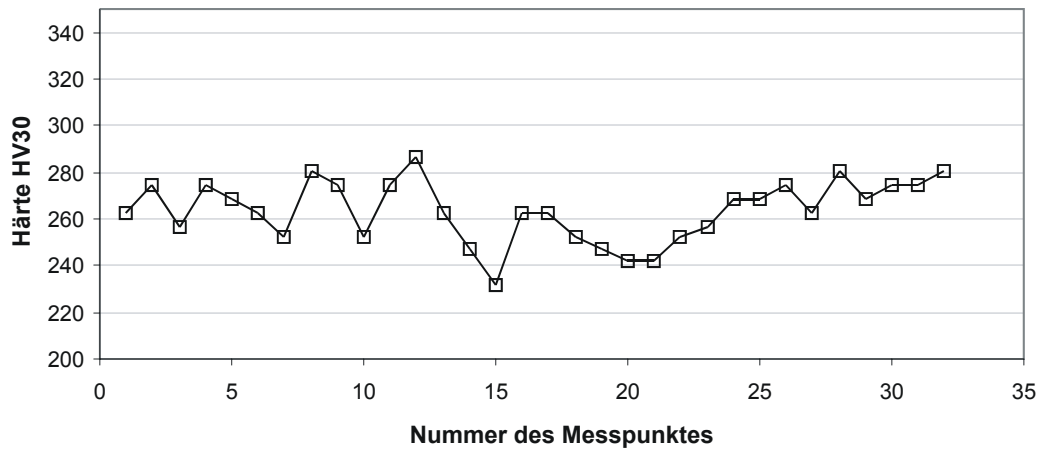


Bild A—25: Härtewerte entlang der Spuren 1 bis 3 (von oben nach unten)

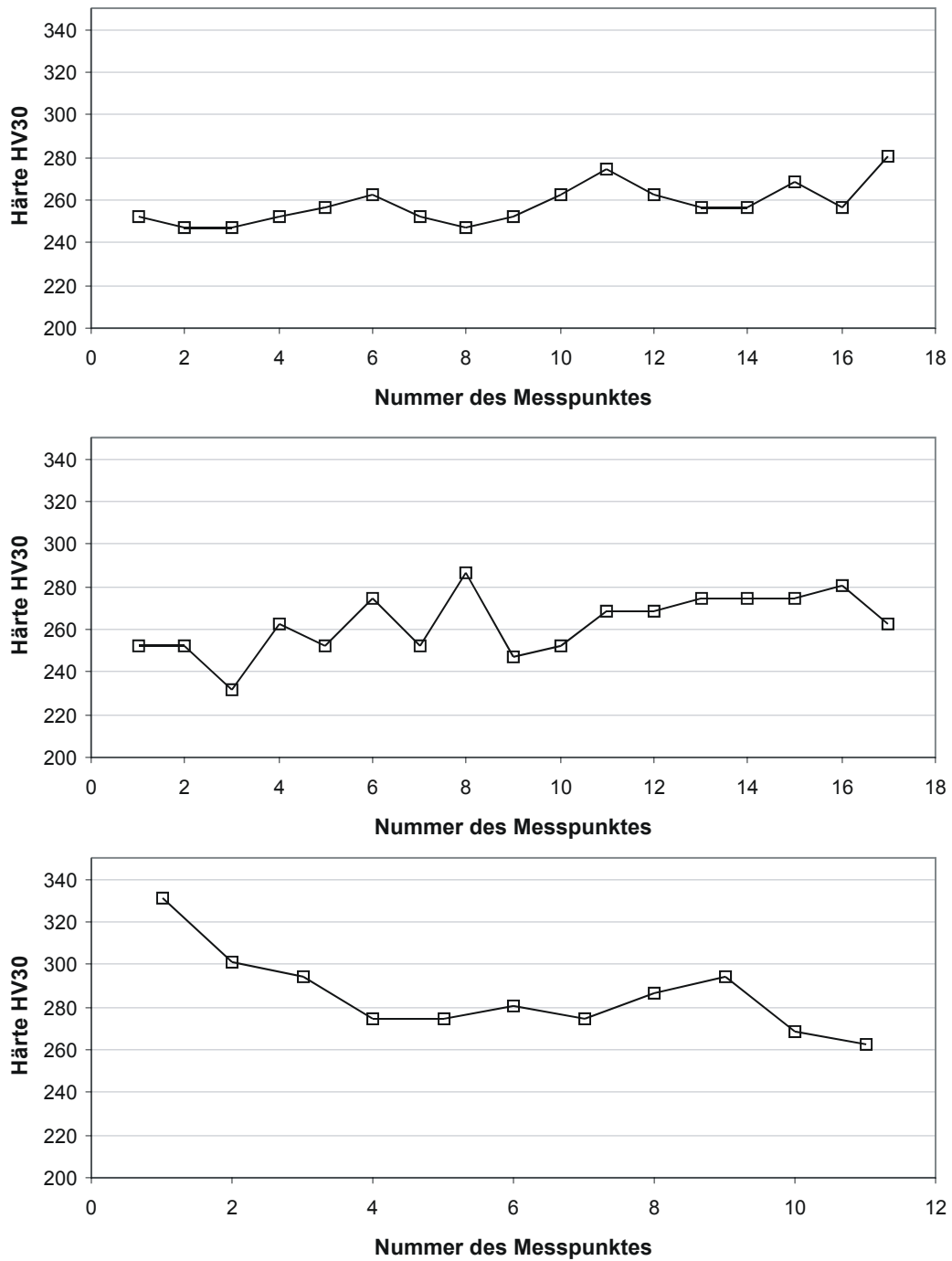


Bild A—26: Härtewerte entlang der Spuren 4 bis 6 (von oben nach unten)

Eigen Spannungsmessungen

An einigen Wellen wurden exemplarisch Eigen spannungen gemessen. Die Messungen wurden röntgenografisch durchgeführt. Um den Tiefenverlauf der Eigen spannungen zu bestimmen wurde punktuell Material abgetragen. Die Genauigkeit der Tiefenangabe beträgt jeweils etwa $\pm 15 \mu\text{m}$.

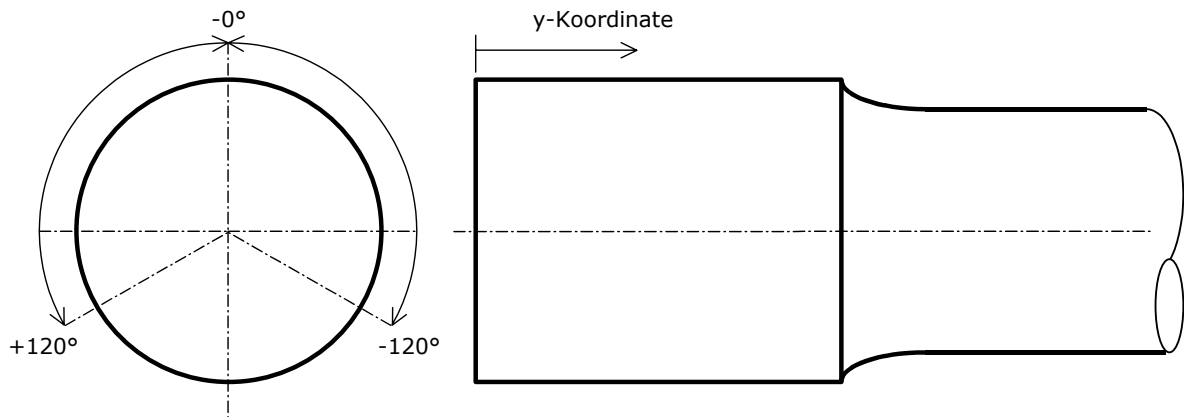


Bild A–27: Skizze der Messspuren

Durchführung der Messungen

Im Einzelnen wurden folgende Messungen durchgeführt:

1. an einer Welle aus A1N der Versuchsreihe Freie Oberfläche Längseigen spannungen an der Oberfläche entlang einer Spur (0°) und an zwei Punkten der Tiefenverlauf, **Bild A–28**,
2. an einer Welle aus A5T der Versuchsreihe Freie Oberfläche Längseigen spannungen an der Oberfläche entlang einer Spur (0°) und an zwei Punkten der Tiefenverlauf, **Bild A–29**,
3. an der Welle OD87 aus 34CrNiMo6 aus der Versuchsreihe Freie Oberfläche Längs- und Umfangsspannungen an der Oberfläche entlang einer Spur (0°), **Bild A–30**,
4. an der Welle OD84 aus 34CrNiMo6 aus der Versuchsreihe Freie Oberfläche Längs- und Umfangsspannungen an Oberfläche entlang dreier Spuren (0° , $+120^\circ$ und -120°) und punktuell der Tiefenverlauf, **Bild A–31**,

Ergebnisse der Messungen

Oberflächennah treten je nach Werkstoff von 500 MPa Druck- bis 450 MPa Zugeigen spannungen auf. Dabei ist anzumerken, dass diese im Falle von Zugeigen spannungen bereits in einer Tiefe von etwa $20 \mu\text{m}$ unter einen Wert von 100 MPa fallen.

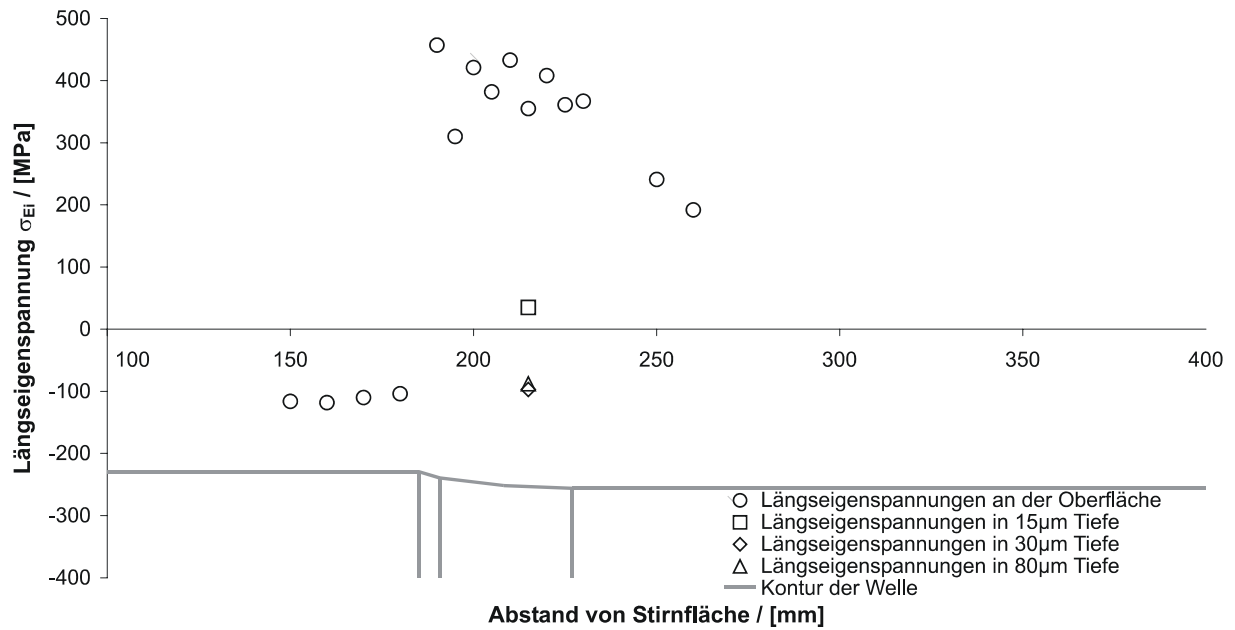


Bild A-28: Längseigenspannungen an der Prüfwelle aus A1N

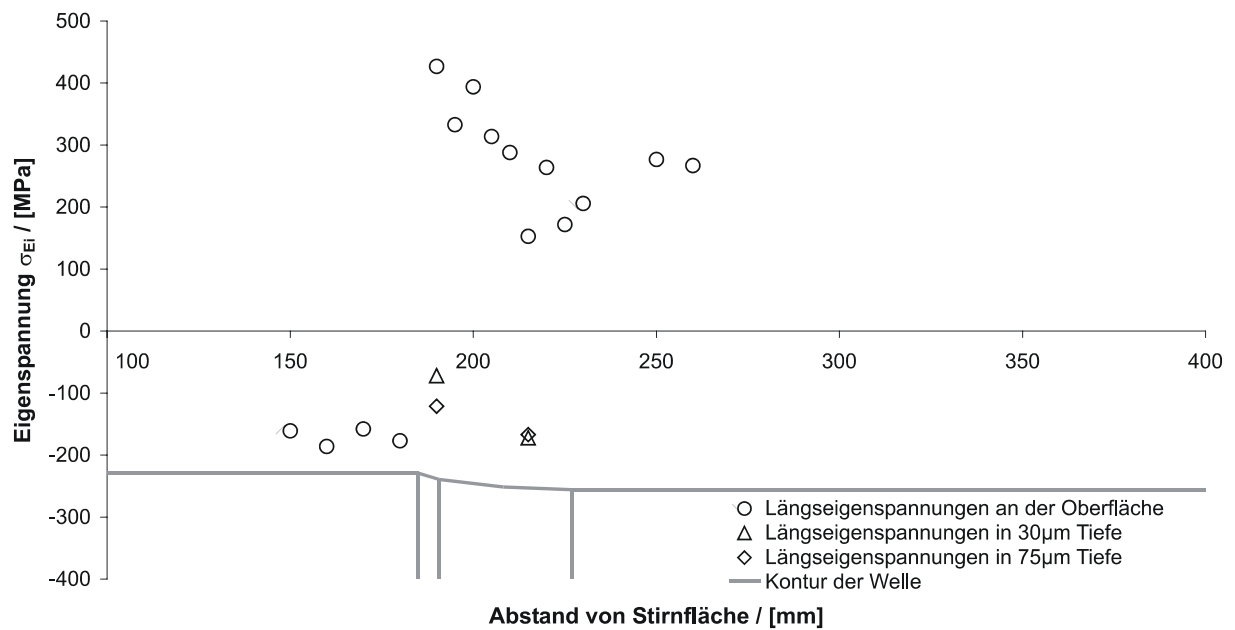


Bild A-29: Längseigenspannungen an der Prüfwelle aus A5T

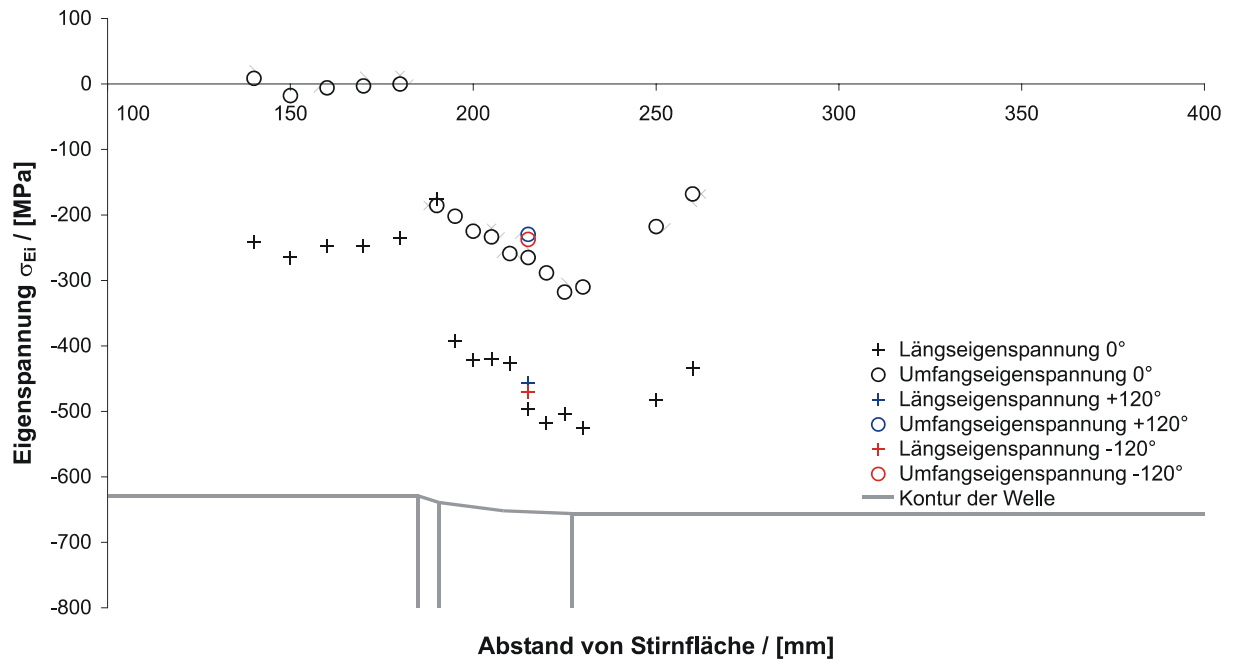


Bild A—30: Verläufe der Längs- und Umfangseigenspannungen gemessen an Welle OD 87 (34CrNiMo6, Freie Oberfläche)

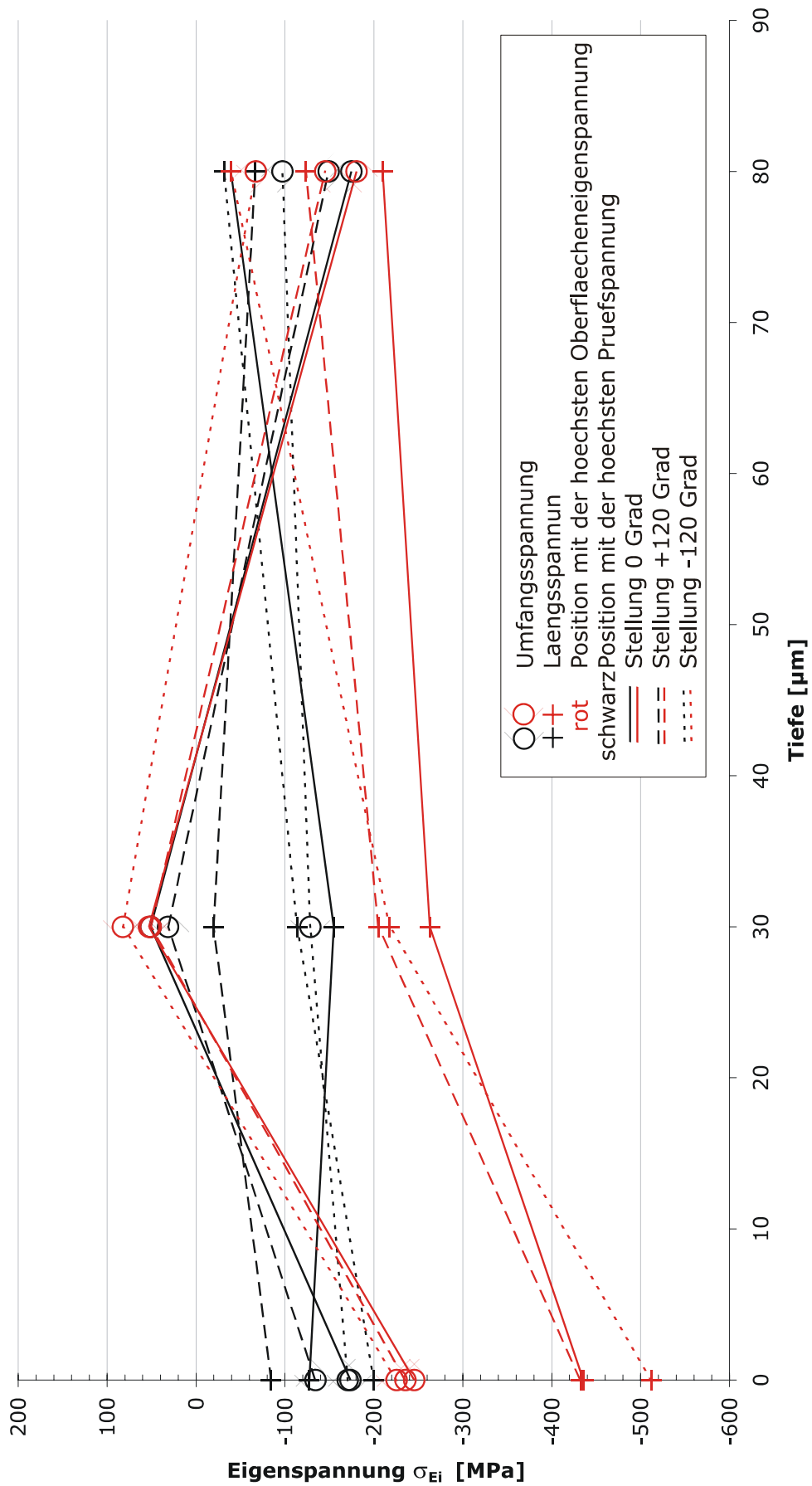


Bild A—31: Tiefenverläufe der Längs- und Umfangseigenspannungen gemessen an Welle OD 84 (34CrNiMo6, Freie Oberfläche)

Treppenstufendarstellungen

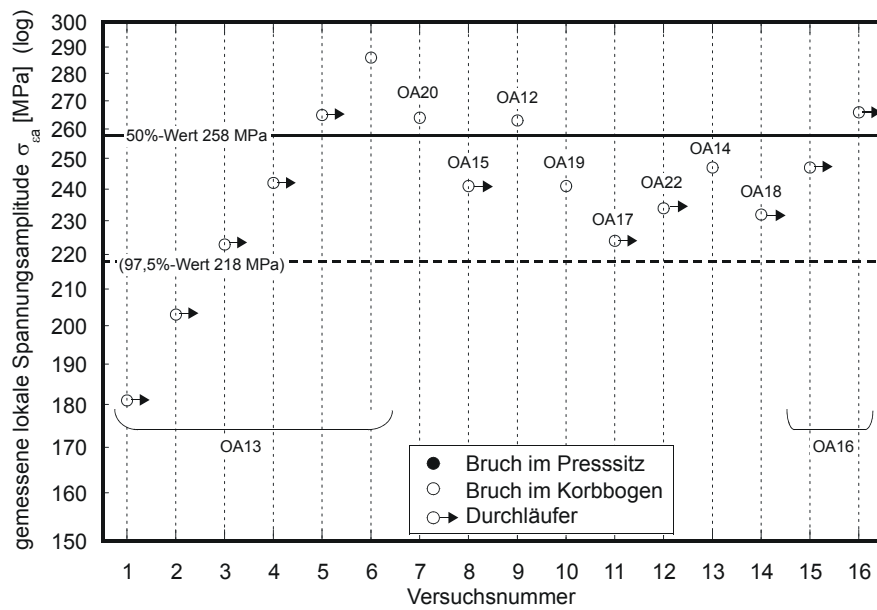


Bild A–32: Ergebnisse der Versuchsreihe A1N – Freie Oberfläche ($D / d = 1,19$)

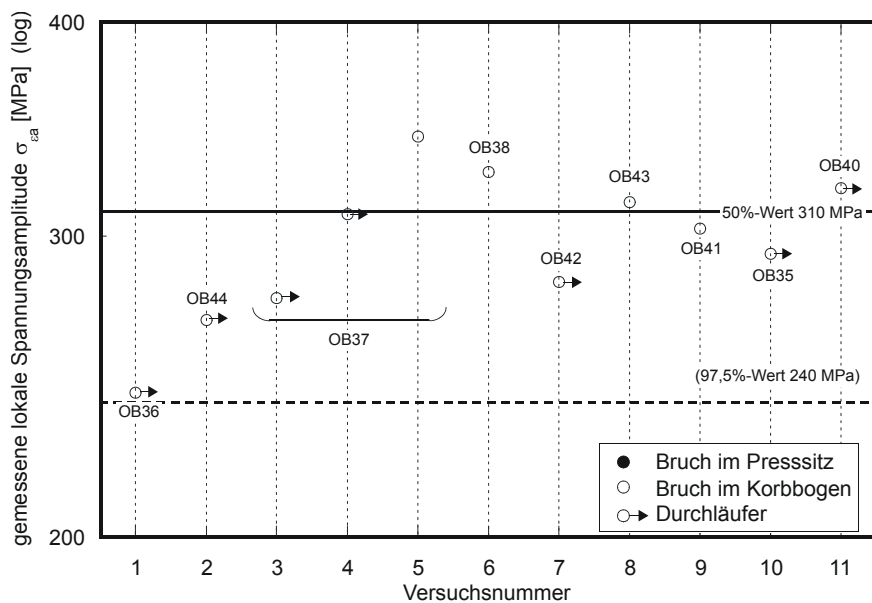


Bild A–33: Ergebnisse der Versuchsreihe A4T – Freie Oberfläche ($D / d = 1,19$)

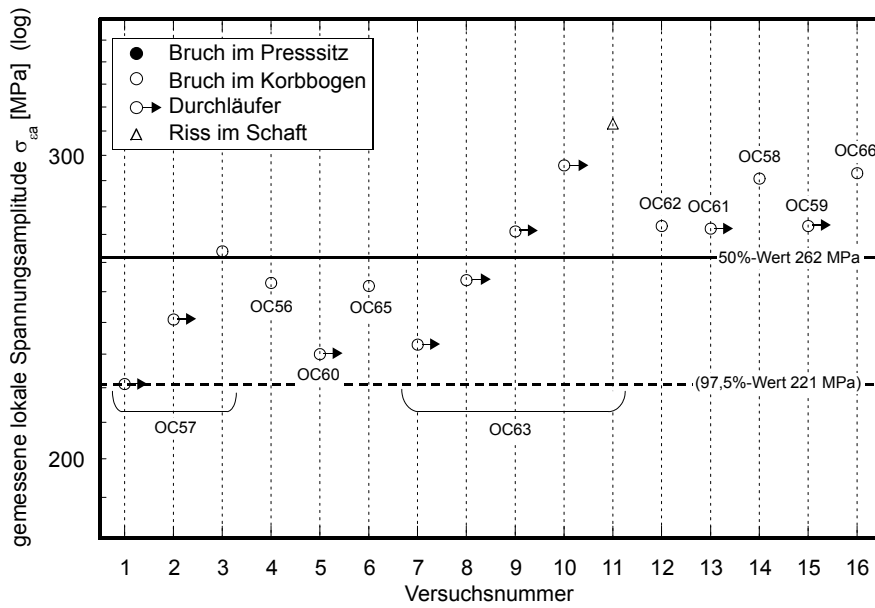


Bild A-34: Ergebnisse der Versuchsreihe A5T – Freie Oberfläche (D / d = 1,19)

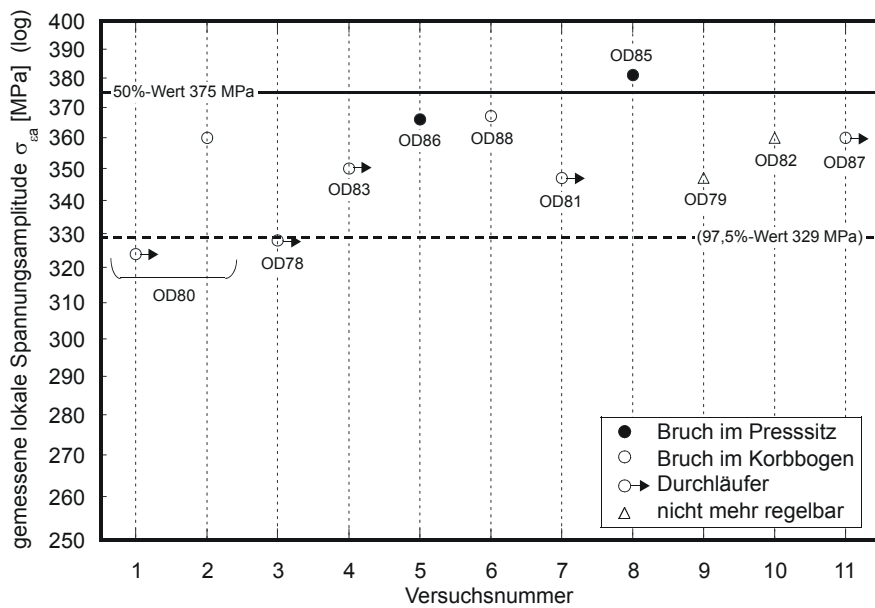


Bild A-35: Ergebnisse der Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Freie Oberfläche (D / d = 1,19)

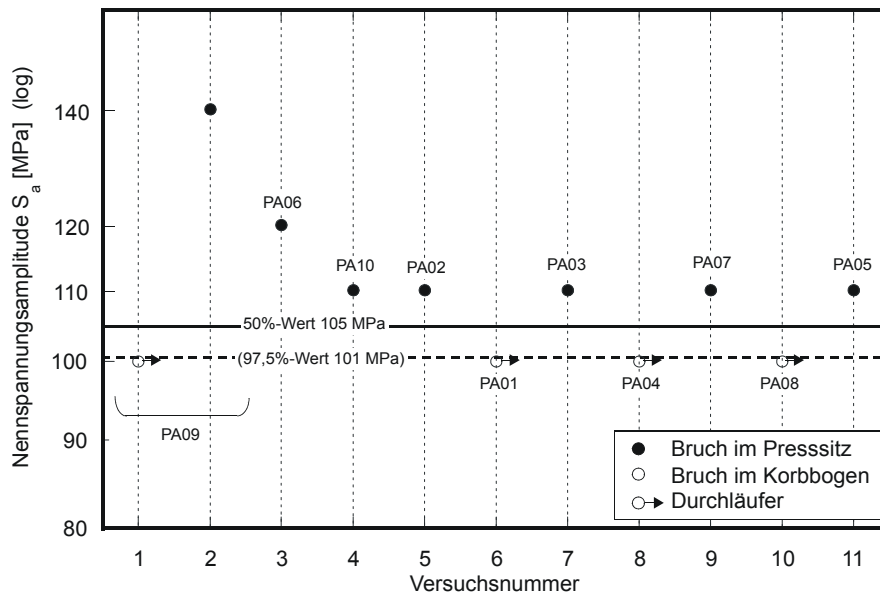


Bild A-36: Ergebnisse der Versuchsreihe A1N – Presssitz ($D / d = 1,03$)

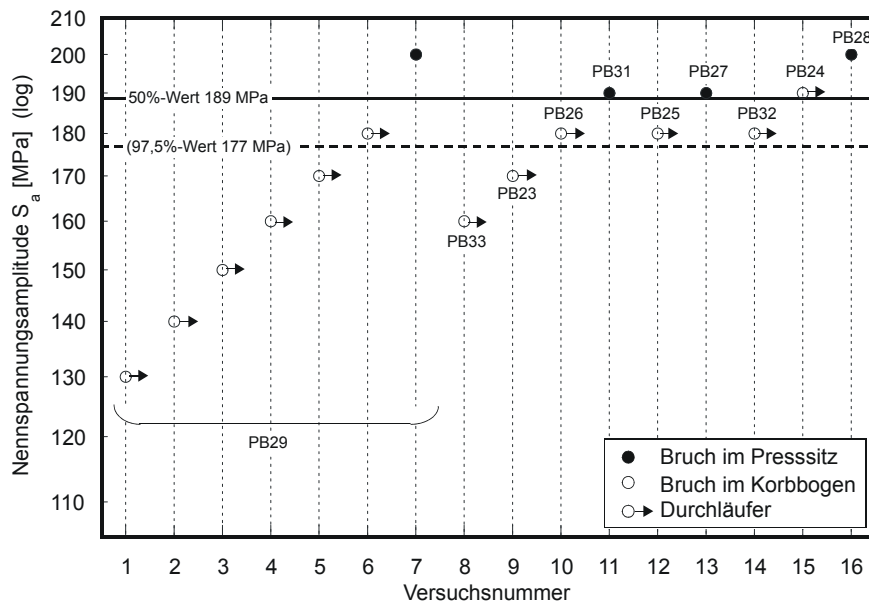


Bild A-37: Ergebnisse der Versuchsreihe A4T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

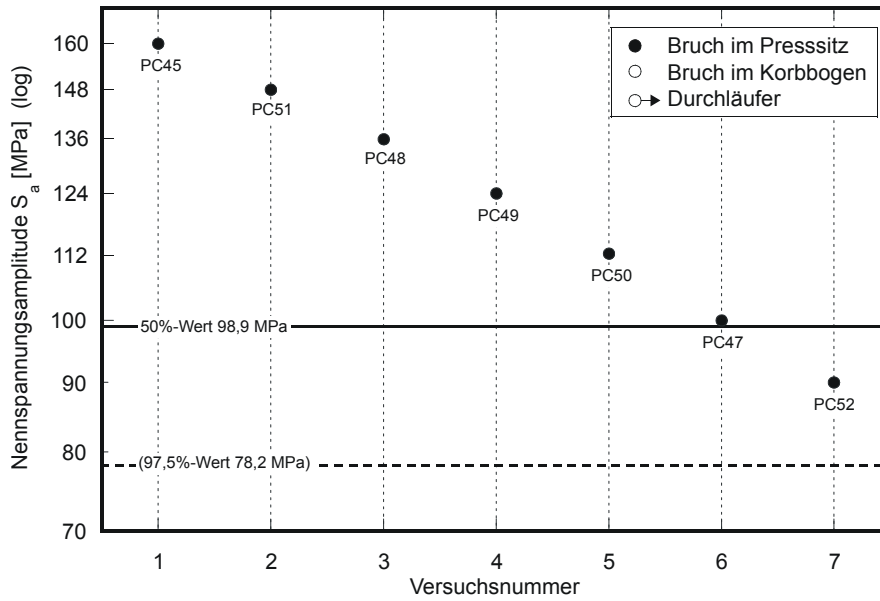


Bild A-38: Ergebnisse der Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,03$)

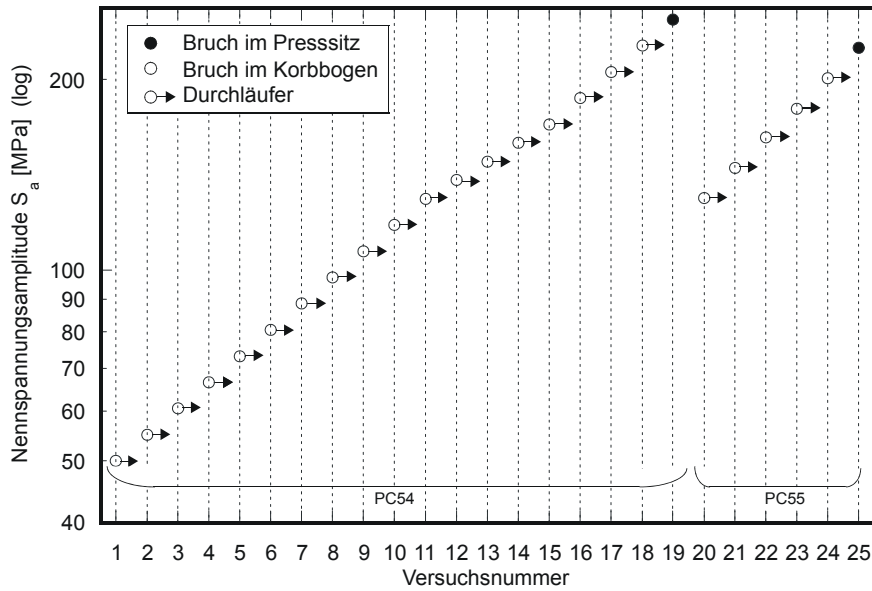


Bild A-39: Ergebnisse der Versuchsreihe A5T – Presssitz ($D / d = 1,08$)

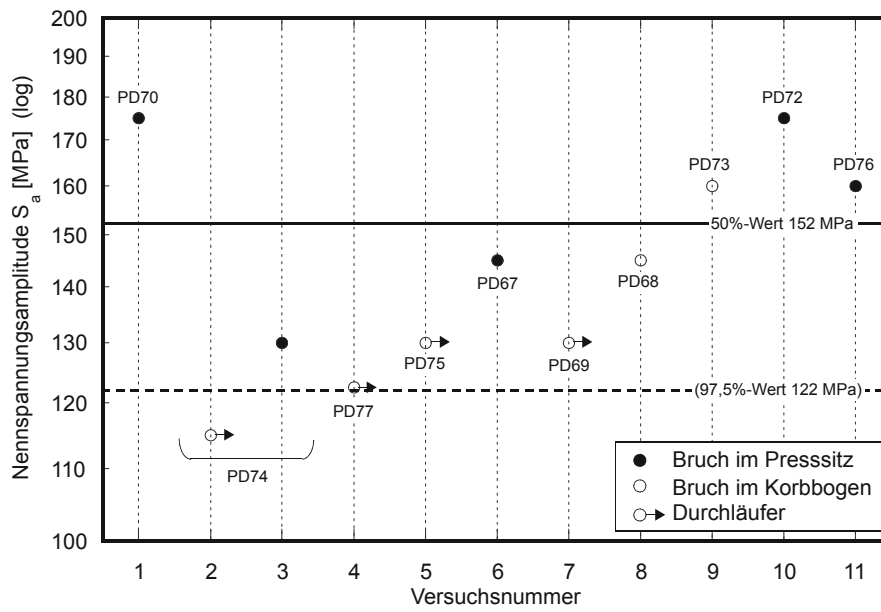


Bild A—40: Ergebnisse der Versuchsreihe 34CrNiMo6 – Presssitz (D / d = 1,08)

Bruchflächen

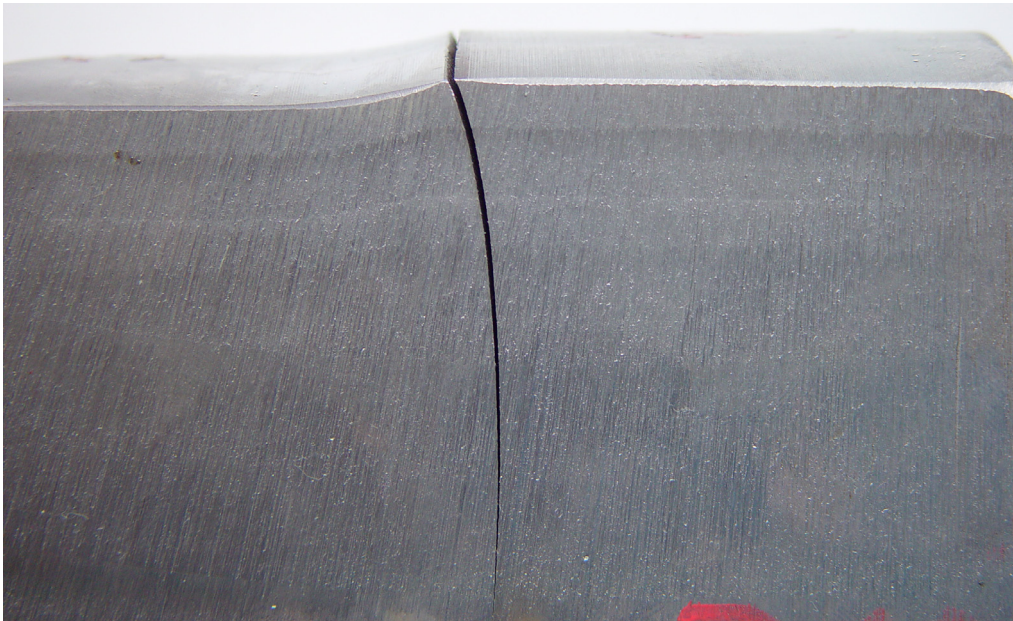


Bild A—41: Anrisslage der Prüfwelle PA 2 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N, $D_f / d = 1,03$) an der Nabenkante (Schaft links; Sitz rechts)

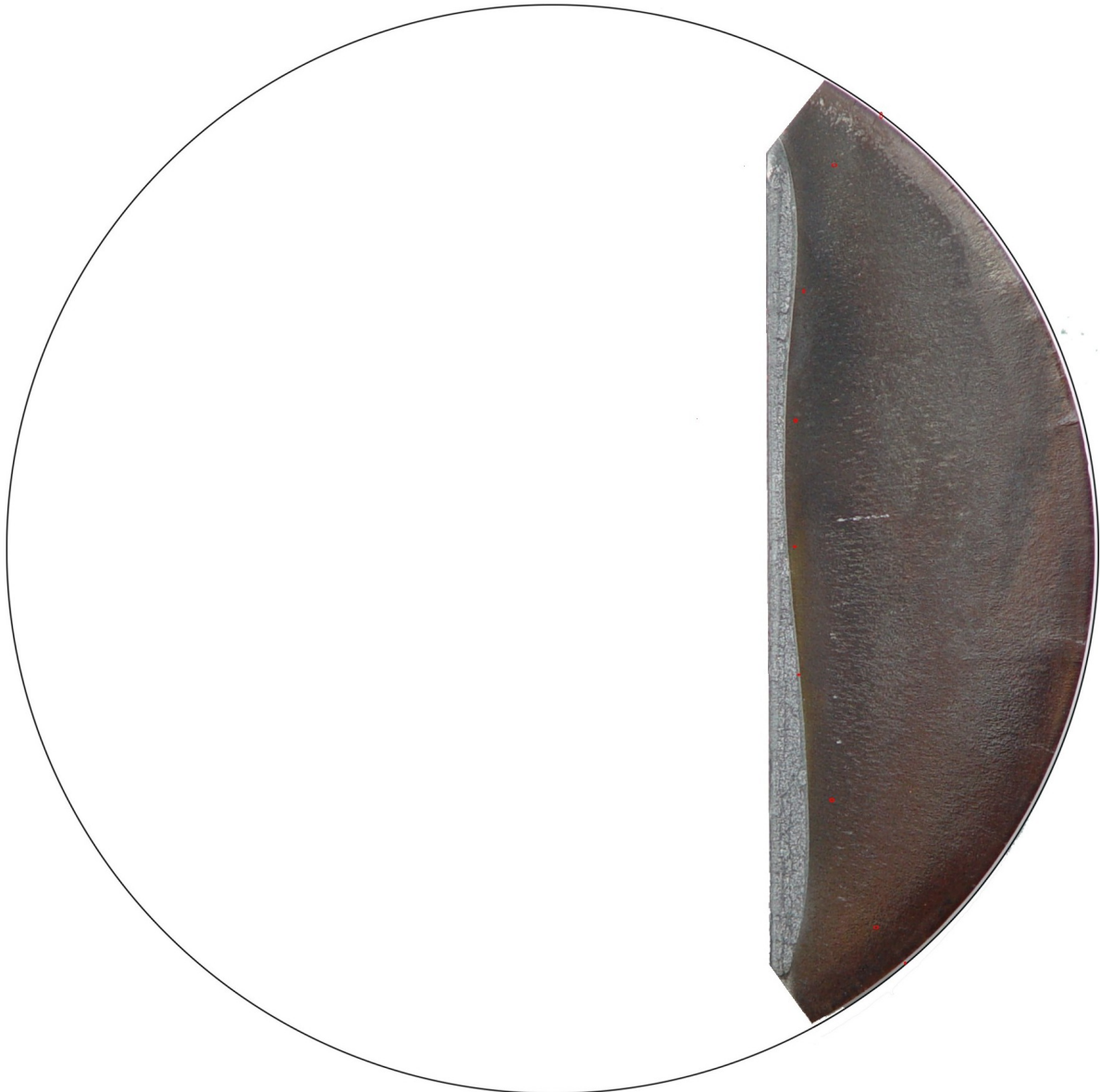
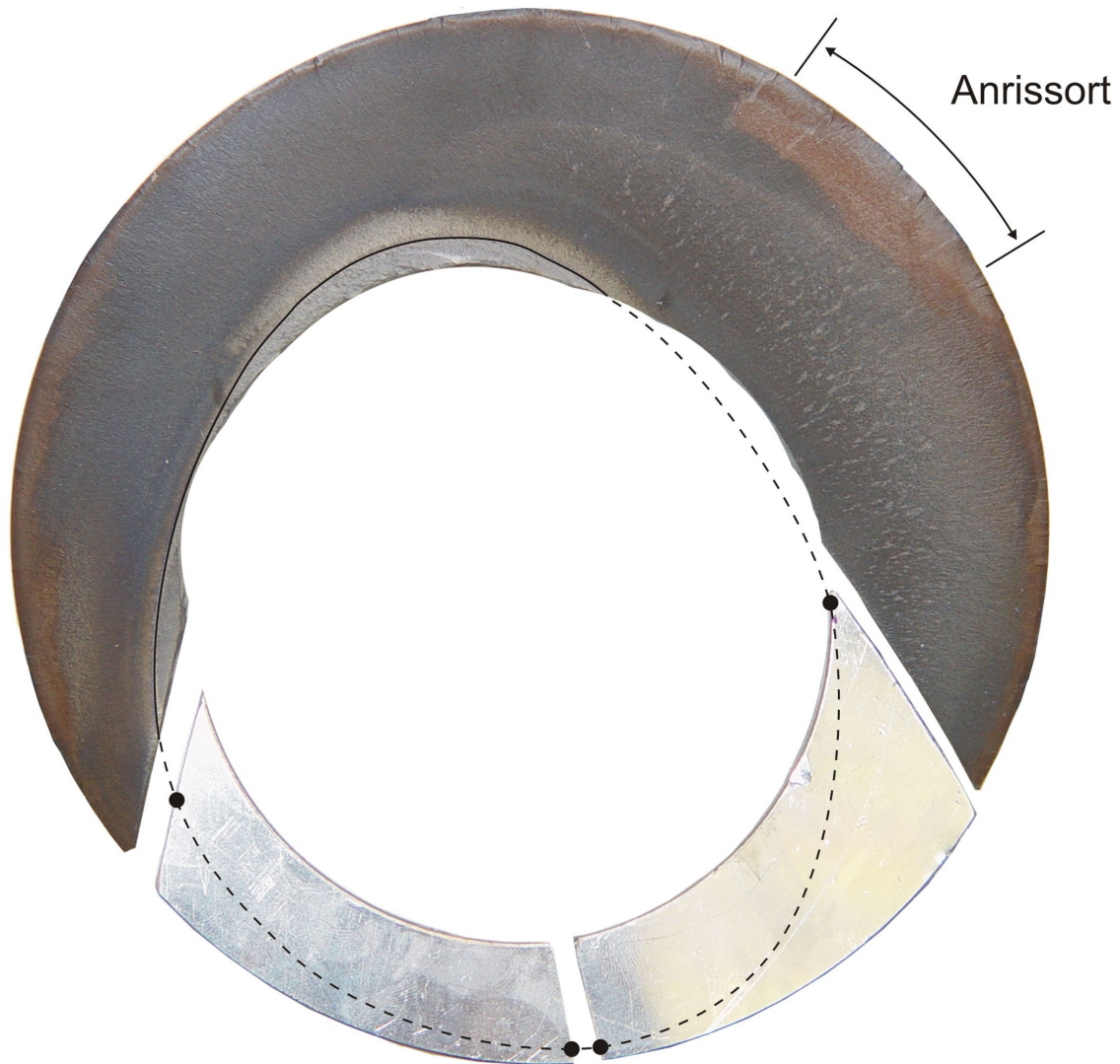


Bild A—42: Bruchfläche der Prüfwelle PA 3 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N) 7.087.000 Lastwechsel bei 110 MPa, Frequenzdifferenz 0,3 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche



- Durch Magnetpulverprüfung bestätigter Rissverlauf
- Sichtbarer Rissverlauf
- - - Vermuteter Rissverlauf

Bild A—43: Bruchfläche der Prüfwelle PA 6 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N) 2.540.000 Lastwechsel bei 120 MPa, Frequenzdifferenz 0,8 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche

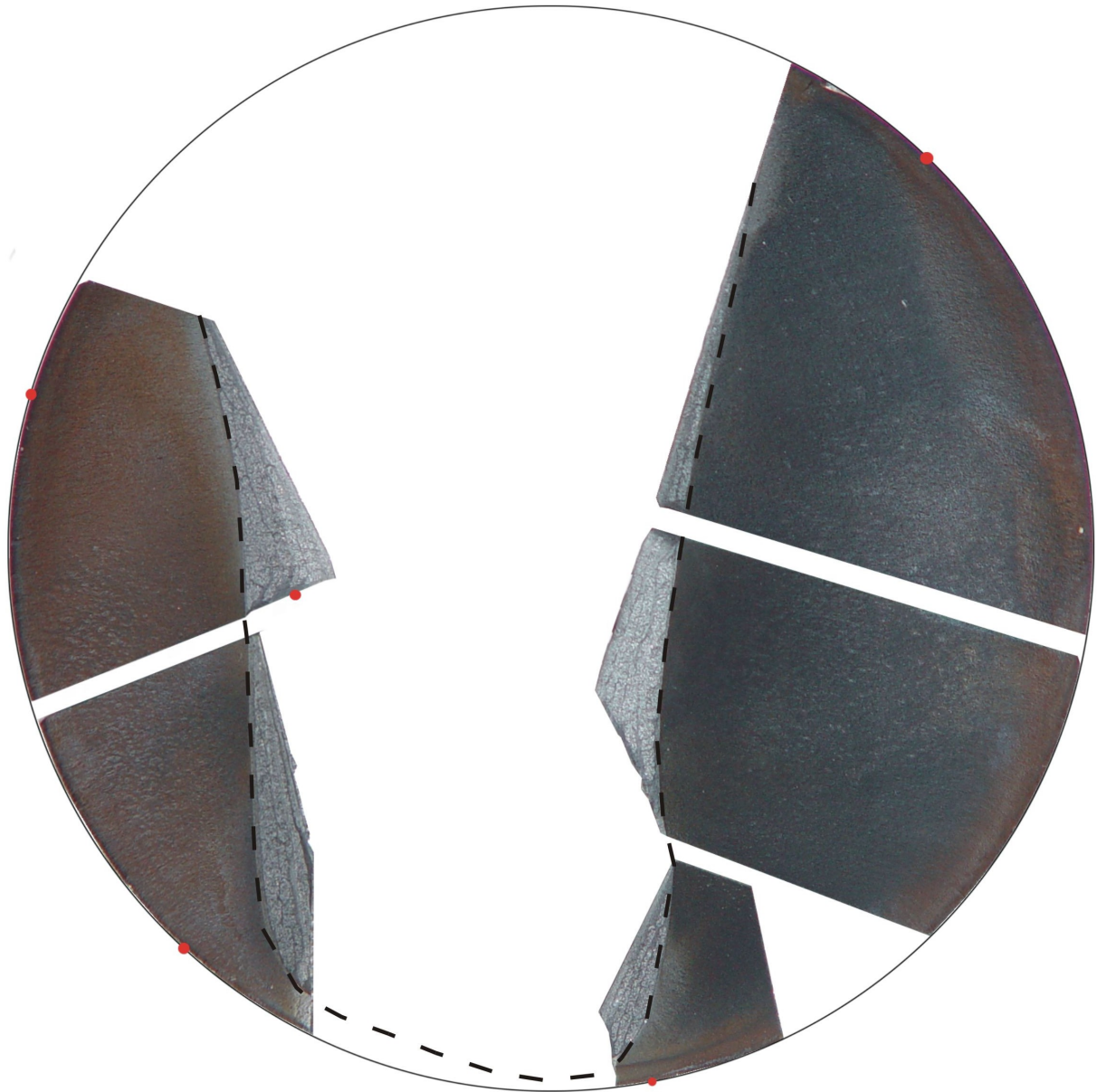


Bild A—44: Bruchfläche der Prüfwelle PA 5 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N) 4.651.000 Lastwechsel bei 110 MPa, Frequenzdifferenz 0,9 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche

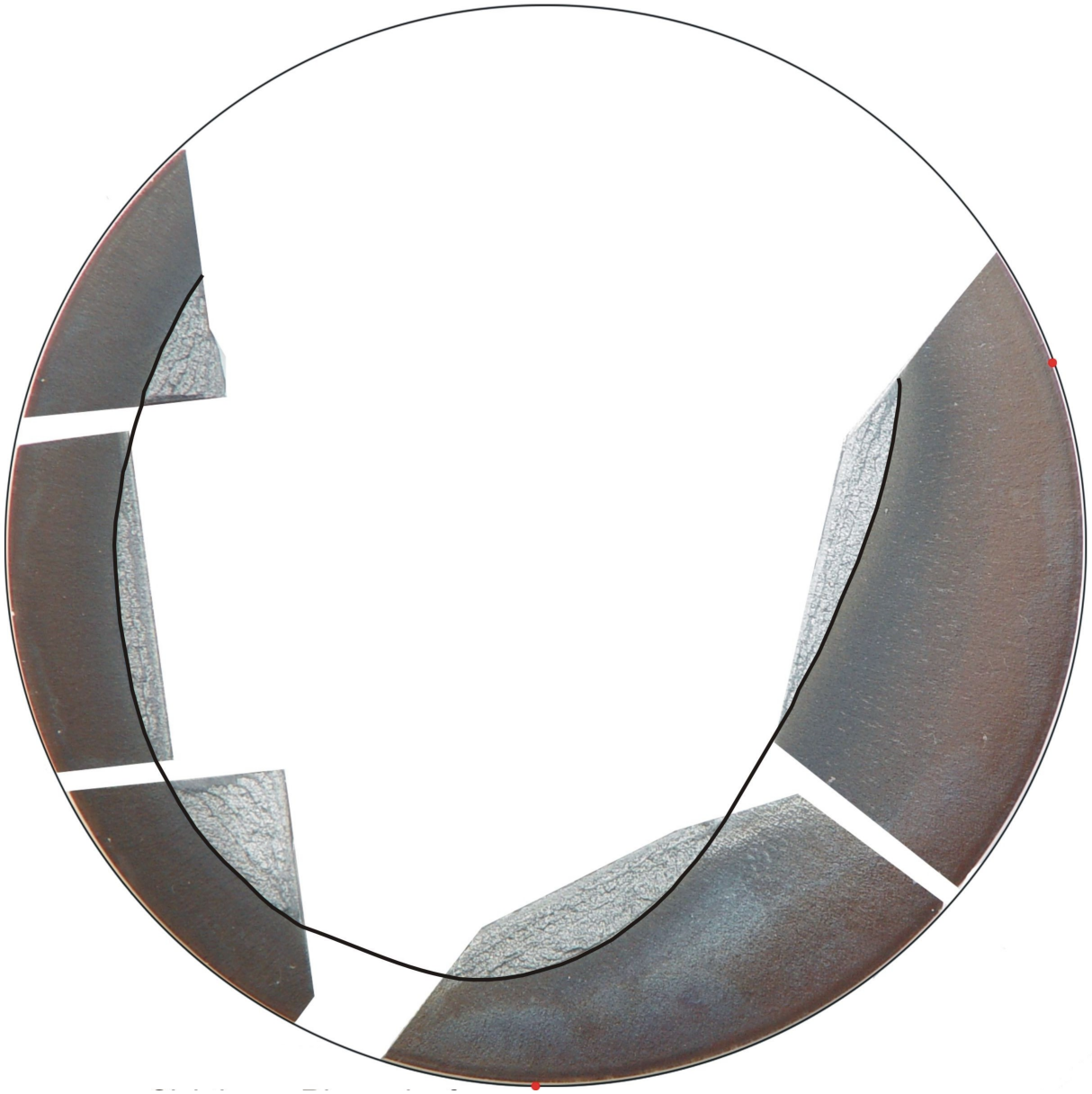


Bild A—45: Bruchfläche der Prüfwelle PA 9 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N) 931.000 Lastwechsel bei 140 MPa, Frequenzdifferenz 0,5 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche

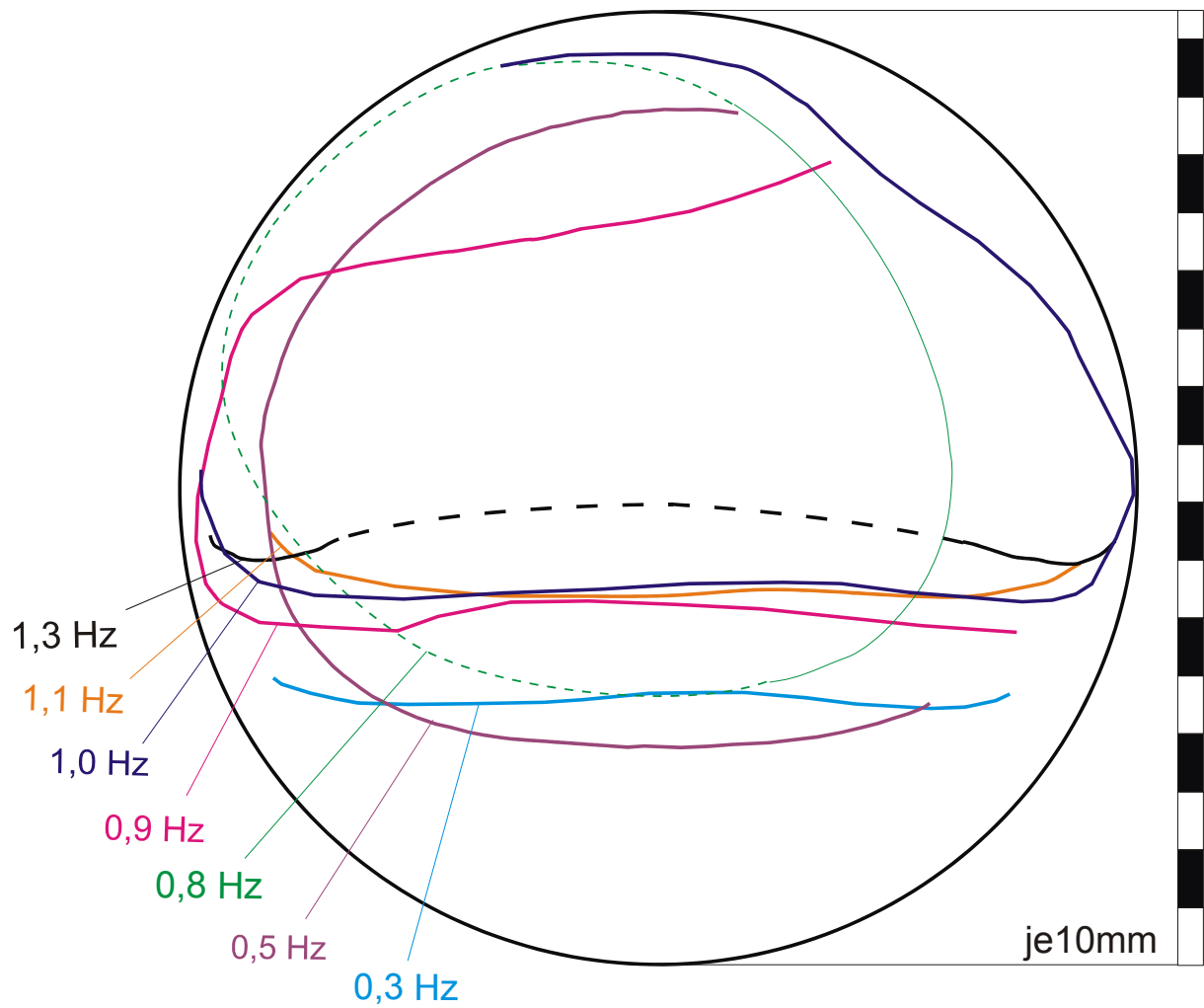


Bild A—46: Übersicht der Schwing- und Restbruchflächen der Versuchsreihe PA (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A1N)



Bild A—47: Bruchfläche der Prüfwelle PC 47 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A5T) 6.183.000 Lastwechsel bei 100 MPa, Frequenzdifferenz 0,8 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche

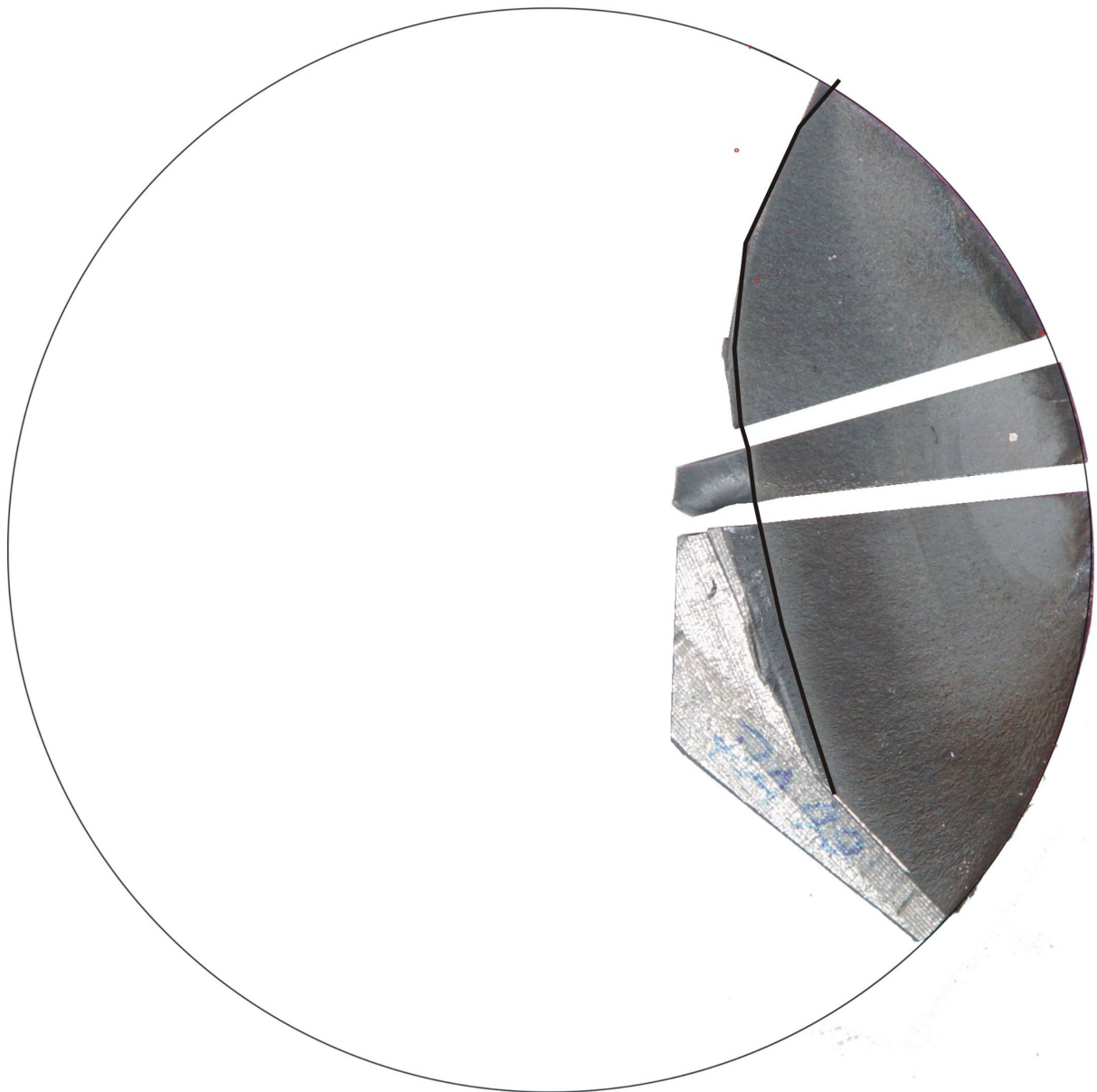


Bild A—48: Bruchfläche der Prüfwelle PC 49 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff A5T) 717.000 Lastwechsel bei 124 MPa, Frequenzdifferenz 0,6 Hz, Blick auf schaftseitige Bruchfläche

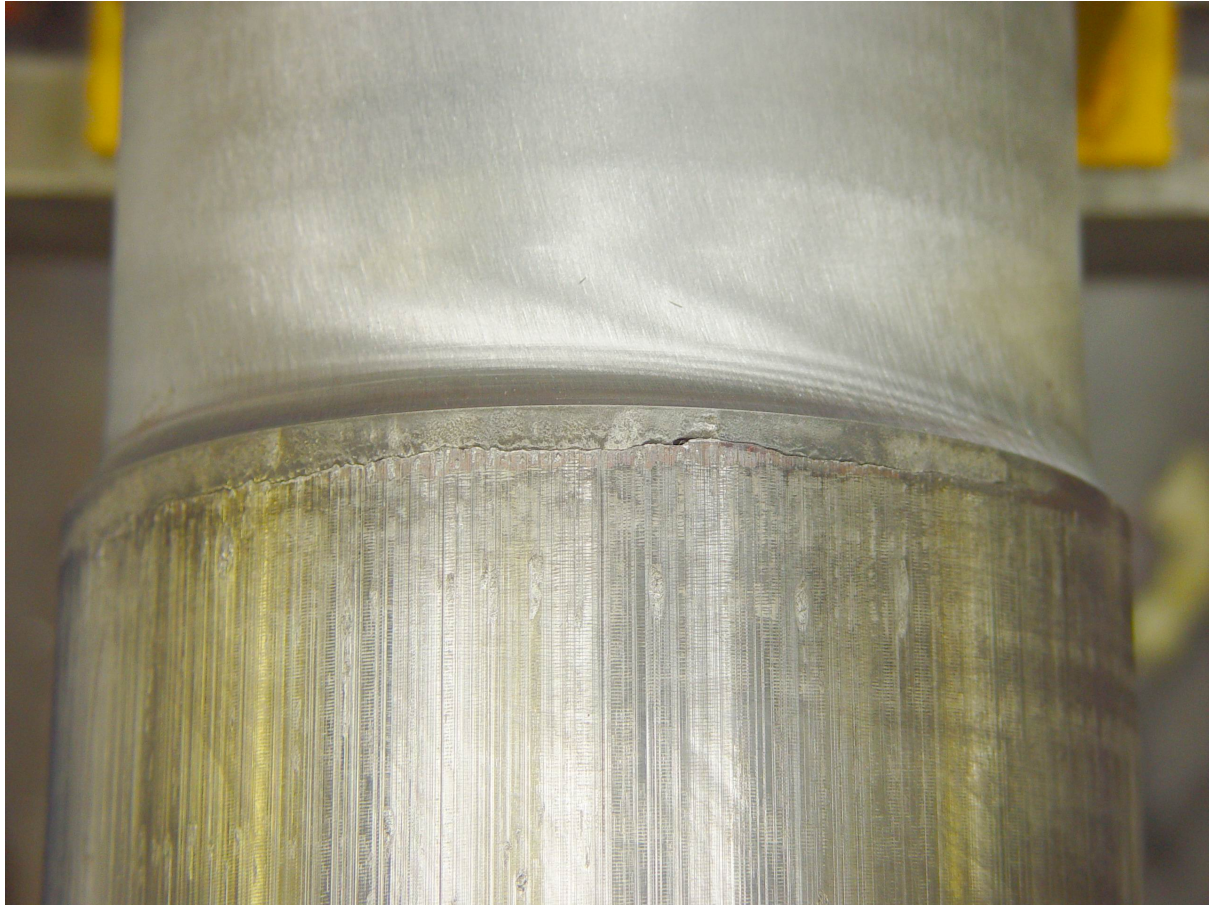


Bild A—49: Bruchlage der Prüfwelle PD 70 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff 34CrNiMo6) 2.067.000 Lastwechsel bei 175 MPa (Nennspannung)



Bild A—50: Bruchfläche der Prüfwelle PD 70 (Versuchsreihe Presssitz, Werkstoff 34CrNiMo6) 2.067.000 Lastwechsel bei 175 MPa (Nennspannung), Blick auf sitzseitige Bruchfläche

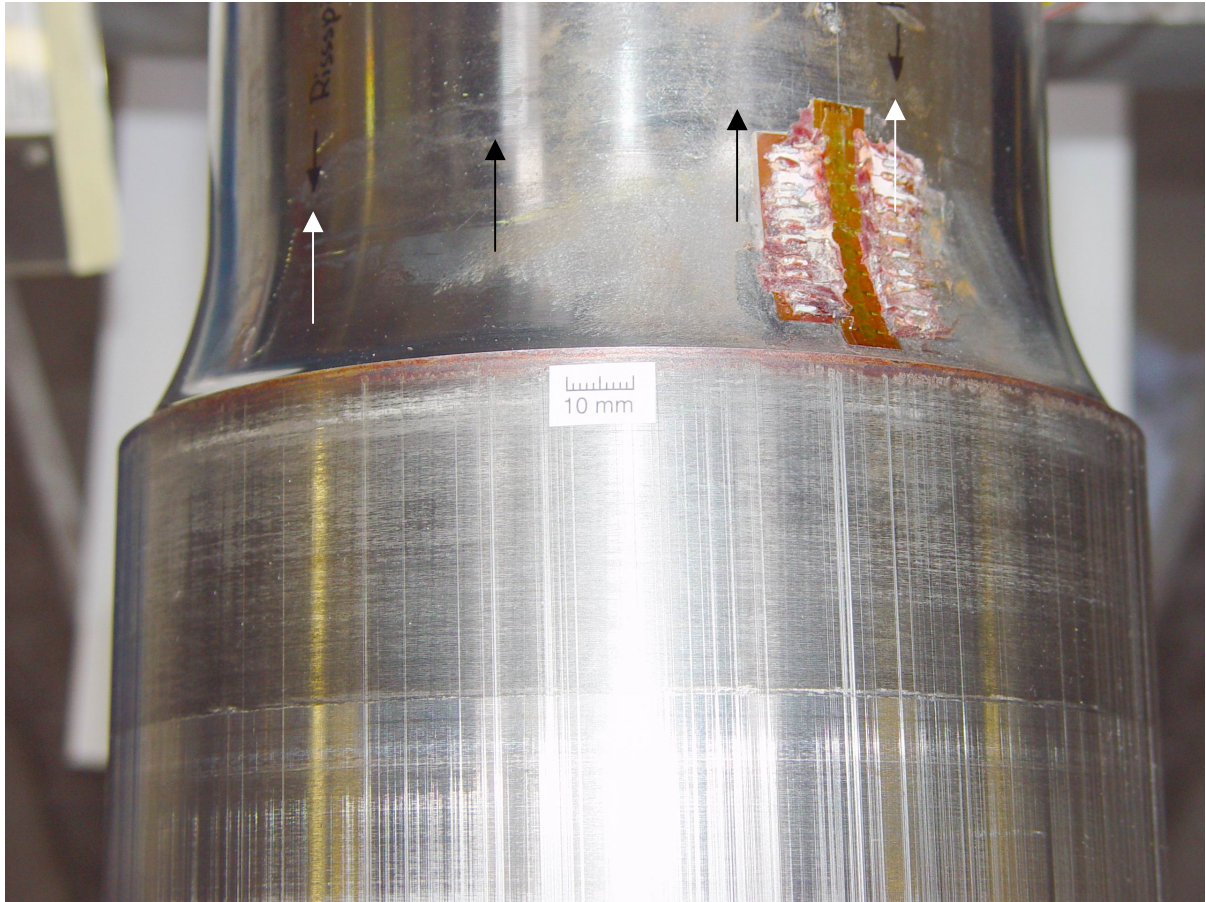


Bild A—51: Bruchlage der Prüfwelle OA13 (Versuchsreihe Freie Oberfläche, Werkstoff A1N) 845.100 Lastwechsel bei 286 MPa (gemessene lokale Spannung)

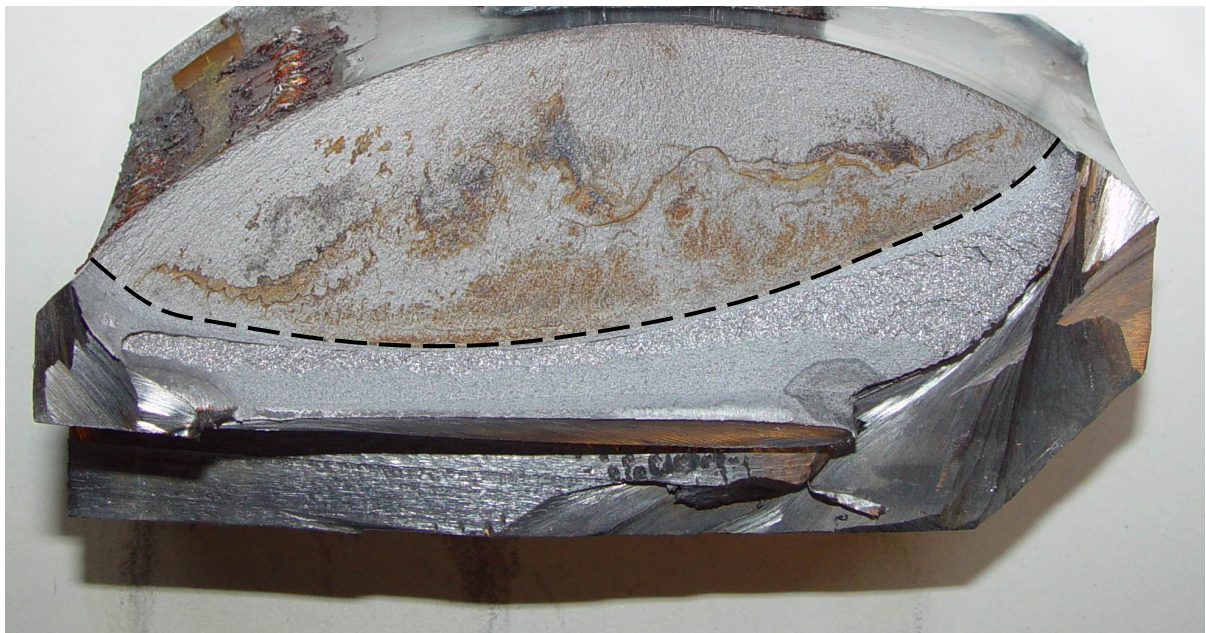


Bild A—52: Bruchfläche der Prüfwelle OA13 (Versuchsreihe Freie Oberfläche, Werkstoff A1N) 845.100 Lastwechsel bei 286 MPa (gemessene lokale Spannung), Blick auf sitzseitige Bruchfläche



Bild A—53: Magnetpulverprüfung von Riss im Sitz der Prüfwellen OD86 (Versuchsreihe Freie Oberfläche, Werkstoff 34CrNiMo6), 2.200.000 Lastwechsel bei 183 MPa (Nennspannungsamplitude im Sitz)

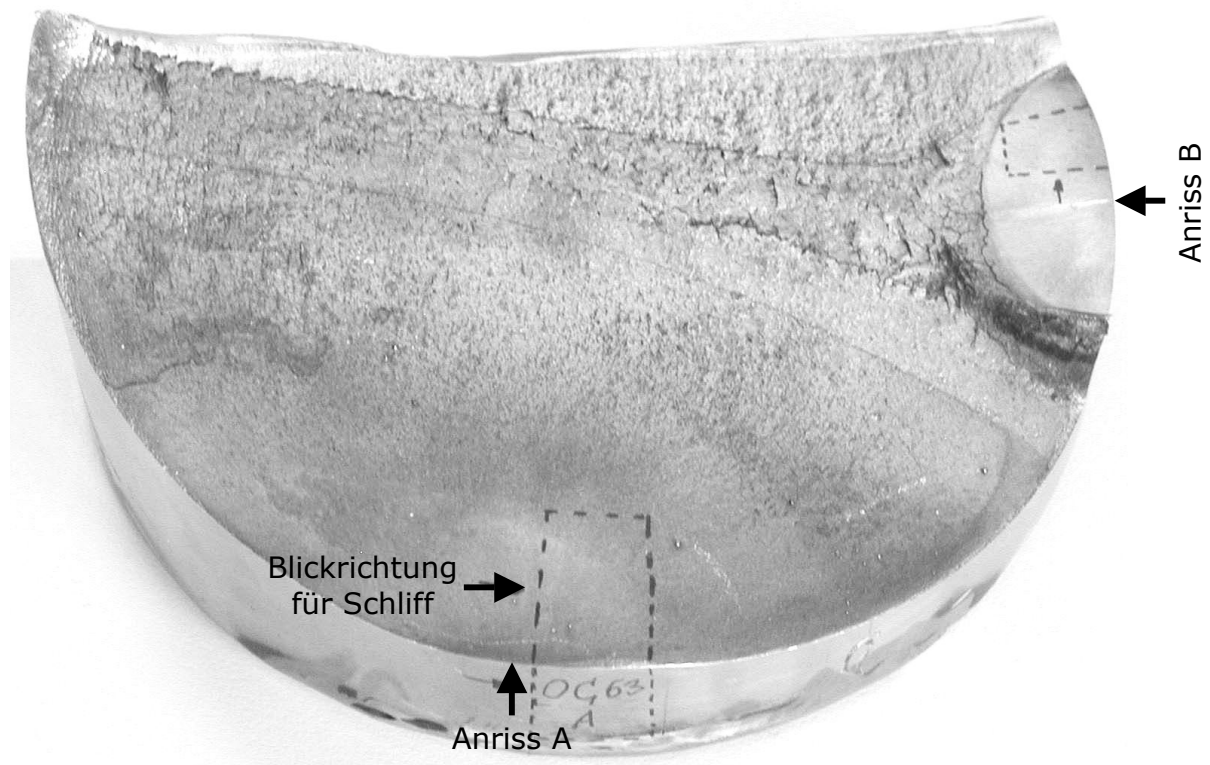


Bild A—54: Übersicht zur Werkstoffentnahme und Schliffrichtung an Welle OC63 (zwei getrennte Anrissorte im Schaftbereich außerhalb der kritischen Zone)



Bild A—55: Gefügebild von Radsatzwelle OC63 (Versuchsreihe A5T – Freie Oberfläche) mit martensitischem Bereich (untere Bildhälfte)



Bild A—56: Übersicht zu Probenentnahme und Schliffrichtung an Radsatz PC49 (Versuchsreihe A5T – Presssitz)

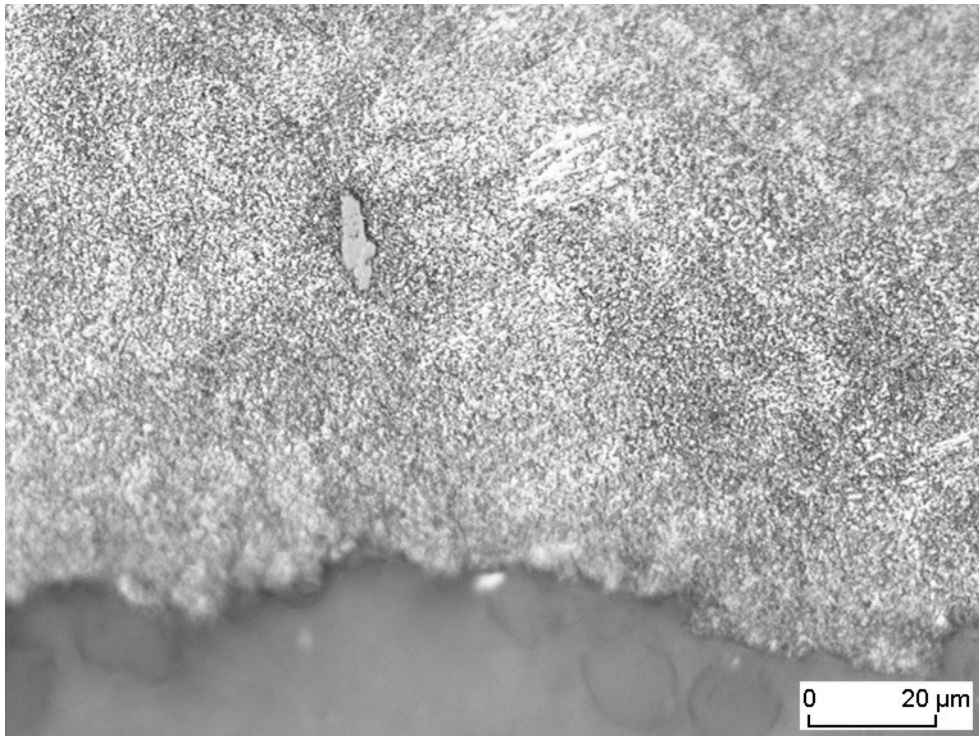


Bild A—57: Gefügebild von Radsatzwelle PC49 (Versuchsreihe A5T – Presssitz) im Bereich der Bruchfläche (unterer Bildrand)

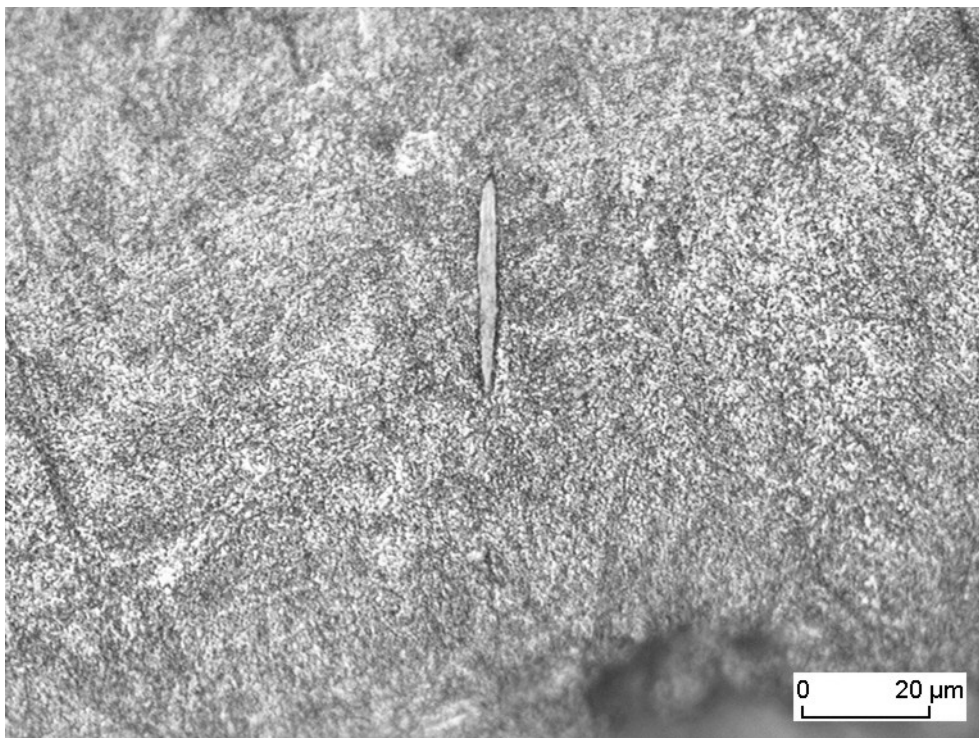


Bild A—58: Gefügebild von Radsatzwelle PC49 (Versuchsreihe A5T – Presssitz) im Bereich der Bruchfläche (unterer Bildrand)

Anhang B Dokumentation Probenversuche

Tafel B-1 bis Tafel B-8

Versuchsprotokolle

Umlaufbiegeprüfung				R = -1			IMAB																																
Material: C35 A1N		Charge: 38 061 aus Welle: OA17			Probenform: 9mm Kt=1																																		
Statische Kennwerte					Versuchsergebnis			Prüfmittel: Schenck Rapid 2777 U/min																															
Chargenmw.		aus Welle		S _{aD50%} [MPa]	Streuung s																																		
R _m [MPa]	590	585		264	0,038																																		
R _e [MPa]	401	351																																					
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																																			
OAG25	270	10.000.000	01.02.2002	<table border="1" style="float: right;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4</td> <td>2</td> <td>8</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>4</td> <td>12</td> <td>36</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>4</td> <td>8</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>5</td> <td>5</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>2</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>17</td> <td>33</td> <td>89</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>				i	f	i-f	P-f	4	2	8	32	3	4	12	36	2	4	8	16	1	5	5	5	0	2	0	0	Σ	17	33	89		F	A	B
i	f	i-f	P-f																																				
4	2	8	32																																				
3	4	12	36																																				
2	4	8	16																																				
1	5	5	5																																				
0	2	0	0																																				
Σ	17	33	89																																				
	F	A	B																																				
OAG21	275	661.834	01.02.2002																																				
OAG29	270	10.000.000	04.02.2002																																				
OAG26	275	226.545	04.02.2002																																				
OAG22	270	1.647.635	07.02.2002																																				
OAG20	265	10.000.000	10.02.2002																																				
OAG27	270	2.465.841	11.02.2002																																				
OAG10	265	1.154.886	14.02.2002																																				
OAG06	260	2.906.989	14.02.2002																																				
OAG11	255	10.000.000	18.02.2002																																				
OAG09	260	4.577.268	22.02.2002																																				
OAG08	255	10.000.000	23.02.2002																																				
OAG28	260	10.000.000	27.02.2002																																				
OAG13	265	1.508.645	28.02.2002																																				
OAG25	260	10.000.000	28.02.2002																																				
OAG23	265	1.610.180	05.03.2002																																				

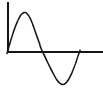

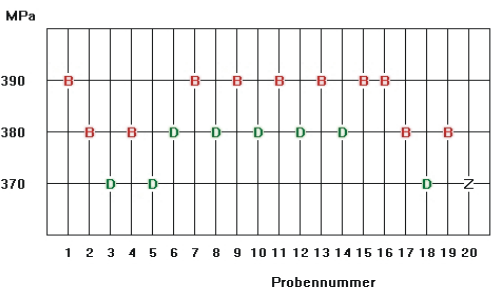
Umlaufbiegeprüfung				R = -1			IMAB																																
Material: C35 A1N		Charge: 38 061 aus Welle: OA17			Probenform: EN13103/4 Kt=4,1																																		
Statische Kennwerte					Versuchsergebnis			Prüfmittel: Schenck Rapid 2777 U/min																															
Chargenmw.		aus Welle		S _{aD50%} [MPa]	Streuung s																																		
R _m [MPa]	590	585		147	0,026																																		
R _e [MPa]	401	351																																					
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																																			
OAK01				<table border="1" style="float: right;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>2</td> <td>6</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>6</td> <td>6</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>2</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>15</td> <td>22</td> <td>44</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>				i	f	i-f	P-f	4	0	0	0	3	2	6	18	2	5	10	20	1	6	6	6	0	2	0	0	Σ	15	22	44		F	A	B
i	f	i-f	P-f																																				
4	0	0	0																																				
3	2	6	18																																				
2	5	10	20																																				
1	6	6	6																																				
0	2	0	0																																				
Σ	15	22	44																																				
	F	A	B																																				
OAK02	170																																						
OAK03	165																																						
OAK04	160	877.405	03.12.2001																																				
OAK05	155	1.064.105	03.12.2001																																				
OAK06	150	10.000.000	07.12.2001																																				
OAK07	155	937.405	07.12.2001																																				
OAK08	150	2.808.280	09.12.2001																																				
OAK09	145	4.594.486	11.12.2001																																				
OAK10	140	10.000.000	14.12.2001																																				
OAK11	145	10.000.000	17.12.2001																																				
OAK12	150	1.624.499	18.12.2001																																				
OAK13	145	10.000.000	21.12.2001																																				
OAK14	150	3.534.834	21.12.2001																																				
OAK15	145	10.000.000	29.12.2001																																				
OAK16	150	2.065.247	03.01.2002																																				
OAK17	145	4.091.244	04.01.2002																																				
OAK18	140	10.000.000	07.01.2002																																				

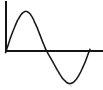
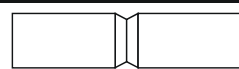
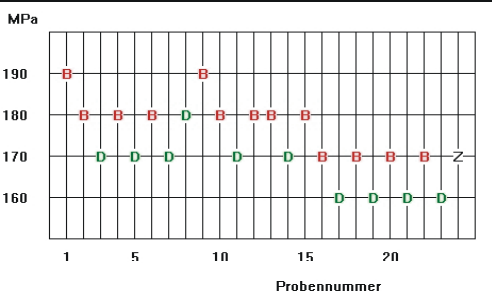
Tafel B-1: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an glatten und gekerbten Kleinproben, Werkstoff A1N

Umlaufbiegeprüfung			R = -1		IMAB																																
Material: 25CrMo4 A4T		Charge: 34 848 aus Welle: OB39		Probenform: 9mm Kt=1																																	
Statische Kennwerte			Versuchsergebnis		Prüfmittel:																																
Chargenmw. aus Welle				S _{aD50%} [MPa]	Schenck Rapid																																
R _m [MPa]	691	697		Streuung s	2777 U/min																																
R _e [MPa]	561	555																																			
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																																	
OBG01	350	10.000.000	31.07.2002	<table border="1" style="float: right;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>2</td> <td>6</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>6</td> <td>12</td> <td>24</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>8</td> <td>8</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>20</td> <td>26</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Γ</td> <td>A</td> <td>D</td> </tr> </tbody> </table>		i	f	i-f	P-f	3	2	6	18	2	6	12	24	1	8	8	8	0	4	0	0	0	0	0	0	Σ	20	26	50		Γ	A	D
i	f	i-f	P-f																																		
3	2	6	18																																		
2	6	12	24																																		
1	8	8	8																																		
0	4	0	0																																		
0	0	0	0																																		
Σ	20	26	50																																		
	Γ	A	D																																		
OBG02	370	248.728	05.08.2002																																		
OBG03	360	10.000.000	08.08.2002																																		
OBG04	370	676.199	08.08.2002																																		
OBG05	360	10.000.000	12.08.02																																		
OBG06	370	10.000.000	16.08.2002																																		
OBG07	380	5.444.469	18.08.2002																																		
OBG08	370	10.000.000	21.08.2002																																		
OBG09	380	10.000.000	24.08.2002																																		
OBG10	390	2.113.179	24.08.2002																																		
OBG11	380	10.000.000	27.08.2002																																		
OBG12	390	230.374	27.08.2002																																		
OBG13	380	168.980	27.08.2002																																		
OBG14	370	10.000.000	30.08.2002																																		
OBG15	380	220.256	02.09.2002																																		
OBG16	370	1.157.374	03.09.2002																																		
OBG17	360	10.000.000	06.09.2002																																		
OBG18	370	10.000.000	09.09.2002																																		
OBG19	380	339.756	09.09.2002																																		
OBG20	370	2.275.647	10.09.2002																																		

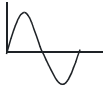

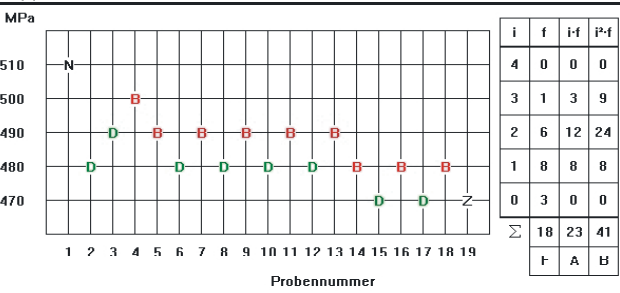
Umlaufbiegeprüfung			R = -1		IMAB																												
Material: 25CrMo4 A4T		Charge: 34 848 aus Welle: OB39		Probenform: EN13103/4 Kt=4,1																													
Statische Kennwerte			Versuchsergebnis		Prüfmittel:																												
Chargenmw. aus Welle				S _{aD50%} [MPa]	Schenck Rapid																												
R _m [MPa]	691	697		Streuung s	2777 U/min																												
R _e [MPa]	561	555																															
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																													
OBK01	190	1.092.444	17.09.2002	<table border="1" style="float: right;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>3</td> <td>9</td> <td>27</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>8</td> <td>16</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>7</td> <td>7</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>2</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>20</td> <td>32</td> <td>66</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Γ</td> <td>A</td> <td>D</td> </tr> </tbody> </table>		i	f	i-f	P-f	3	3	9	27	2	8	16	32	1	7	7	7	0	2	0	0	Σ	20	32	66		Γ	A	D
i	f	i-f	P-f																														
3	3	9	27																														
2	8	16	32																														
1	7	7	7																														
0	2	0	0																														
Σ	20	32	66																														
	Γ	A	D																														
OBK02	180	273.772	17.09.2002																														
OBK03	170	10.000.000	20.09.2002																														
OBK04	180	1.171.485	21.09.2002																														
OBK05	170	10.000.000	24.09.2002																														
OBK06	180	6.120.810	27.09.2002																														
OBK07	170	10.000.000	30.09.2002																														
OBK08	180	9.233.621	02.10.2002																														
OBK09	170	704.054	02.10.2002																														
OBK10	160	10.000.000	07.10.2002																														
OBK11	170	1.219.992	08.10.2002																														
OBK12	160	10.000.000	11.10.2002																														
OBK13	170	10.000.000	14.10.2002																														
OBK14	180	10.000.000	17.10.2002																														
OBK15	190	901.051	17.10.2002																														
OBK16	180	10.000.000	21.10.2002																														
OBK17	190	1.160.246	24.10.2002																														
OBK18	180	548.087	28.10.2002																														
OBK19	180	10.000.000	03.11.2002																														

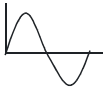

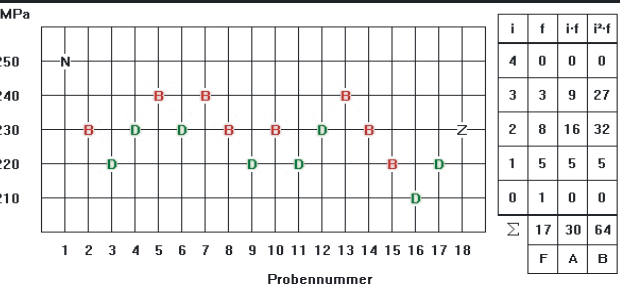
Tafel B-2: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an glatten und gekerbten Kleinproben, Werkstoff A4T

Umlaufbiegeprüfung				R = -1		IMAB																								
Material: 42CrMo4 A5T		Charge: aus Welle: OC63		45555		Probenform: 9mm Kt=1																								
Statische Kennwerte				Versuchsergebnis			Prüfmittel:																							
Chargenmw.		aus Welle		S _{aD50%} [MPa]		Schenck Rapid																								
R _m [MPa]	793	782		382		2777 U/min																								
R _e [MPa]	608	575		Streuung s																										
				382		0,010																								
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																										
OCG01	390	336.463	18.03.2002	 <table border="1" style="float: right; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2</td> <td>7</td> <td>14</td> <td>28</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>9</td> <td>9</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>20</td> <td>23</td> <td>37</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>			i	f	i-f	P-f	2	7	14	28	1	9	9	9	0	4	0	0	Σ	20	23	37		F	A	B
i	f	i-f	P-f																											
2	7	14	28																											
1	9	9	9																											
0	4	0	0																											
Σ	20	23	37																											
	F	A	B																											
OCG02	380	5.073.773	19.03.2002																											
OCG03	370	10.000.000	23.03.2002																											
OCG04	380	1.904.410	24.03.2002																											
OCG05	370	10.000.000	28.03.2002																											
OCG06	380	10.000.000	01.04.2002																											
OCG07	390	849.812	02.04.2002																											
OCG08	380	10.000.000	05.04.2002																											
OCG09	390	5.352.755	08.04.2002																											
OCG10	380	10.000.000	11.04.2002																											
OCG11	390	2.015.901	12.04.2002																											
OCG12	380	10.000.000	15.04.2002																											
OCG13	390	891.945	15.04.2002																											
OCG14	380	10.000.000	18.04.2002																											
OCG15	390	699.340	18.04.2002																											
OCG16	390	1.311.827	22.04.2002																											
OCG17	380	1.023.964	22.04.2002																											
OCG18	370	10.000.000	25.04.2002																											
OCG19	380	885.364	25.04.2002																											


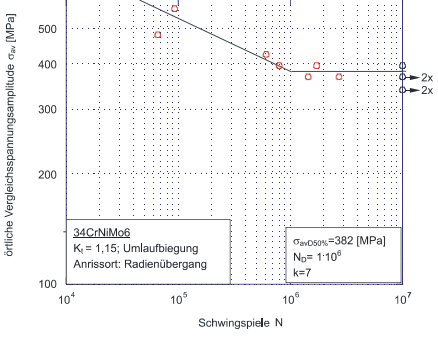
Umlaufbiegeprüfung				R = -1		IMAB																												
Material: 42CrMo4 A5T		Charge: aus Welle: OC63		45555		Probenform: EN13103/4 Kt=4,1																												
Statische Kennwerte				Versuchsergebnis			Prüfmittel:																											
Chargenmw.		aus Welle		S _{aD50%} [MPa]		Schenck Rapid																												
R _m [MPa]	793	782		173		2777 U/min																												
R _e [MPa]	608	575		Streuung s																														
				173		0,038																												
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																														
OCK01	190	1.545.328	25.04.2002	 <table border="1" style="float: right; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>2</td> <td>6</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>8</td> <td>16</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>10</td> <td>10</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>24</td> <td>32</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>			i	f	i-f	P-f	3	2	6	18	2	8	16	32	1	10	10	10	0	4	0	0	Σ	24	32	60		F	A	B
i	f	i-f	P-f																															
3	2	6	18																															
2	8	16	32																															
1	10	10	10																															
0	4	0	0																															
Σ	24	32	60																															
	F	A	B																															
OCK02	180	764.555	25.04.2002																															
OCK03	170	10.000.000	28.04.2002																															
OCK04	180	500.852																																
OCK05	170	10.000.000	02.05.2002																															
OCK06	180	1.988.495	03.05.2002																															
OCK07	170	10.000.000	06.05.2002																															
OCK08	180	10.000.000	11.05.2002																															
OCK09	190	1.047.022	12.05.2002																															
OCK10	180	1.007.088	13.05.2002																															
OCK11	170	10.000.000	16.05.2002																															
OCK12	180	1.583.739	17.05.2002																															
OCK13	180	1.523.903	20.05.2002																															
OCK14	170	10.000.000	23.05.2002																															
OCK15	180	1.417.861	24.05.2002																															
OCK16	170	2.022.173	24.05.2002																															
OCK17	160	10.000.000	27.05.2002																															
OCK18	170	6.336.173	29.05.2002																															
OCK19	160	10.000.000	03.06.2002																															
OCK20	170	1.216.470	05.06.2002																															
OCK21	160	10.000.000	10.06.2002																															
OCK22	170	2.151.623	12.06.2002																															
OCK23	160	10.000.000	17.06.2002																															

Tafel B-3: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an glatten und gekerbten Kleinproben, Werkstoff A5T

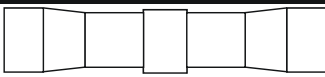
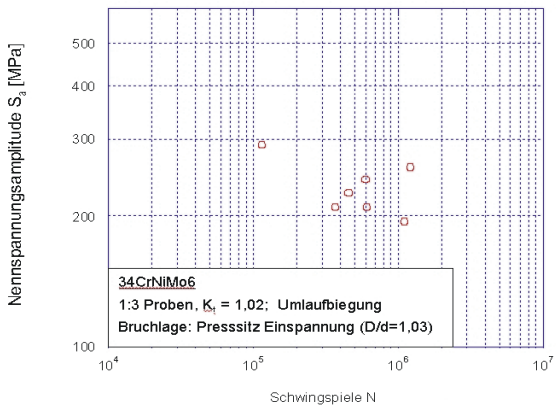
Umlaufbiegeprüfung			R = -1		IMAB																																
Material: 34CrNiMo6		Charge: 43 483 aus Welle: OD84		Probenform: 9mm Kt=1																																	
Statische Kennwerte			Versuchsergebnis		Prüfmittel:																																
Chargenmw. aus Welle				S _{aD50%} [MPa]	Schenck Rapid																																
R _m [MPa]	1030	1045	483		2777 U/min																																
R _e [MPa]	931	943	0,020																																		
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																																	
ODG01	510	163.174	21.11.2002	 <table border="1" style="float: right; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1</td> <td>3</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>6</td> <td>12</td> <td>24</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>8</td> <td>8</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>3</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>18</td> <td>23</td> <td>41</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>		i	f	i-f	P-f	4	0	0	0	3	1	3	9	2	6	12	24	1	8	8	8	0	3	0	0	Σ	18	23	41		F	A	B
i	f	i-f	P-f																																		
4	0	0	0																																		
3	1	3	9																																		
2	6	12	24																																		
1	8	8	8																																		
0	3	0	0																																		
Σ	18	23	41																																		
	F	A	B																																		
ODG02	480	10.000.000	25.11.2002																																		
ODG03	490	10.000.000	28.11.2002																																		
ODG04	500	335.839	29.11.2002																																		
ODG05	490	618.906	29.11.2002																																		
ODG06	480	10.000.000	09.01.2003																																		
ODG07	490	1.035.328	10.01.2003																																		
ODG08	480	10.000.000	13.01.2003																																		
ODG09	490	404.184	13.01.2003																																		
ODG10	480	10.000.000	16.01.2003																																		
ODG11	490	902.543	17.01.2003																																		
ODG12	480	10.000.000	20.01.2003																																		
ODG13	490	698.344	20.01.2003																																		
ODG14	480	665.243	21.01.2003																																		
ODG15	470	10.000.000	24.01.2003																																		
ODG16	480	1.317.371	27.01.2003																																		
ODG17	470	10.000.000	31.01.2003																																		
ODG18	480	1.289.090	03.02.2003																																		

Umlaufbiegeprüfung			R = -1		IMAB																																
Material: 34CrNiMo6		Charge: 43 483 aus Welle: OD84		Probenform: EN13103/4 Kt=4,1																																	
Statische Kennwerte			Versuchsergebnis		Prüfmittel:																																
Chargenmw. aus Welle				S _{aD50%} [MPa]	Schenck Rapid																																
R _m [MPa]	1030	1045	228		2777 U/min																																
R _e [MPa]	931	943	0,061																																		
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Treppenstufenverfahren																																	
ODK01	250	570.667	04.11.2002	 <table border="1" style="float: right; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>i</th> <th>f</th> <th>i-f</th> <th>P-f</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>3</td> <td>9</td> <td>27</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>8</td> <td>16</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>5</td> <td>5</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Σ</td> <td>17</td> <td>30</td> <td>64</td> </tr> <tr> <td></td> <td>F</td> <td>A</td> <td>B</td> </tr> </tbody> </table>		i	f	i-f	P-f	4	0	0	0	3	3	9	27	2	8	16	32	1	5	5	5	0	1	0	0	Σ	17	30	64		F	A	B
i	f	i-f	P-f																																		
4	0	0	0																																		
3	3	9	27																																		
2	8	16	32																																		
1	5	5	5																																		
0	1	0	0																																		
Σ	17	30	64																																		
	F	A	B																																		
ODK02	230	2.269.655	05.11.2002																																		
ODK03	220	10.000.000	08.11.2002																																		
ODK04	230	10.000.000	12.11.2002																																		
ODK05	240	902.402	13.11.2002																																		
ODK06	230	10.000.000	17.11.2002																																		
ODK07	240	2.163.910	18.11.2002																																		
ODK08	230	3.759.494	21.11.2002																																		
ODK09	220	10.000.000	02.12.2002																																		
ODK10	230	4.355.947	05.12.2003																																		
ODK11	220	10.000.000	09.12.2002																																		
ODK12	230	10.000.000	12.12.2002																																		
ODK13	240	355.300	12.12.2002																																		
ODK14	230	7.340.456	15.12.2002																																		
ODK15	220	1.231.821	16.12.2002																																		
ODK16	210	10.000.000	19.12.2002																																		
ODK17	220	10.000.000	06.01.2003																																		

Tafel B-4: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an glatten und gekerbten Kleinproben, Werkstoff 34CrNiMo6

Umlaufbiegeprüfung				R = -1	IMAB	
Material: 34CrNiMo6		Charge: aus Welle:		48656	Probenform: d=42mm Kt=1,15 	
Statische Kennwerte				Versuchsergebnis		Prüfmittel:
Chargenmw.		aus Welle		$\sigma_{aVD50\%}$ [MPa]	Streuung s	Schenck Bertha
R _m [MPa]	957	942		382 (wintrepp)	376 (MaxLi)	850 U/min
R _e [MPa]	849	825				
lfd. Nr.	$\sigma_{\text{ort},R}$ [MPa]	N	Datum	Bruch freie Oberfläche		
112-1	575	93.232	03.05.2002			
103	488	65.137	27.02.2002			
106	431	604.400	17.03.2002			
107.2	402	792.837	20.03.2002			
110	373	2.711.026	18.04.2002			
112.2	373	10.000.000	13.05.2002			
108.3	373	1.452.632	02.04.2002			
109	345	10.000.000	15.04.2002			
114	373	10.000.000	31.05.2002			
113	402	1.716.561	22.05.2002			
111	345	10.000.000	29.04.2002			
115	402	10.000.000	10.06.2002			

Tafel B-5: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6, Bruchlage: freie Oberfläche

Umlaufbiegeprüfung				R = -1	IMAB	
Material: 34CrNiMo6		Charge: aus Welle:		48656	Probenform: d=53mm Kt=1,02 	
Statische Kennwerte				Versuchsergebnis		Prüfmittel:
Chargenmw.		aus Welle		S _{aD50%} [MPa]	Streuung s	Schenck Bertha
R _m [MPa]	957	942		850 U/min		
R _e [MPa]	849	825				
lfd. Nr.	[MPa]	N	Datum	Bruch im Presssitz		
101	291	113407	12.02.2002			
102	259	1221011	15.02.2002			
103	243	600000	26.02.2002			
104-1	226	452632	05.03.2002			
104-2	210	370000	11.03.2002			
105-1	210	610000	13.03.2002			
108-1	194	1096664	26.03.2002			

Tafel B-6: Ergebnisse Umlaufbiegeversuche an 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6, Bruchlage: Presssitz

Probe	$\frac{n_{\ddot{U}}}{n_{\ddot{U}} + n_D}$ [%]	Abfolge $n_D / n_{\ddot{U}}$	$N_{\ddot{U}} + N_D$	$N_{\ddot{U}}$
301	0,05	100.000 / 50	10^7	5.000
302		200.000 / 100	10^7	5.000
311	0,20	50.000 / 100	6.400.000	12.800
312			10^7	19.900
312			10^7	19.900
308		100.000 / 200	589.000	1.200
310			1.066.000	3.200
311			10^7	19.900
303	1,96	5.000 / 100	1.587.000	31.100
307		7.500 / 150	9.928.000	194.700
306		10.000 / 200	1.743.000	34.200
305		10.000 / 200	4.245.000	83.200
302	9,09	1.000 / 100	535.000	48.600
301		2.000 / 200	657.000	59.700

Tafel B-7: Ergebnisse Überlastversuche 1:3-Wellen aus 34CrNiMo6

Anhang B Dokumentation Probenversuche

Laststeigerungsversuche	Werkstoff: 34CrNiMo6	Umlaufbiegung R=-1	Seite 1 von 1
1:3-Proben	Statische Kennwerte: R _m = 942 [MPa] R _{p0,2} = 825 [MPa]		Prüfmittel: Schenk PUG / Bertha

Probenr. S _A [MPa]	201	202	401	402	403	404	405	406
205	10 ⁶	3·10 ⁶	/	/	/	/	/	3·10 ⁶
240	10 ⁶	2.374.000	/	3·10 ⁶	/	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶
275	10 ⁶		/	3·10 ⁶	/	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶
310	10 ⁶		3·10 ⁶	532.746	/	3·10 ⁶	825.464	3·10 ⁶
345	10 ⁶		3·10 ⁶		/	460.403		338.474
380	111.000		463.497		/			
410					/			
Datum:	01.08.2003		15.09.03	29.09.03	/	23.10.03	01.11.03	15.12.03
Bemerkung:		Maschinenschaden; keine Wertung			nicht gewertet			

Probenr. S _A [MPa]	407	408	409	410	411	412	413	414
205	3·10 ⁶	/	/	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	/
240	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶
275	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶
310	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	1.745.142	3·10 ⁶	475.492	3·10 ⁶
345	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶	3·10 ⁶		1.805.283		3·10 ⁶
380	549.175	637.634	520.548	3·10 ⁶				276.390
410				199.545				
Datum:	04.01.04	22.01.04	05.02.04	08.03.04	17.03.04	02.04.04	13.04.04	14.05.04
Bemerkung:								Riss in Schaftmitte

Auswertung nach Maximum-Likelihood

- 414 gewertet normal

	-
Erwartungswert	344
Streuung	0,132
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	266 bis 447

- 414 nur Durchläufer

	-
Erwartungswert	346
Streuung	0,138
Konfidenzbereich des Erwartungswertes	264 bis 455

Tafel B-8: Ergebnisse Laststeigerungsversuche an 1:3-Proben

Bild B-1 bis Bild B-54 Prüfkörper

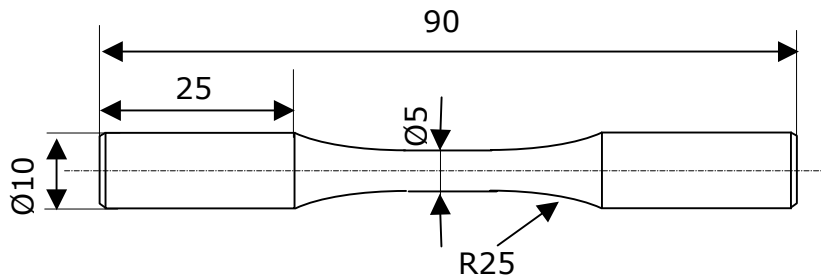


Bild B-1: Zugprobengeometrie

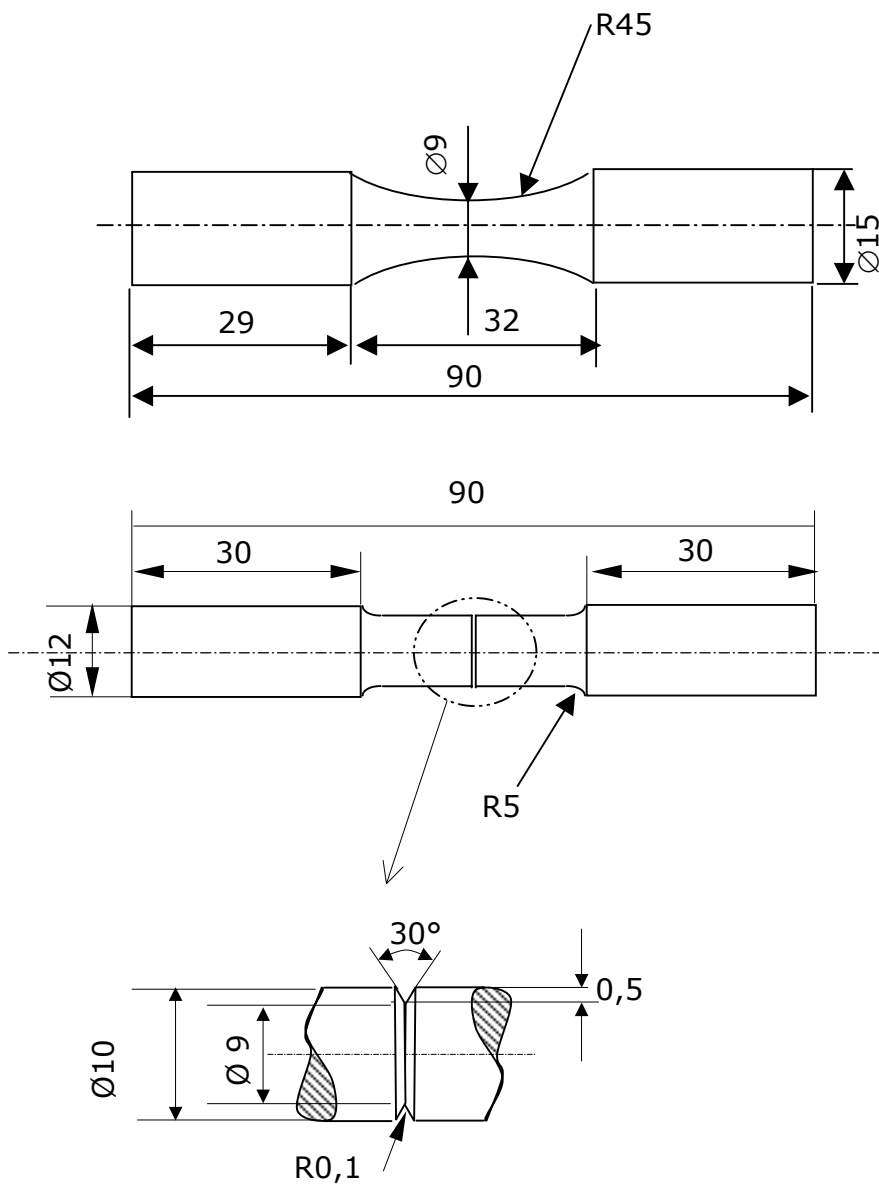


Bild B-2: Abmessungen von glatten und gekerbten Kleinproben für Umlaufbiegeversuche

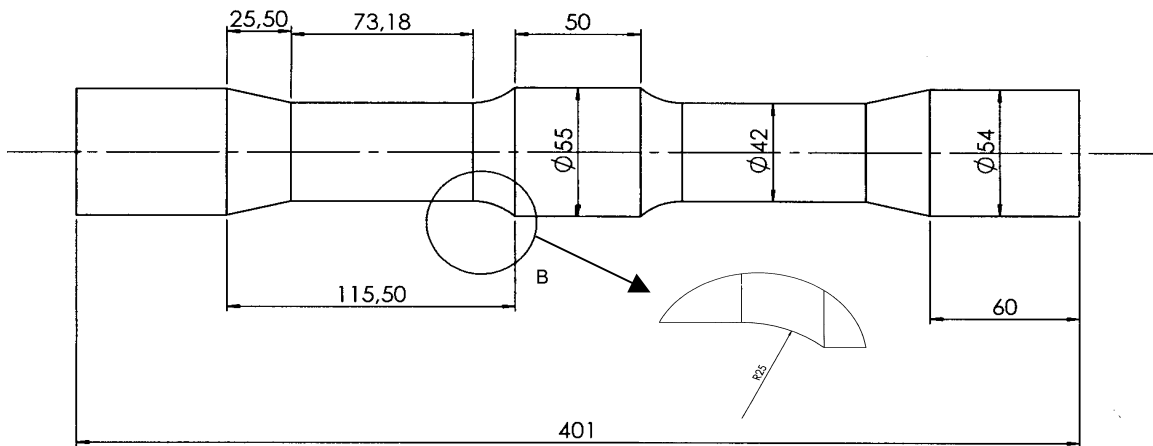


Bild B—3: Probengeometrie von 1:3-Wellen für Umlaufbiegeversuche

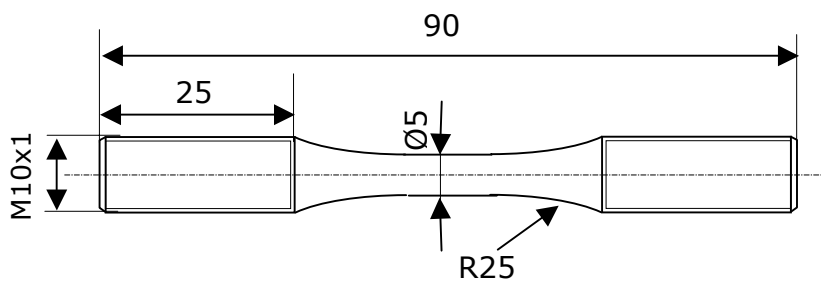


Bild B—4: Probengeometrie für LCF-Versuche

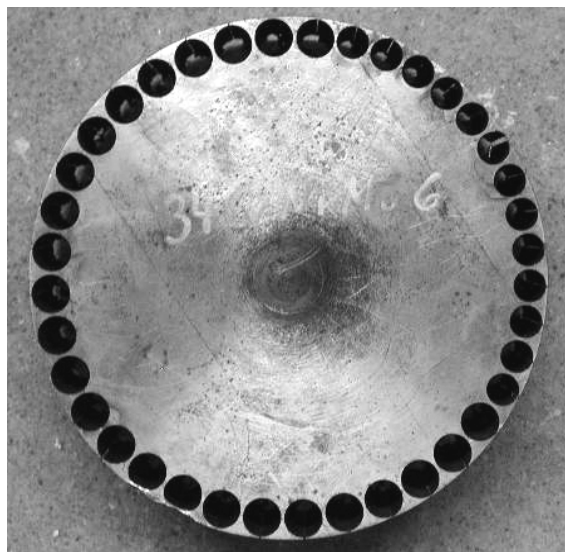


Bild B—5: Entnahmeort der Proben für Zug-, Umlaufbiege- und LCF-Versuche aus dem Schmiedeende einer 1:1-Welle

Prüfmittel

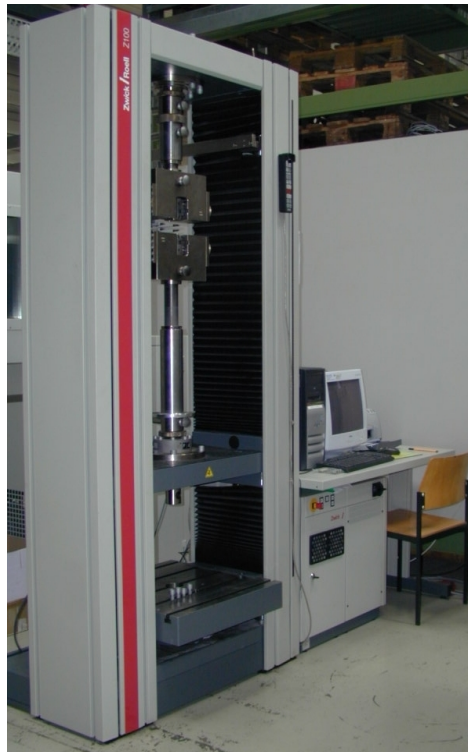


Bild B—6: Universal-Zugprüfmaschine vom Typ Zwick ZS100

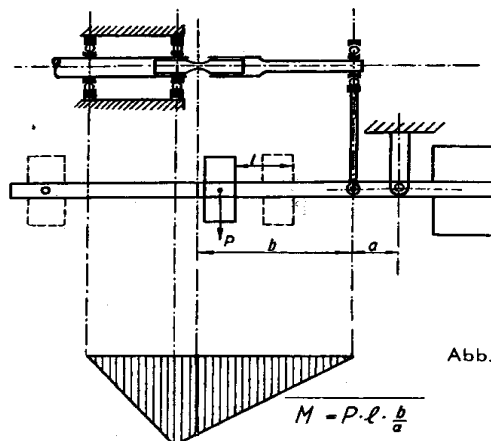
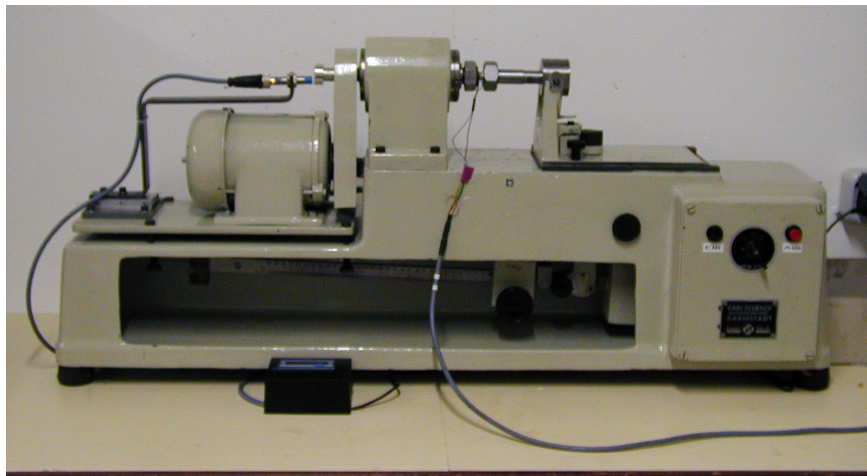


Abb. 3

Bild B—7: Umlaufbiegeprüfmaschine für Kleinproben, Typ Schenck Rapid, darunter: Belastungsschema

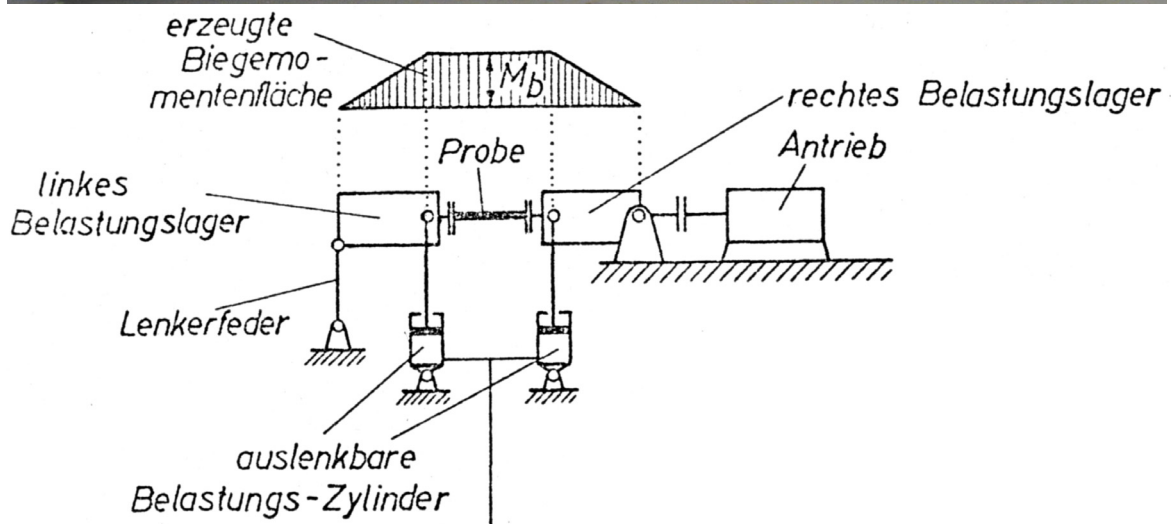


Bild B—8: Neuaufgebaute Umlaufbiegemaschine auf Basis einer Schenck PUG/Bertha, darunter: Belastungsschema



Bild B—9: Oberflächenmessgerät vom Typ Perthometer S3P/PGK

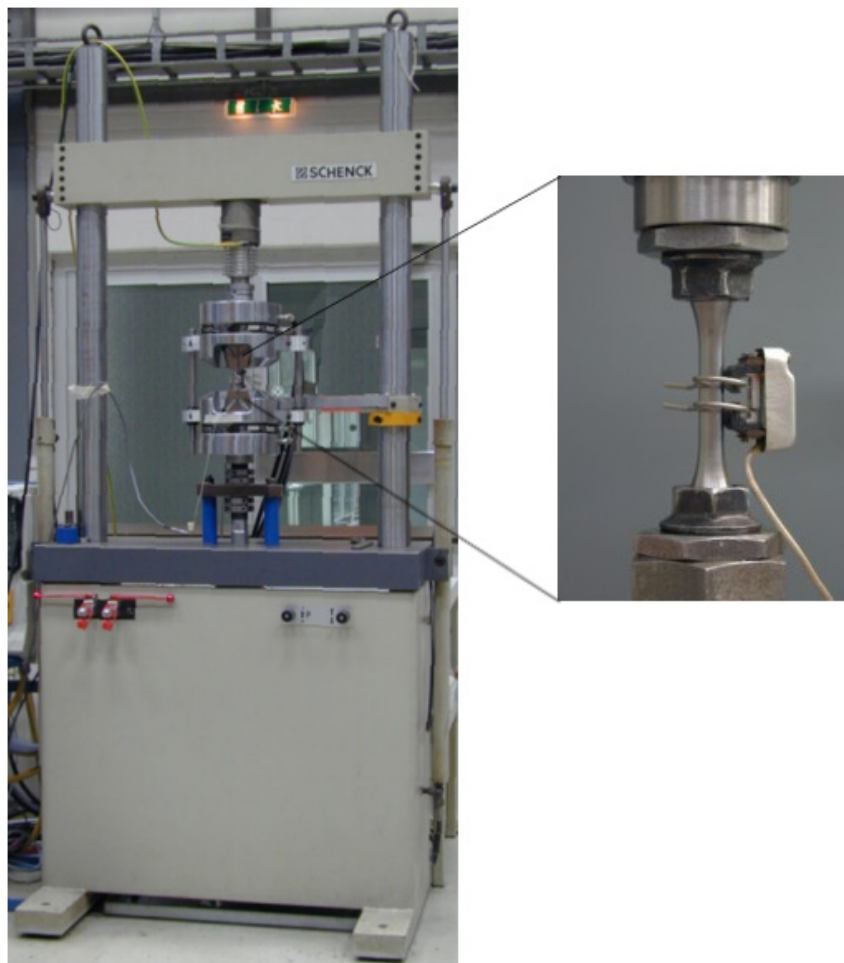


Bild B—10: Servohydraulischer Prüfstand zur Durchführung von LCF-Versuchen, Detail: eingebaute Probe mit Dehnungsaufnehmer

Werkstoffeigenschaften und Versuchsergebnisse

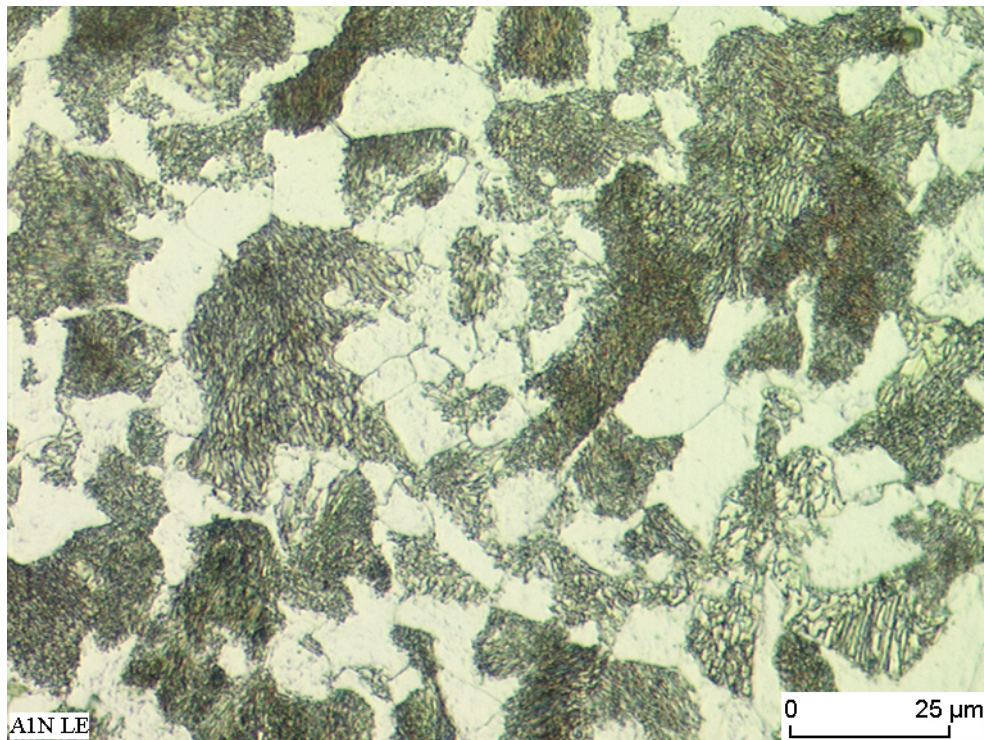


Bild B—11: Gefüge A1N, Längsschliff, entnommen aus OA17 (Randbereich)

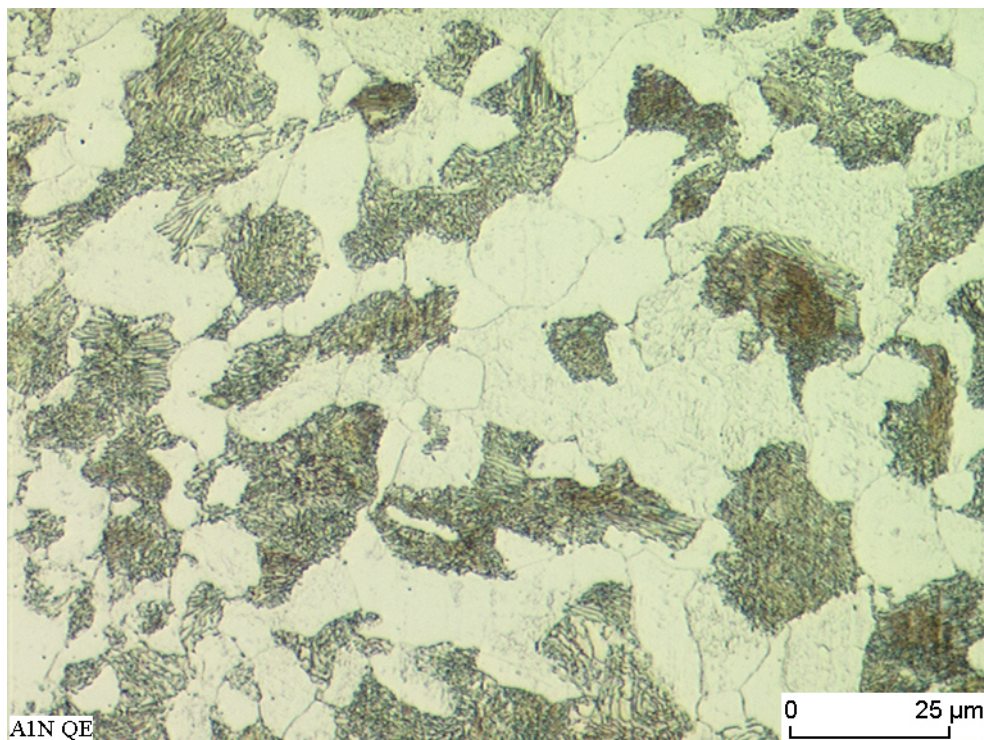


Bild B—12: Gefüge A1N, Querschliff, entnommen aus OA17 (Randbereich)

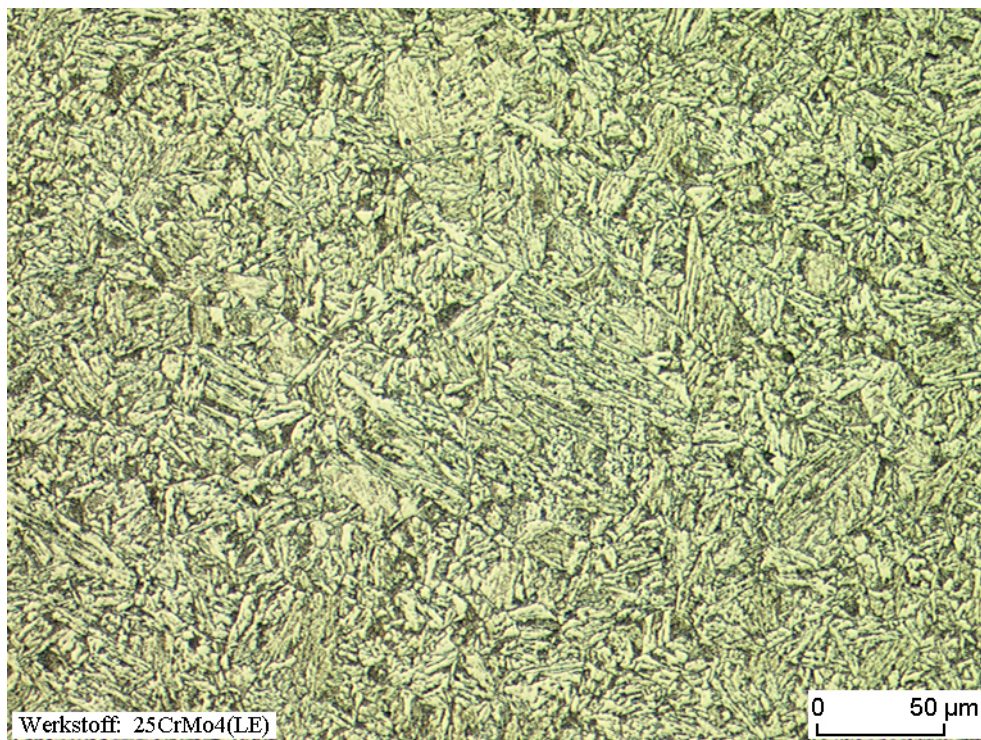


Bild B—13: Gefüge A4T, Längsschliff, entnommen aus OB39 (Randbereich)

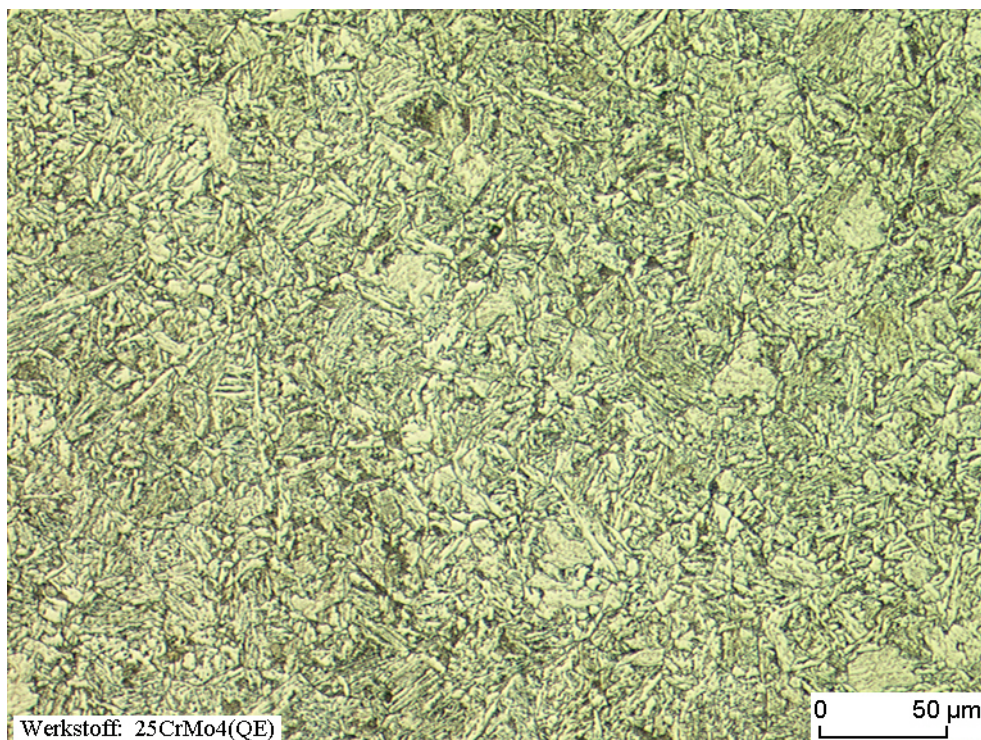


Bild B—14: Gefüge A4T, Querschliff, entnommen aus OB39 (Randbereich)

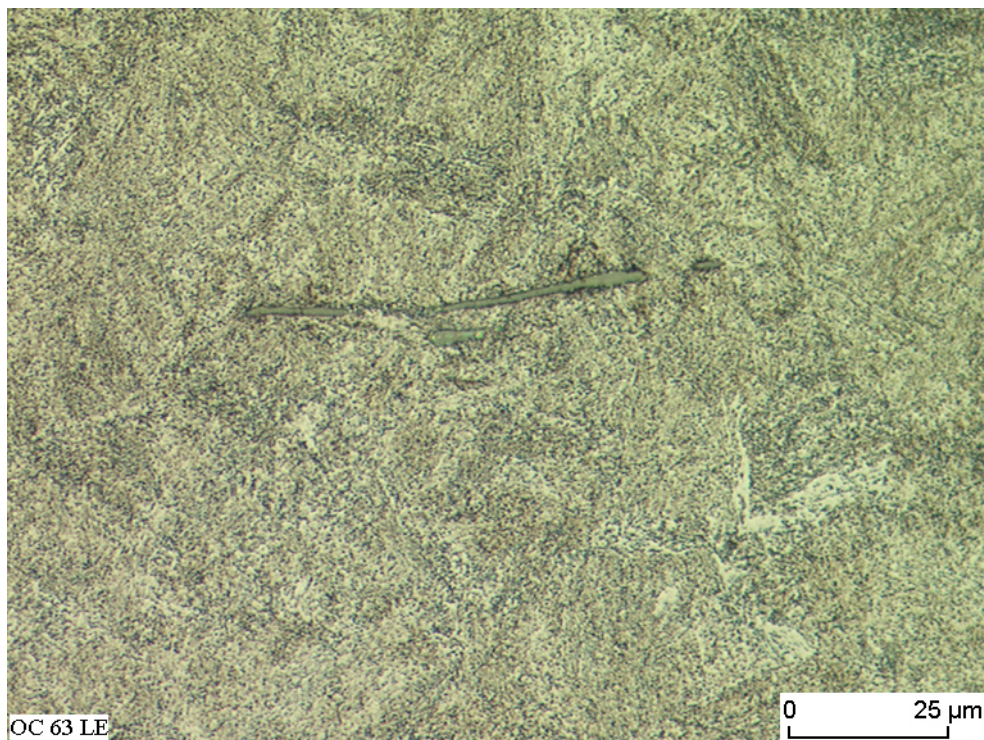


Bild B—15: Gefüge A5T, Längsschliff, entnommen aus OC63 (Randbereich)

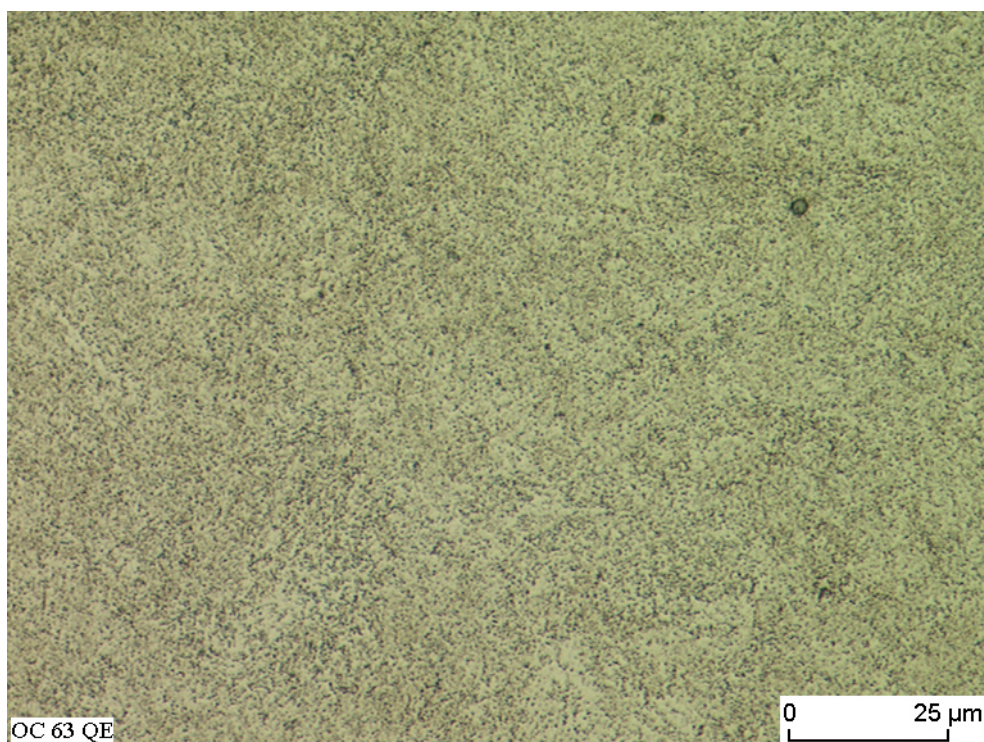


Bild B—16: Gefüge A5T, Querschliff, entnommen aus OC63 (Randbereich)

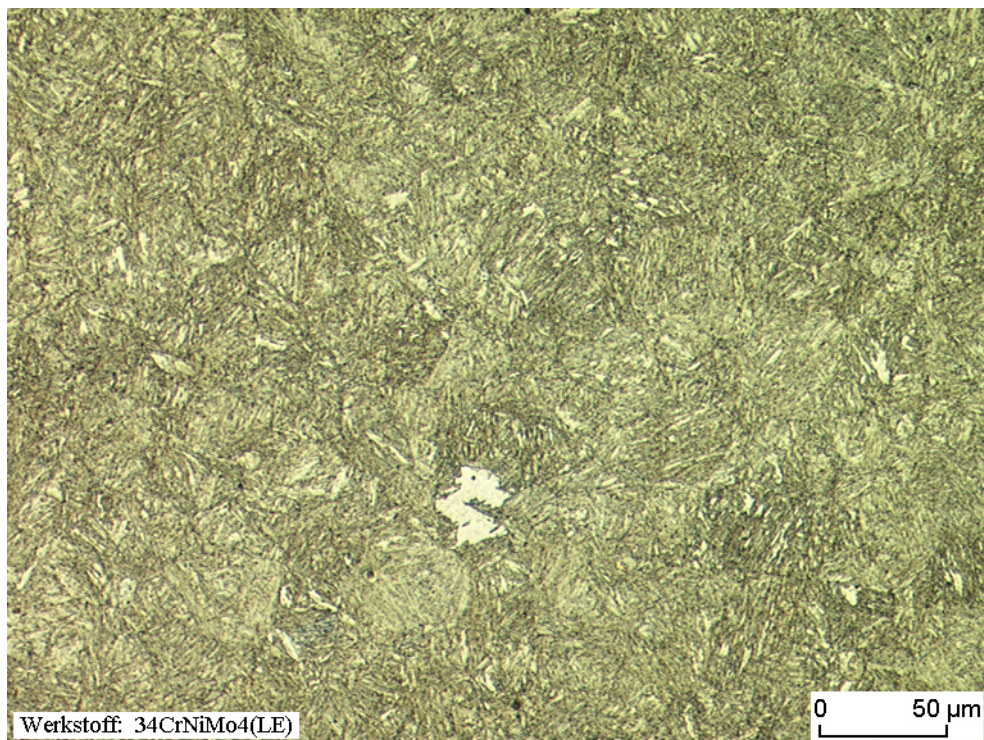


Bild B—17: Gefüge 34CrNiMo6, Längsschliff, entnommen aus OD84 (Randbereich)

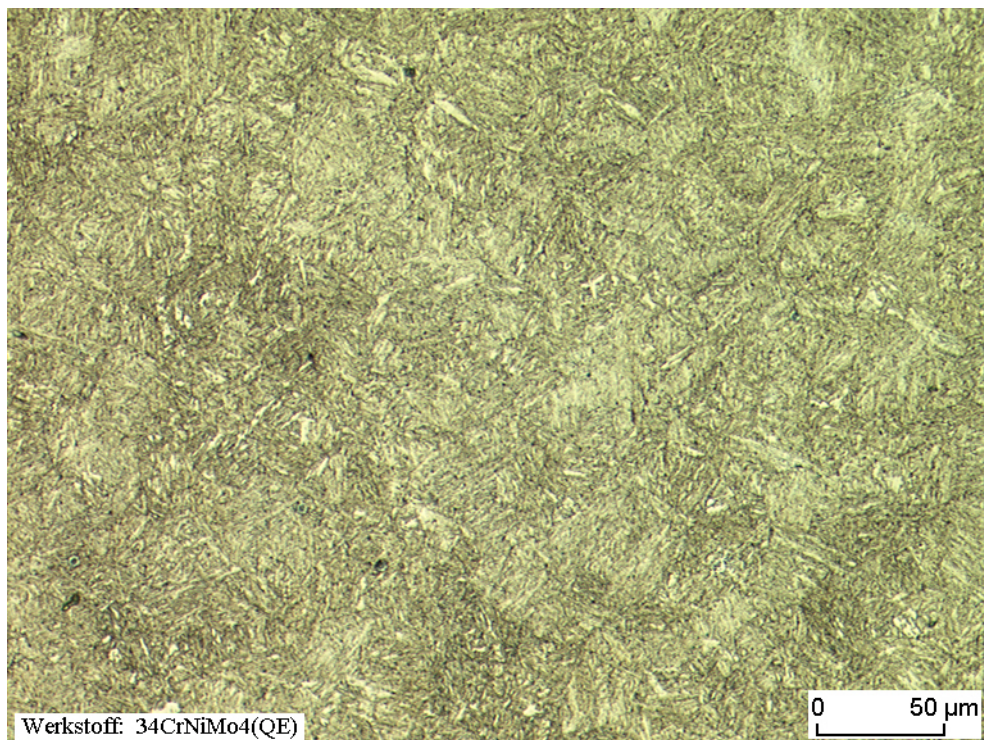


Bild B—18: Gefüge 34CrNiMo6, Querschliff, entnommen aus OD84 (Randbereich)

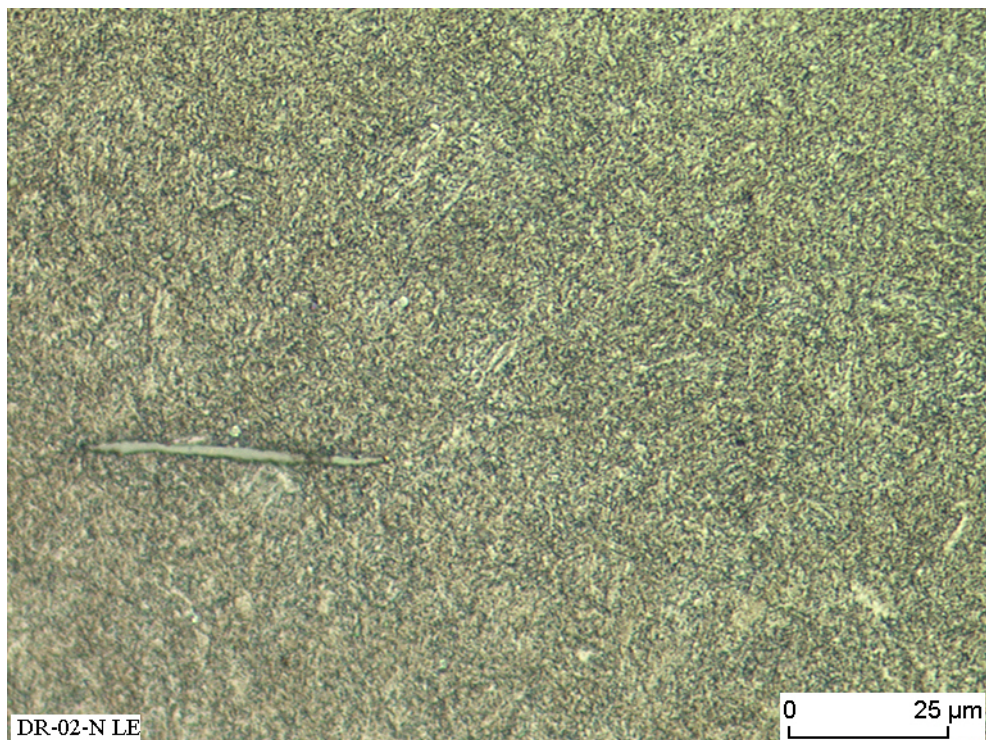


Bild B—19: Gefüge einer 1:3-Welle aus 34CrNiMo6 in Längsrichtung

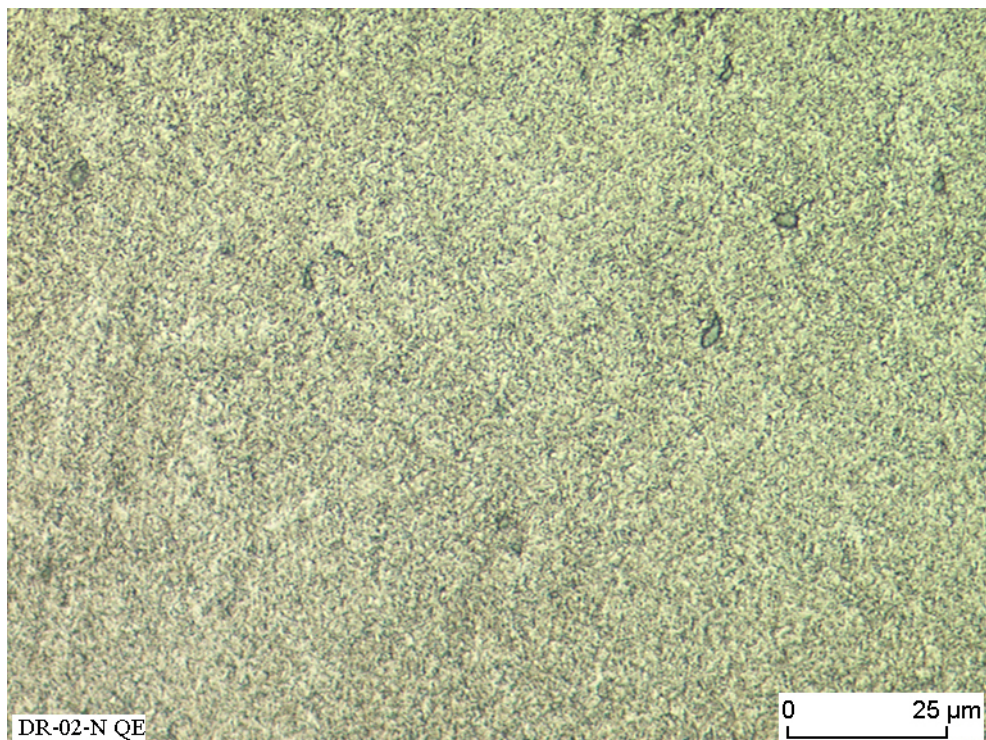


Bild B—20: Gefüge einer 1:3-Welle aus 34CrNiMo6 in Querrichtung

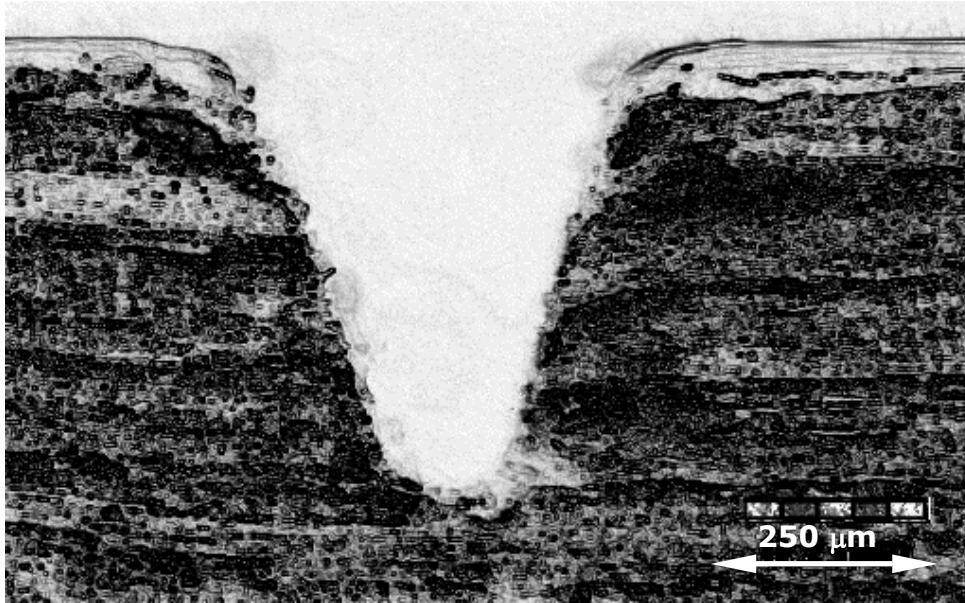


Bild B—21: Schliff durch die Kerbe einer Kleinprobe

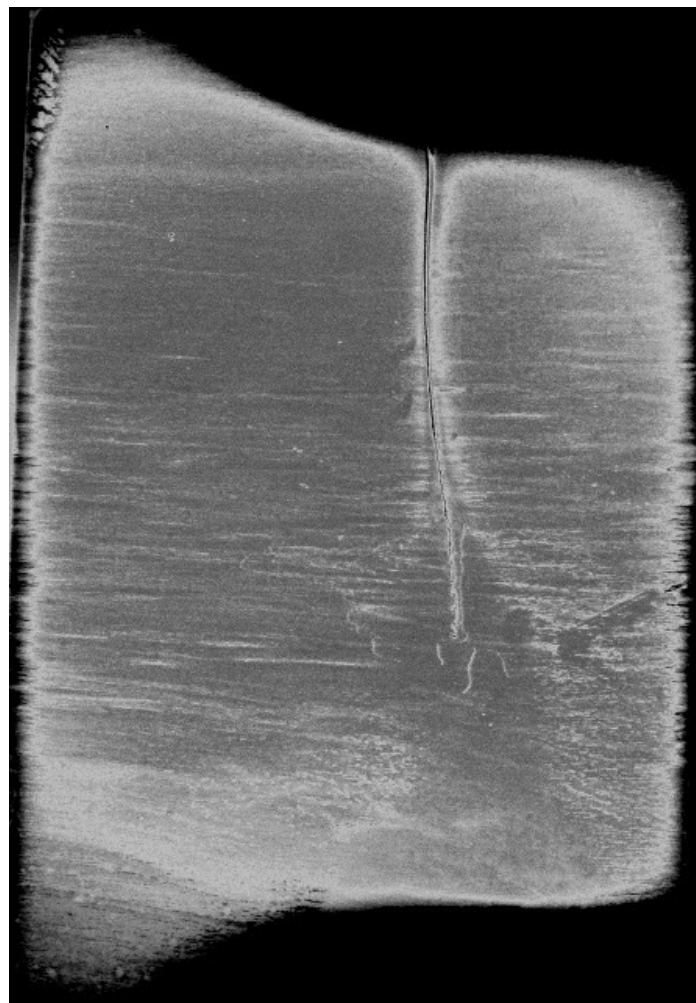


Bild B—22: Faserverlauf einer 1:3-Welle. Im Radienübergang, nahezu senkrecht zum Faserverlauf, ist ein Riss zu erkennen



Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit

Institut für
Maschinelle Anlagentechnik
und Betriebsfestigkeit
TU Clausthal
Leibnizstraße 32
D-38678 Clausthal-Zellerfeld
Abtlg.: Oberflächenmesstechnik

Prüfteil: 1-3 Welle
Probenkennung:
Datengruppe: @@
Datum, Zeit: 11.12.2001, 18:09
Taster:
Dateiname: D:\HME\1_3PRO~1\1D07_RAD.PCD

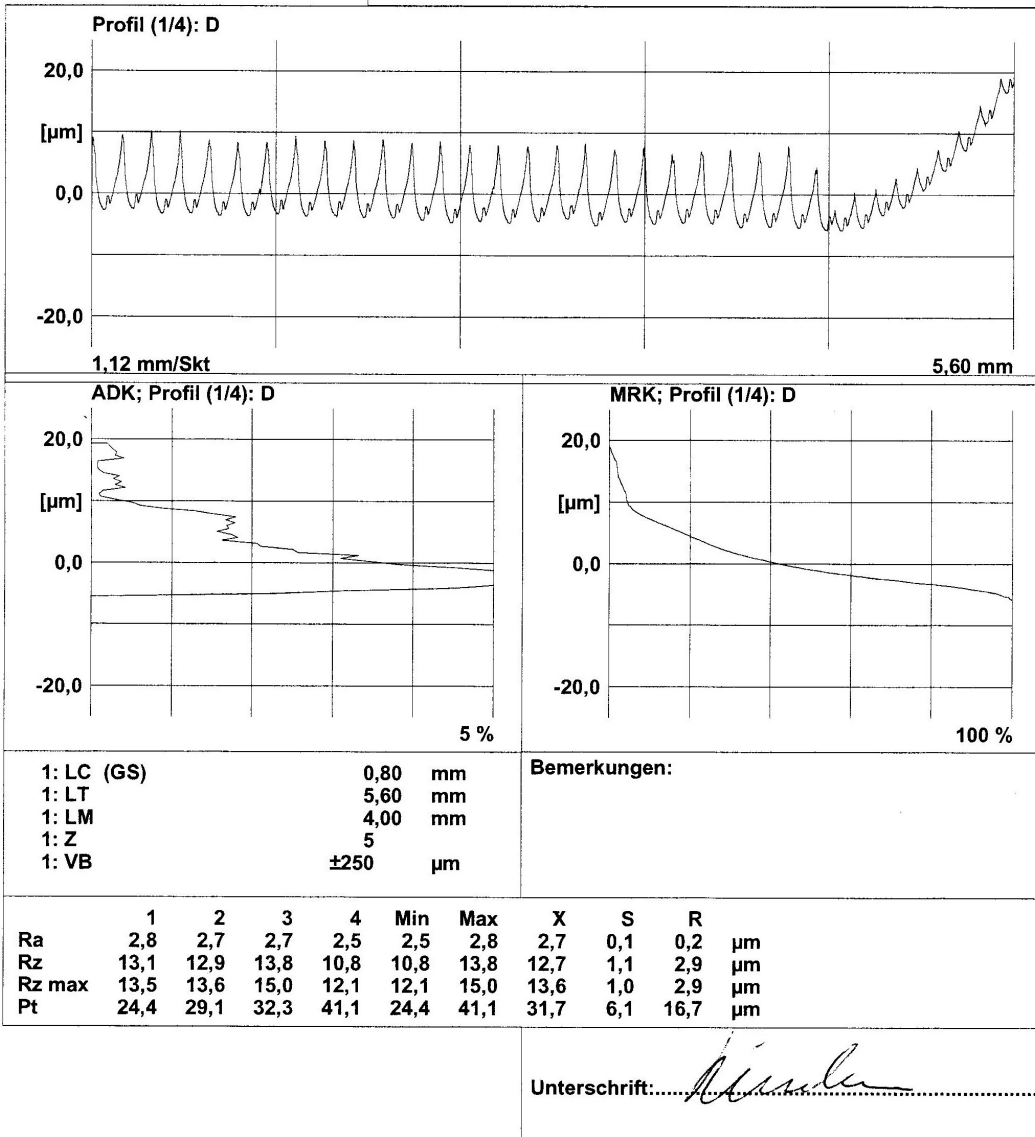


Bild B—23: Oberflächenmessung am Radienübergang von 1:3-Wellen

Härteverteilung

Prüfverfahren: HB 5/750 nach DIN EN ISO 6506 - 1
 HV 100 nach DIN EN ISO 6507 - 1

Proben - Nr.: 1187

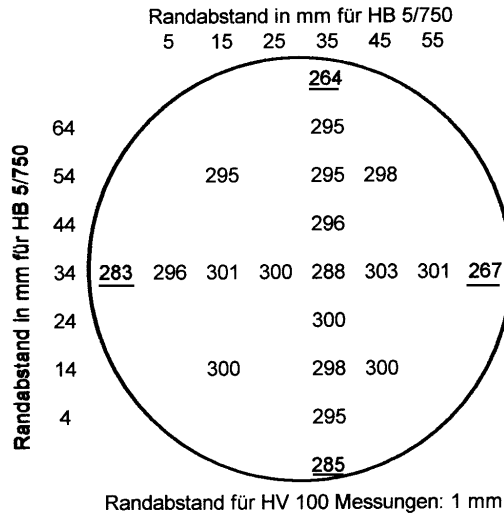
Erzeugnis: Welle

Werkstoff: 34 CrNiMo 6

Probe: Scheibe, Querschnitt

Charge: n. n.

Messverlauf: über den Querschnitt



Durchmesser des Querschnitts: 68 mm

schwarz dargestellte Werte: HB 5/750

unterstrichene Werte: HV 100

Bild B—24: Härteverteilung über den Querschnitt von 1:3-Wellen

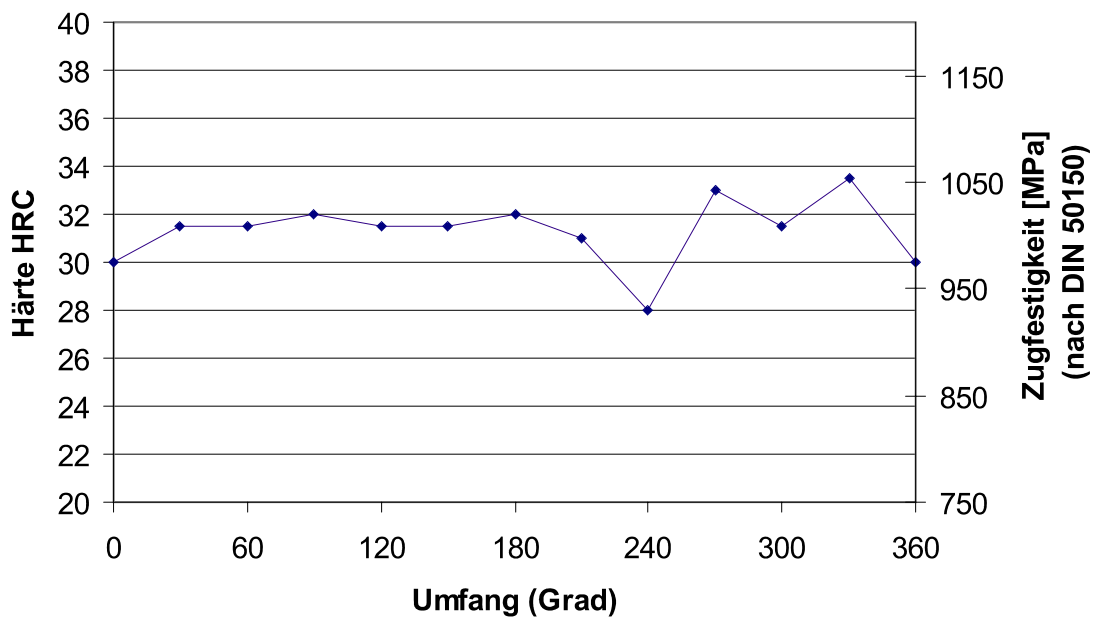


Bild B—25: Härteverlauf (HRC) am Umfang einer 1:3-Welle (Probe DG-03)

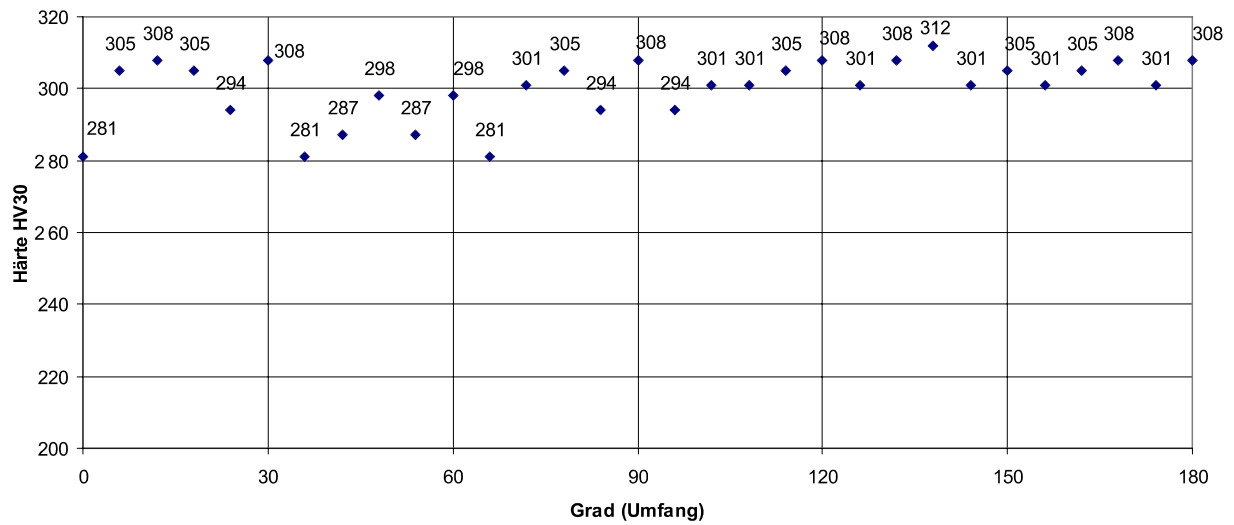


Bild B—26: Härteverlauf (HV 30) der Probe 407 in Umfangsrichtung (1:3-Welle, 34CrNiMo6), gemessen über 180°, Messabstand zum Rand: 2 mm

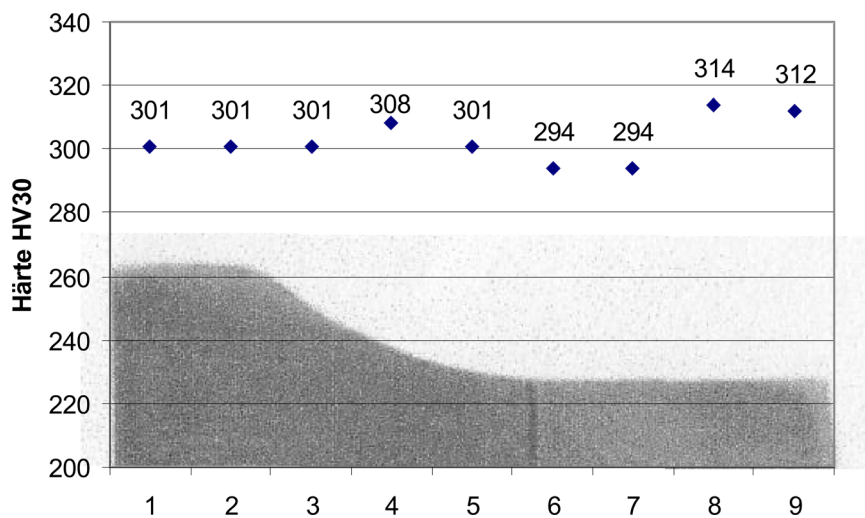


Bild B—27: Härteverlauf (HV30) der Probe 407 im Radienübergang in Längsrichtung (1:3-Welle, 34CrNiMo6)

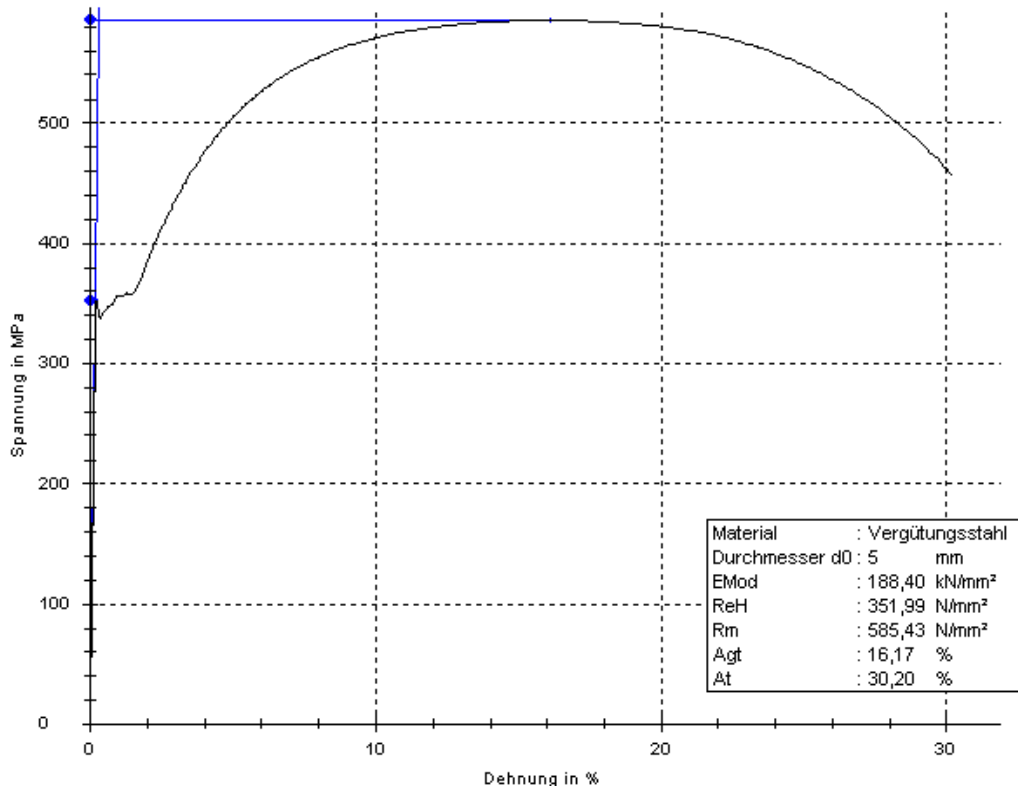


Bild B–28: Statische Spannungs-Dehnungskurve Werkstoff A1N

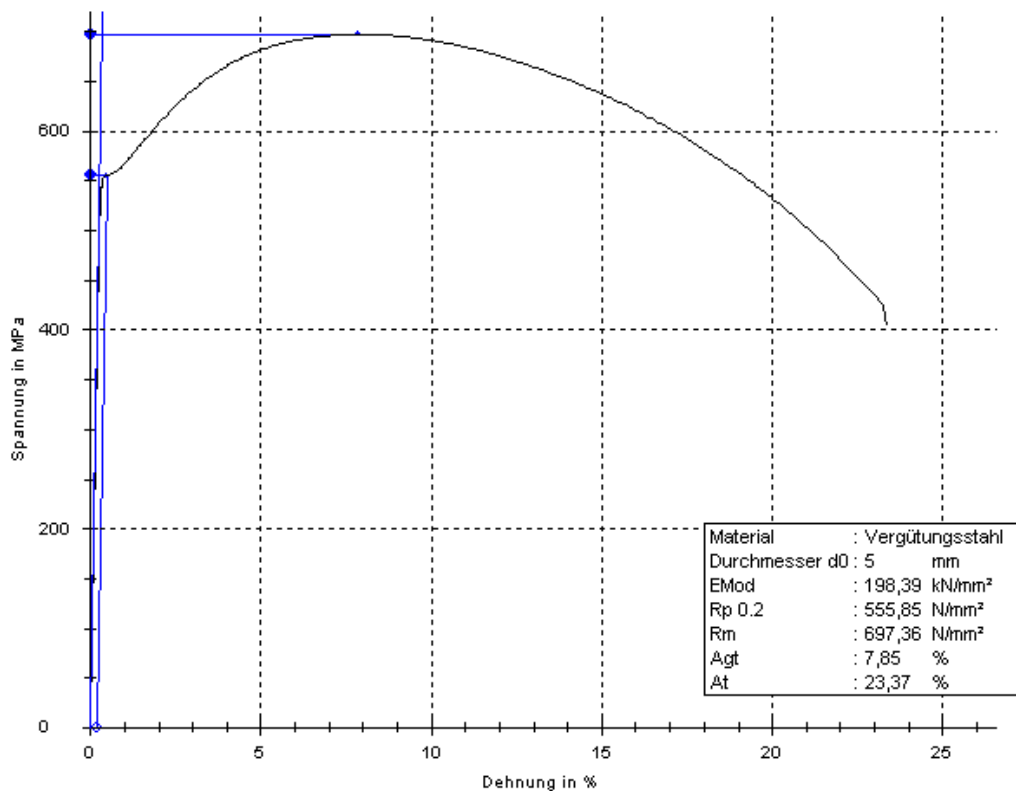


Bild B–29: Statische Spannungs-Dehnungskurve Werkstoff A4T

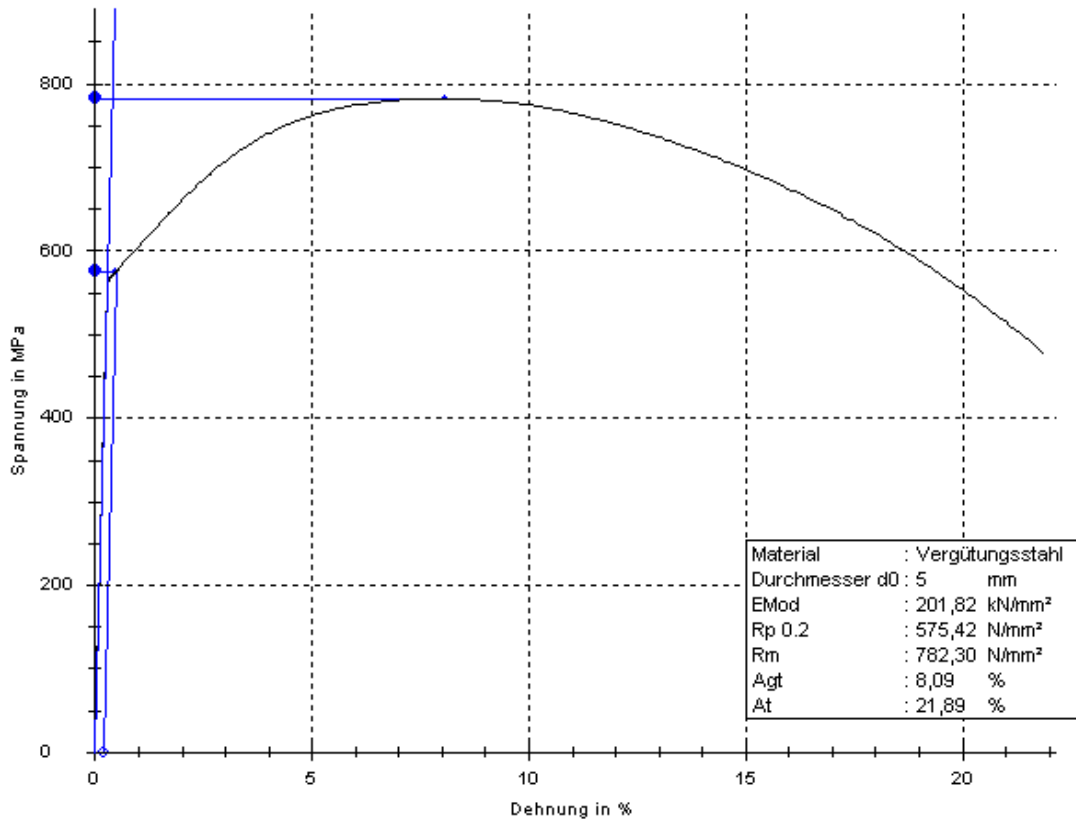


Bild B–30: Statische Spannungs-Dehnungskurve Werkstoff A5T

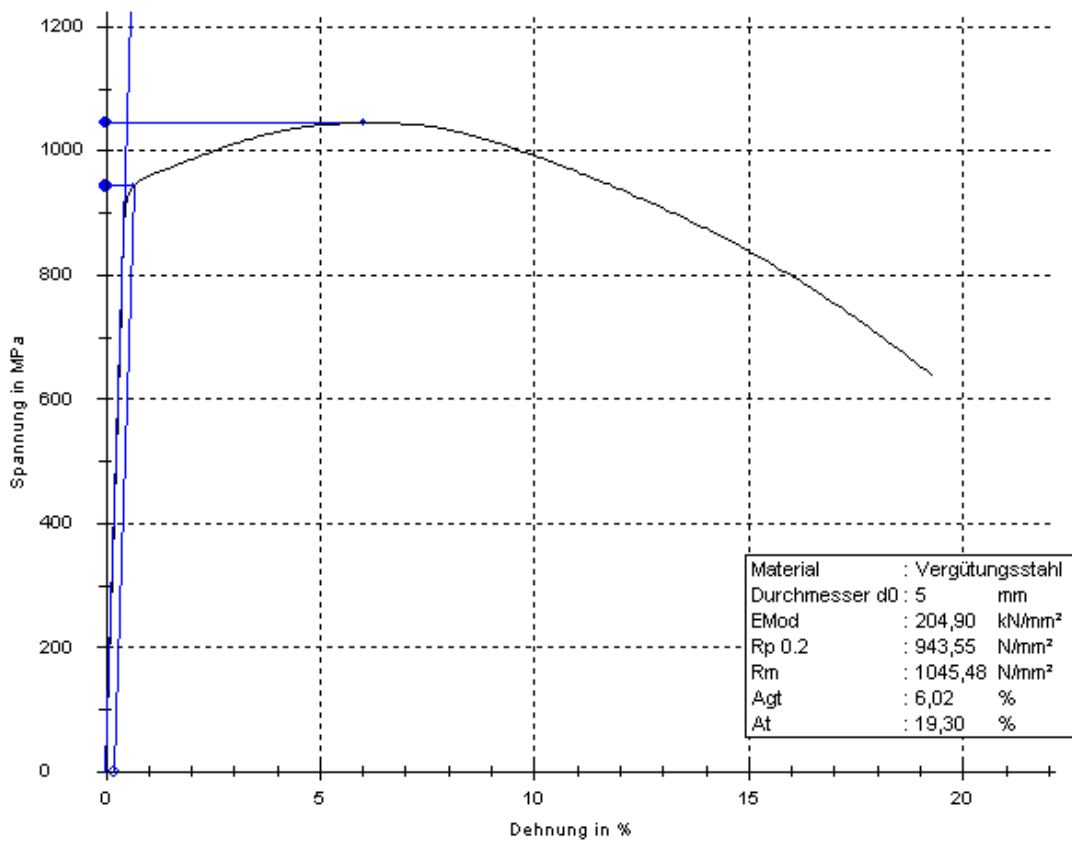


Bild B–31: Statische Spannungs-Dehnungskurve Werkstoff 34CrNiMo6

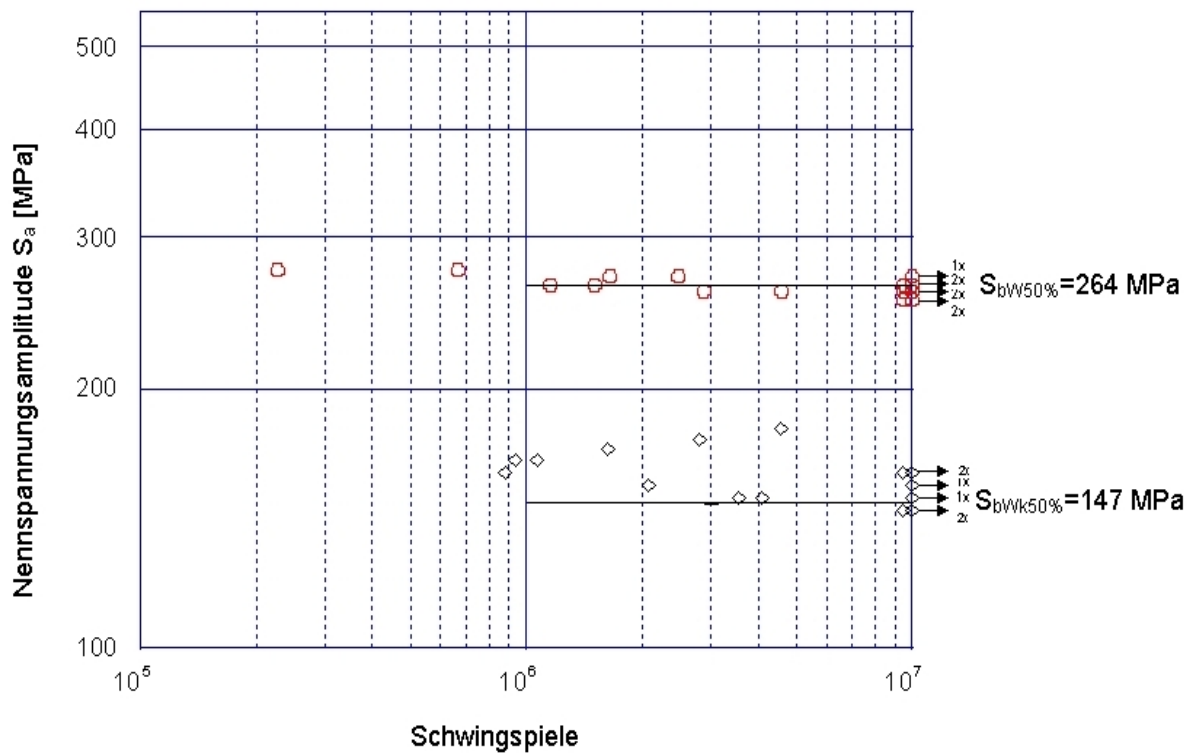


Bild B—32: Ergebnisse der Umlaufbiegeversuche, Kleinproben, Werkstoff A1N

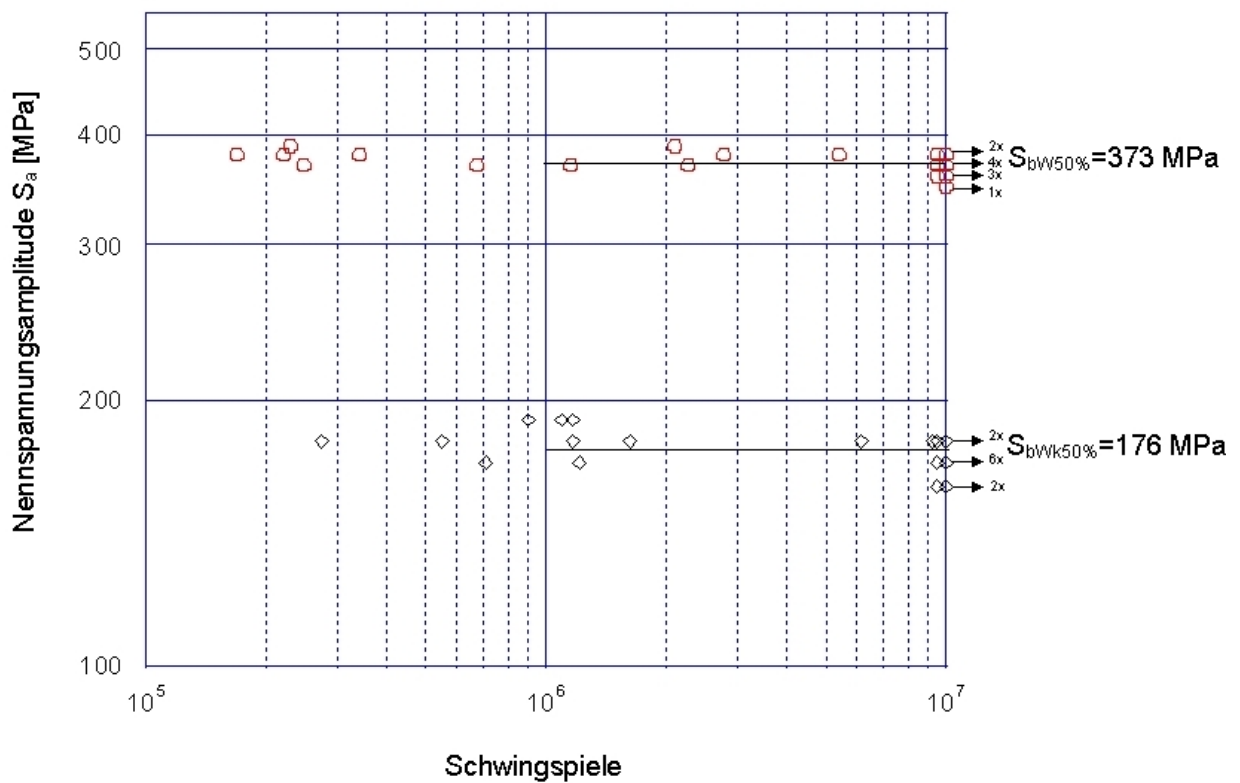


Bild B—33: Ergebnisse der Umlaufbiegeversuche, Kleinproben, Werkstoff A4T

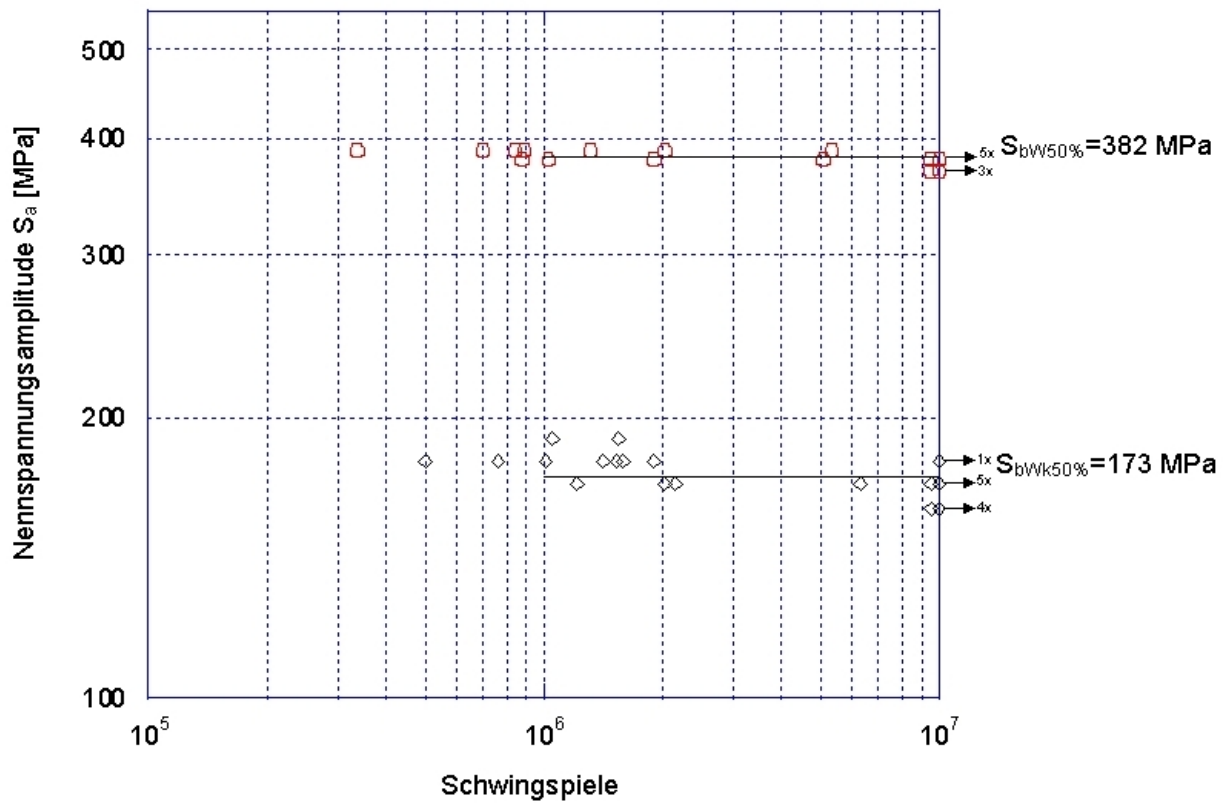


Bild B–34: Ergebnisse der Umlaufbiegeversuche, Kleinproben, Werkstoff A5T

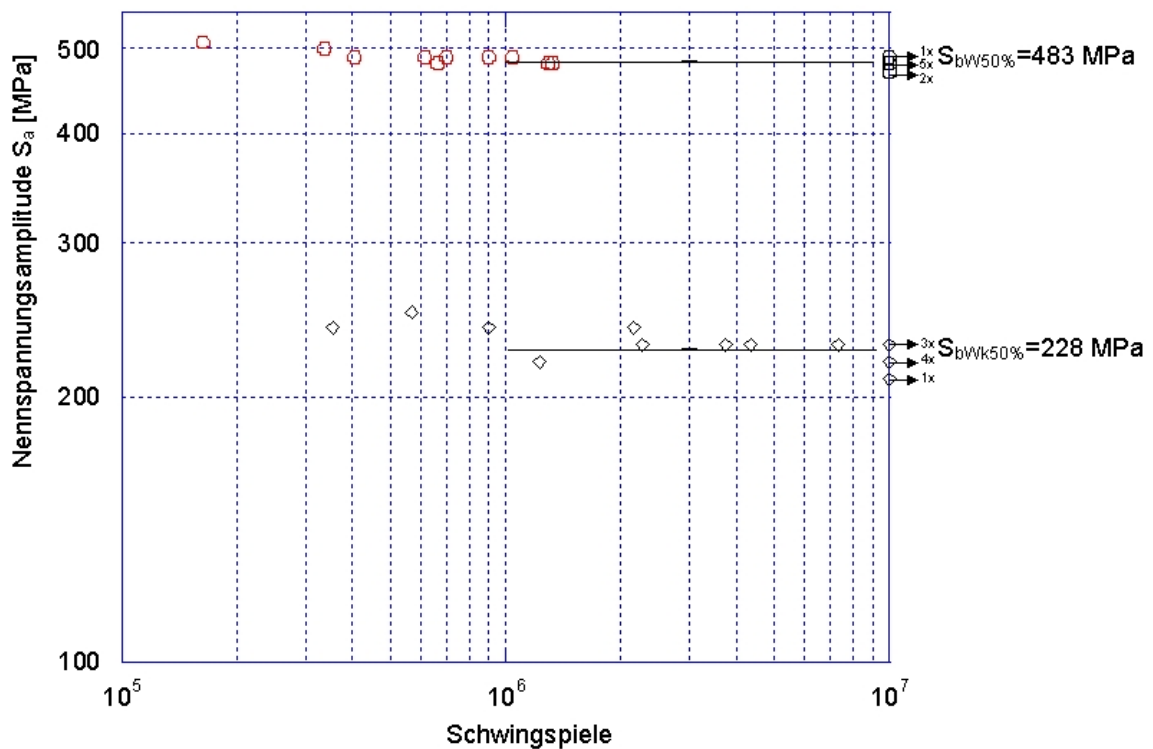


Bild B–35: Ergebnisse der Umlaufbiegeversuche, Kleinproben, Werkstoff 34CrNiMo6

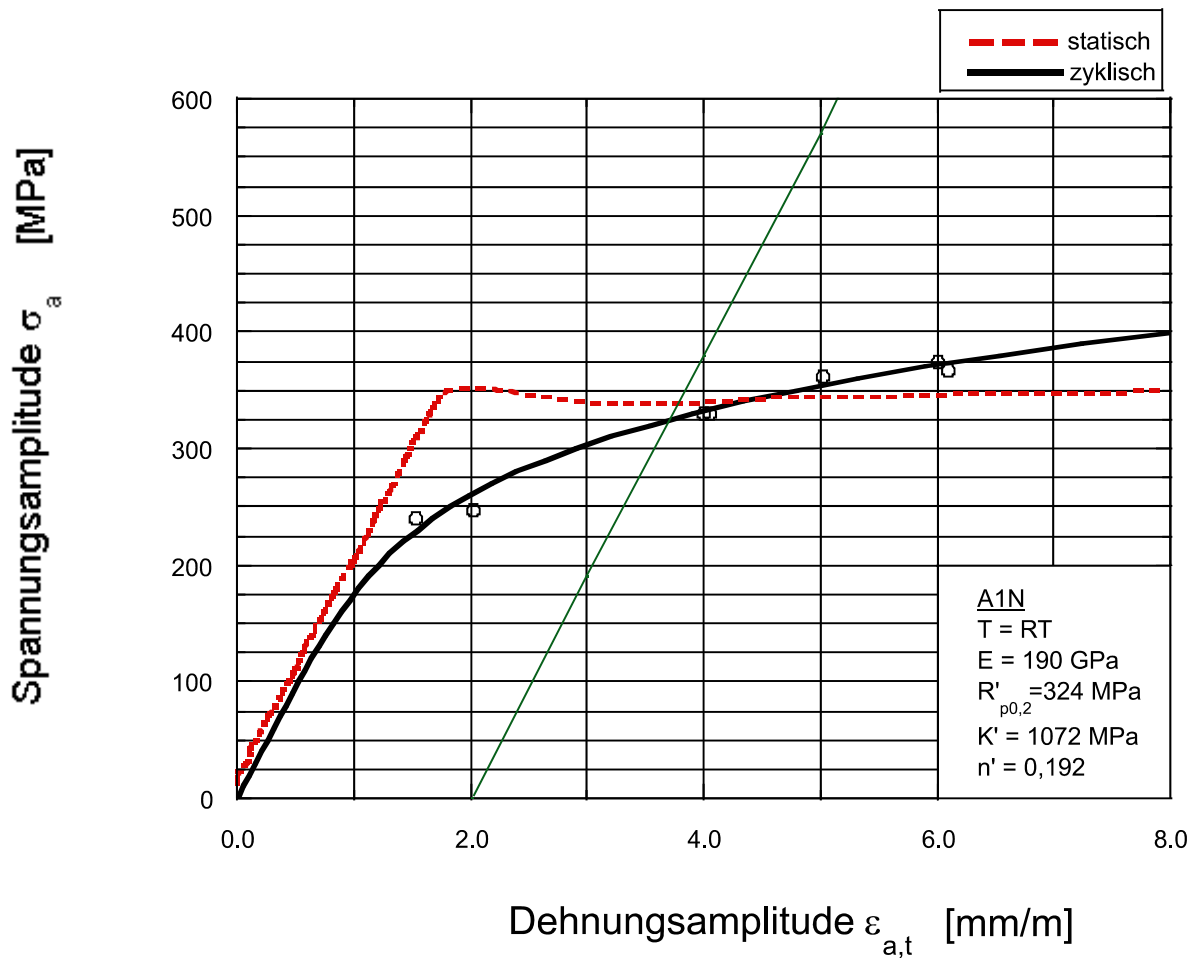


Bild B–36: Statisches und zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm, A1N

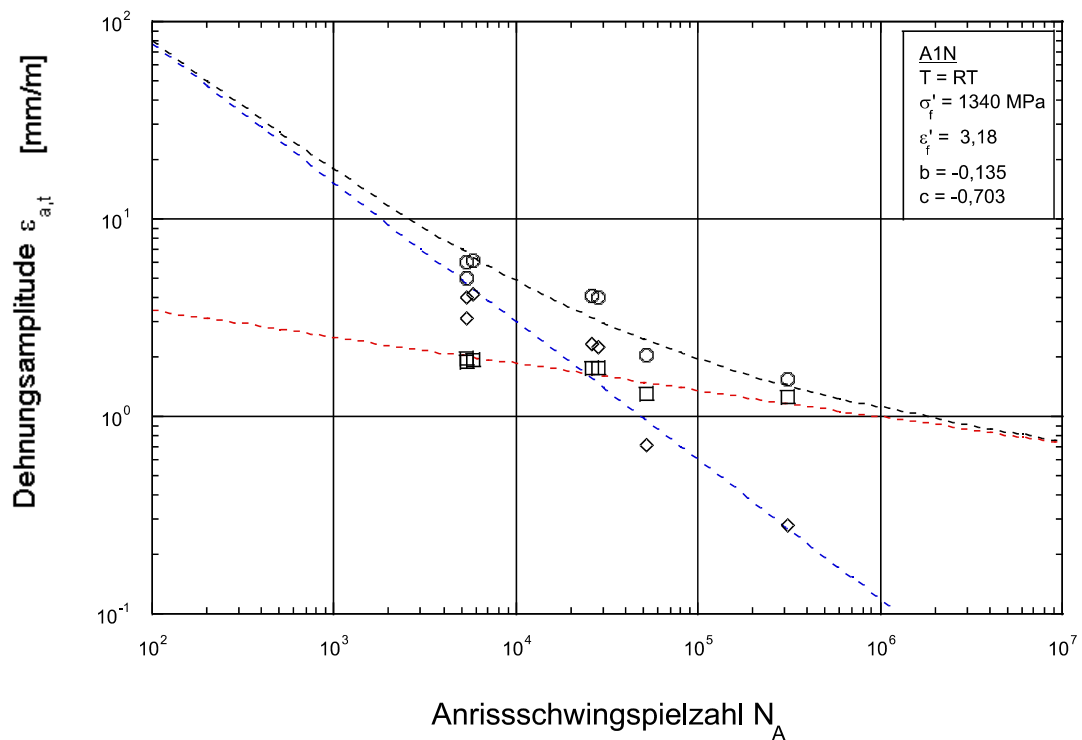


Bild B–37: Dehnungs-Wöhlerlinie, Werkstoff A1N

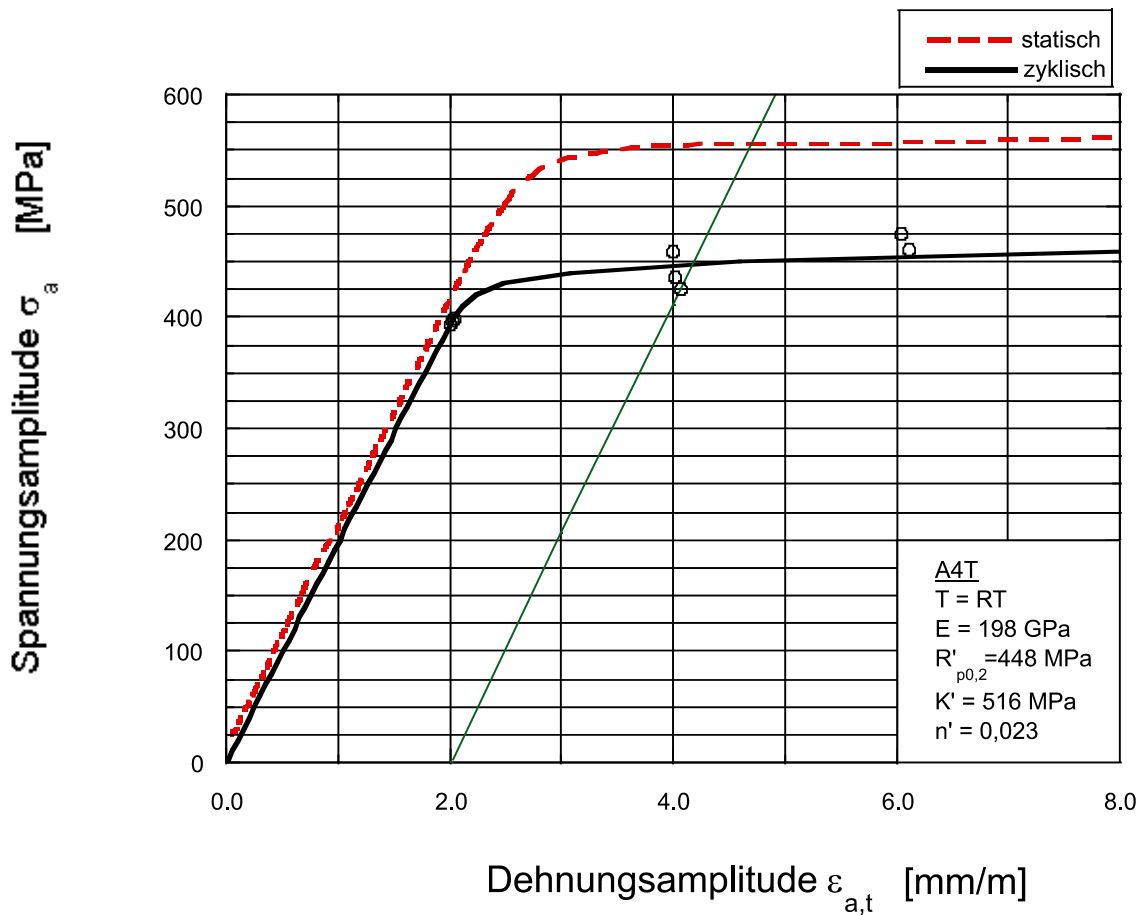


Bild B—38: Statisches und zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm, A4T

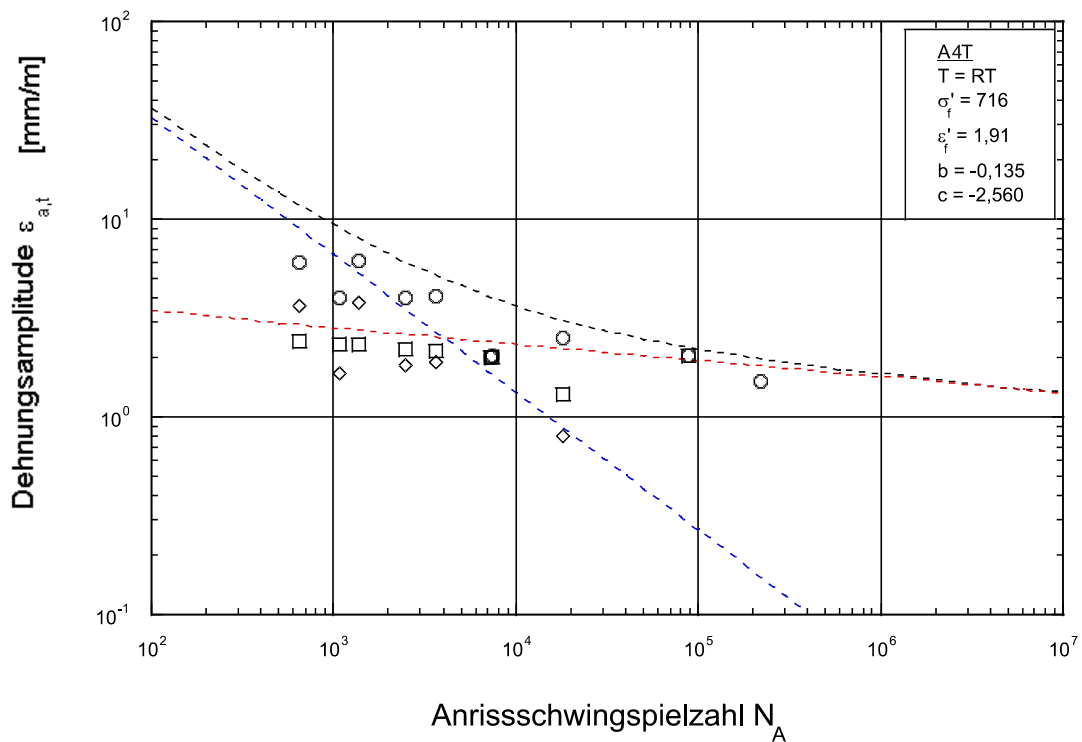


Bild B—39: Dehnungs-Wöhlerlinie, Werkstoff A4T

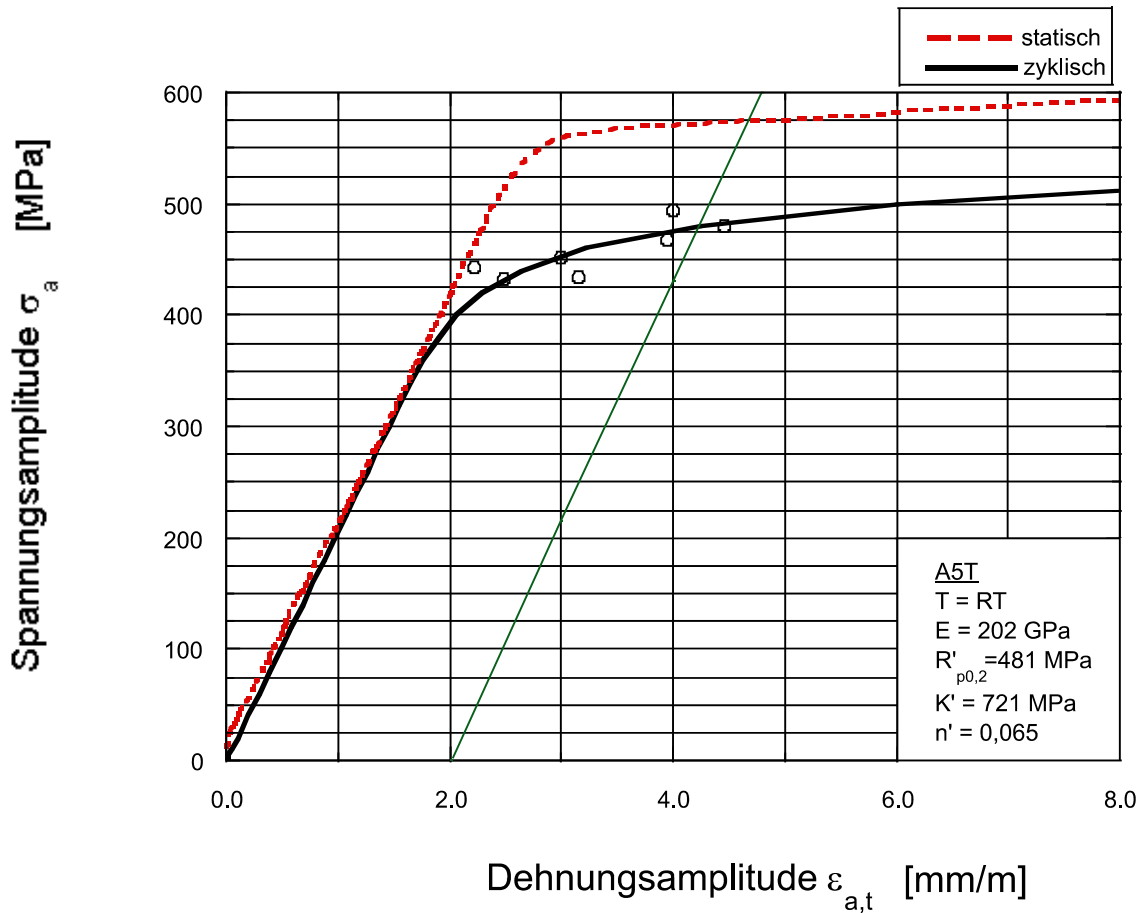


Bild B—40: Statisches und zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm, A5T

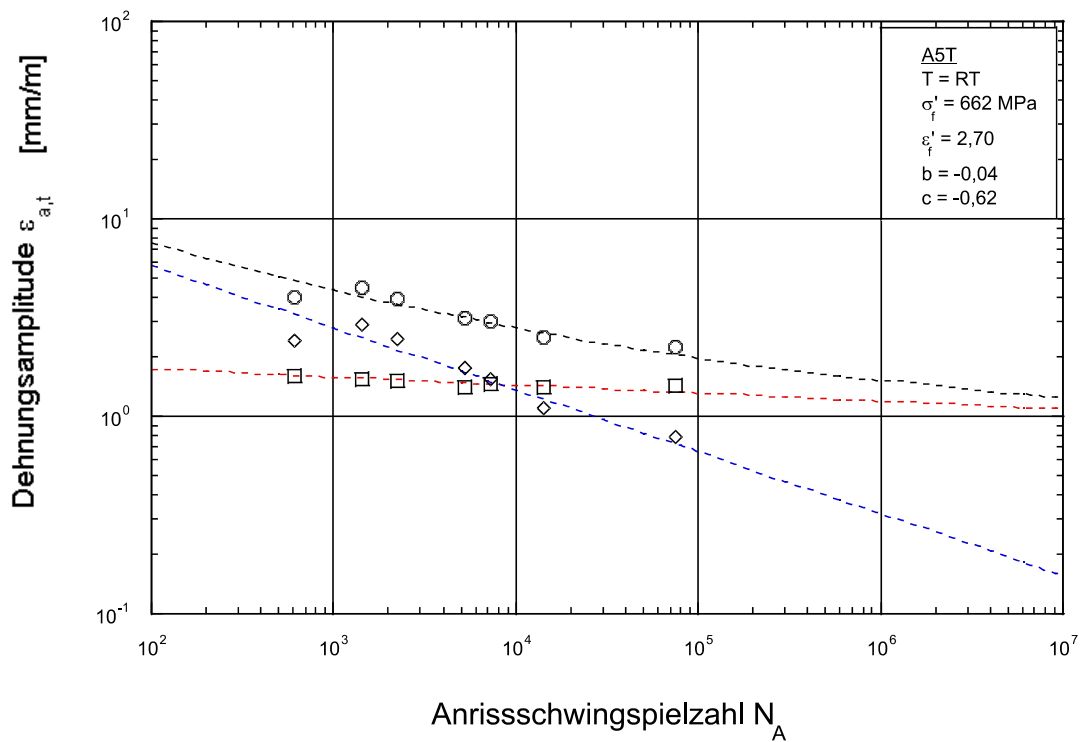


Bild B—41: Dehnungs-Wöhlerlinie, Werkstoff A5T

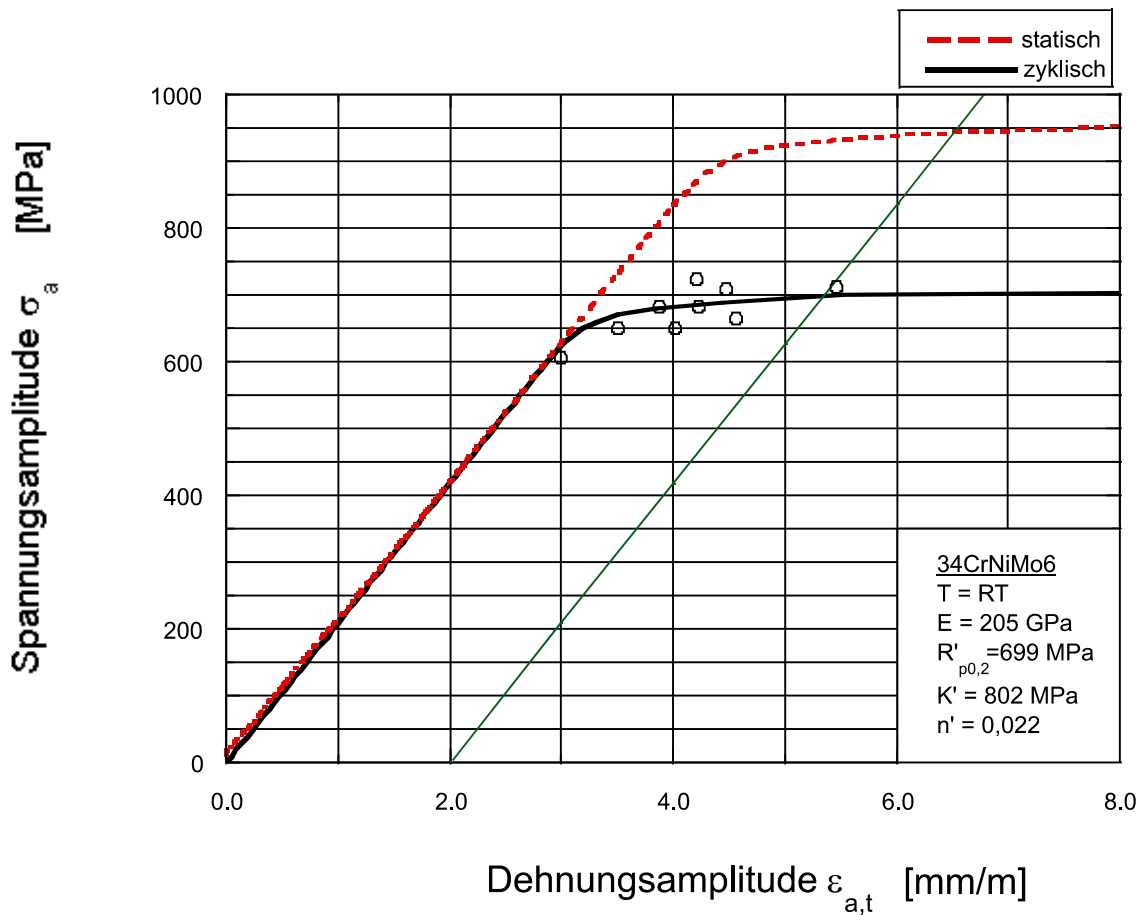


Bild B—42: Statisches und zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm, 34CrNiMo6

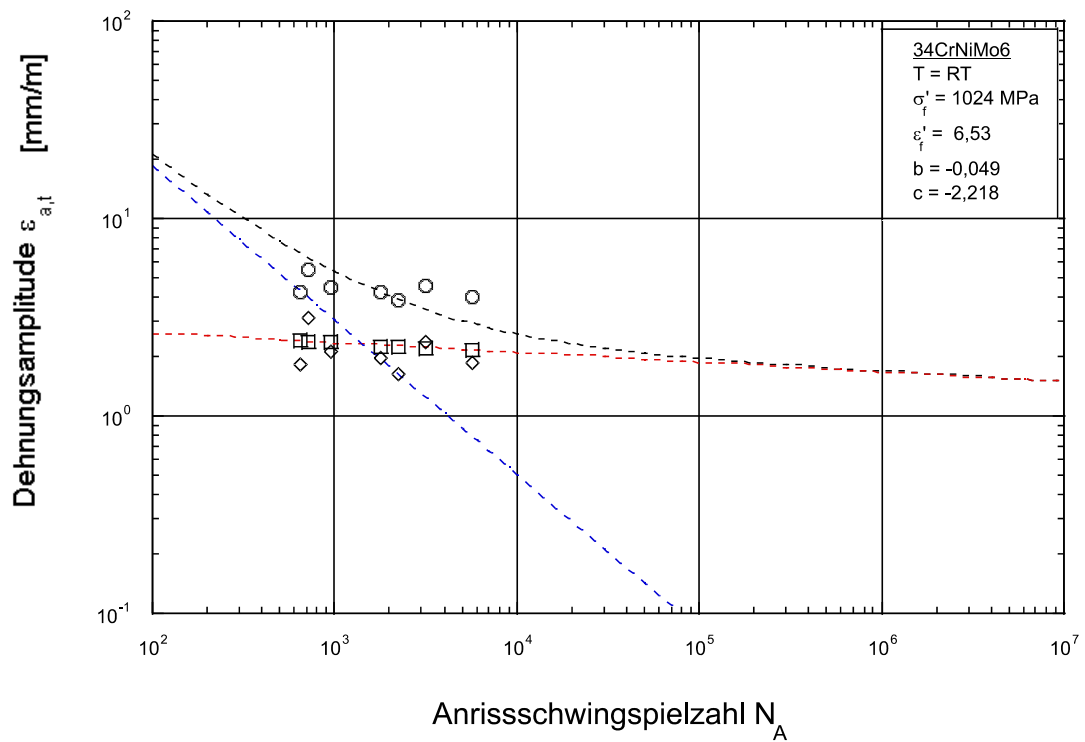


Bild B—43: Dehnungs-Wöhlerlinie, Werkstoff 34CrNiMo6

Bruchbilder

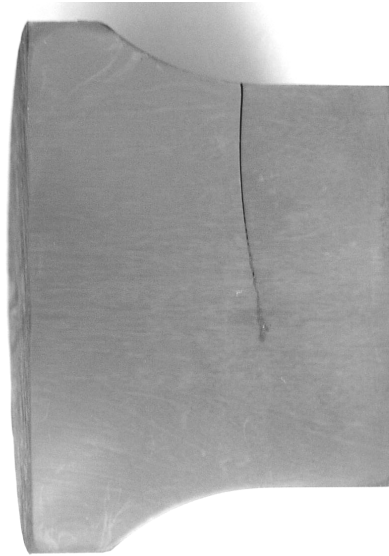


Bild B—44: Bruchlage und Rissverlauf von 1:3-Wellen bei der Prüfung der freien Oberfläche

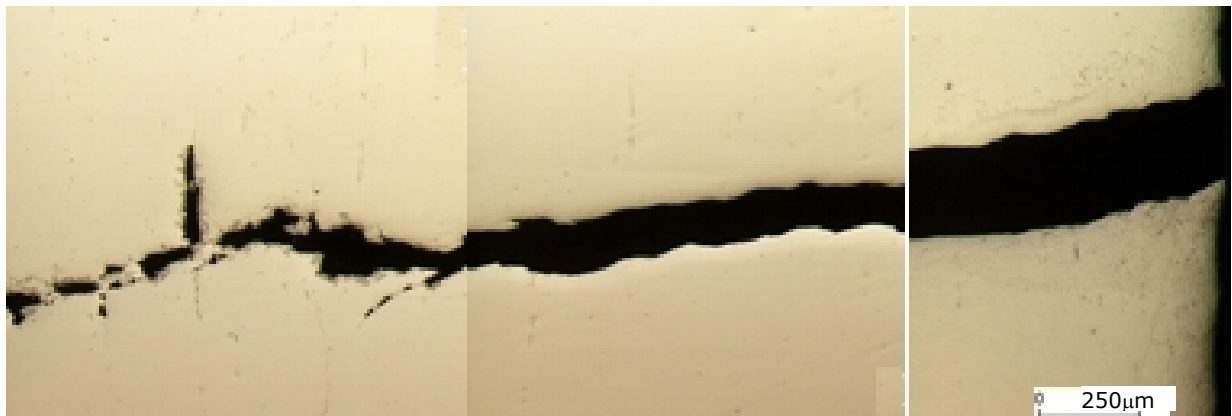


Bild B—45: Rissverlauf von der freien Oberfläche zur Probenmitte (v.r.n.l.); Verzweigung am Rissende an MnS-Einschlüssen

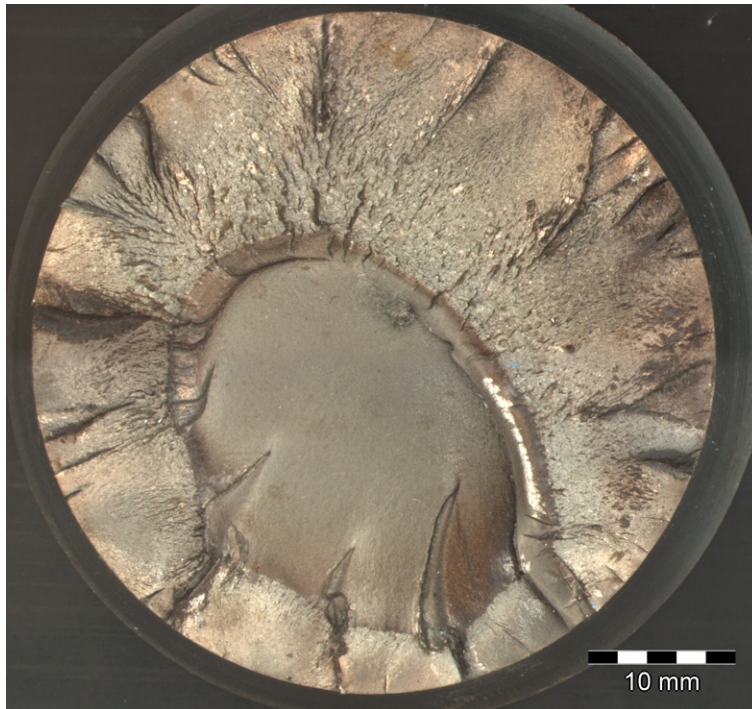


Bild B—46: Probe 112; Bruch im Übergangsradius nach 93.000 Lastwechseln bei $\sigma_{av} = 565$ [MPa] (örtliche Vergleichsspannungsamplitude im Radienübergang), mittig ist die Restbruchfläche erkennbar

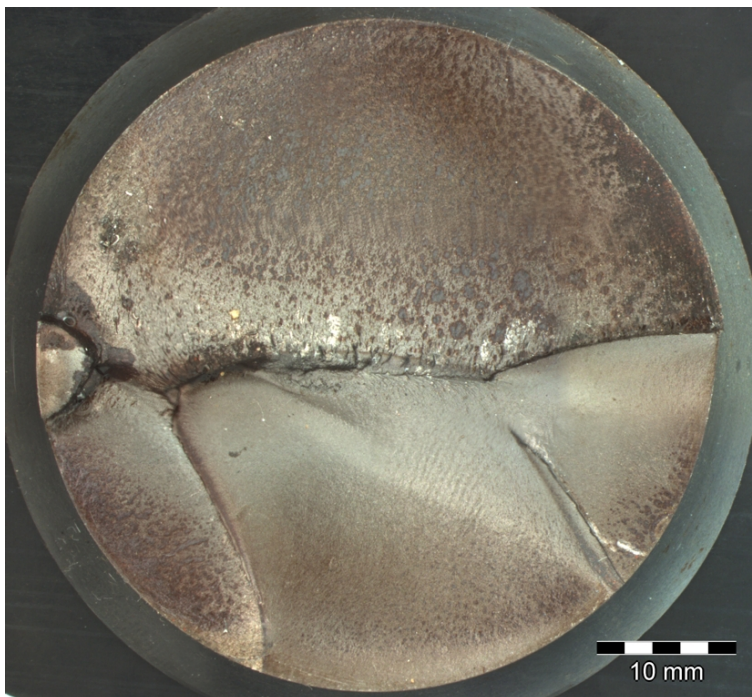


Bild B—47: Probe 108; Bruch im Übergangsradius nach 1.400.000 Lastwechseln bei $\sigma_{av} = 367$ [MPa] (örtliche Vergleichsspannungsamplitude im Radienübergang), die untere Hälfte des Bruchbildes stellt die Restbruchfläche dar

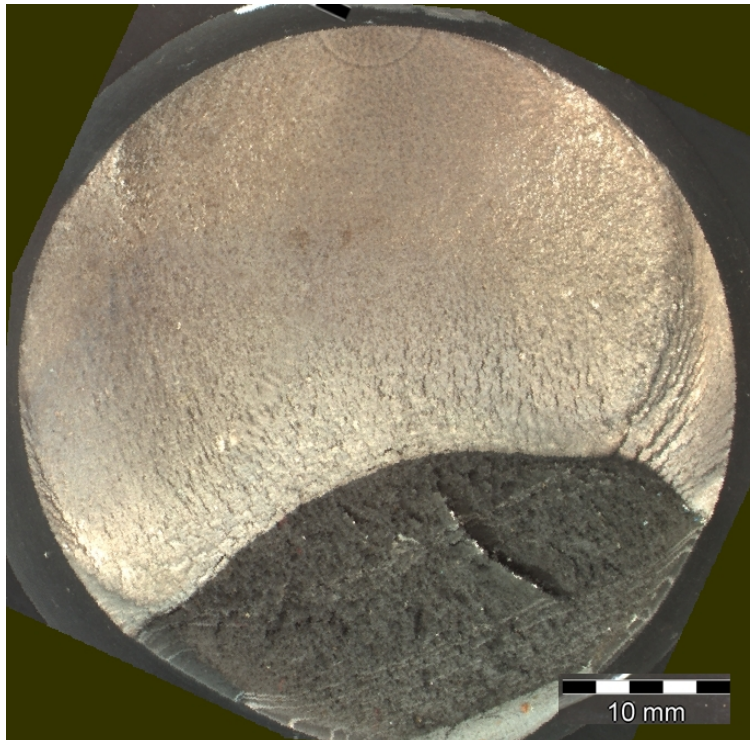


Bild B—48: Probe 308 (Überlastversuch); Bruch im Übergangsradius nach insgesamt 588.000 Lastwechseln, davon 1.175 Überlasten; der Rissausgang ist im Bild oben erkennbar, Restbruchfläche erscheint matt.

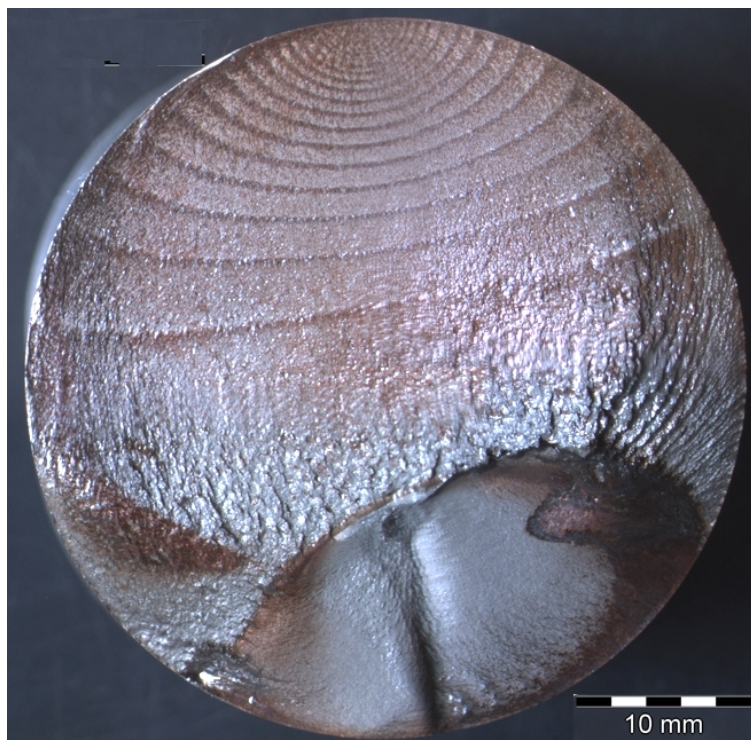


Bild B—49: Probe 307 (Überlastversuch); Bruch nach insgesamt 9.930.000 Lastwechseln, davon 194.000 Überlasten; Lastfolge $n_D/n_{\dot{u}} = 7.500/150$

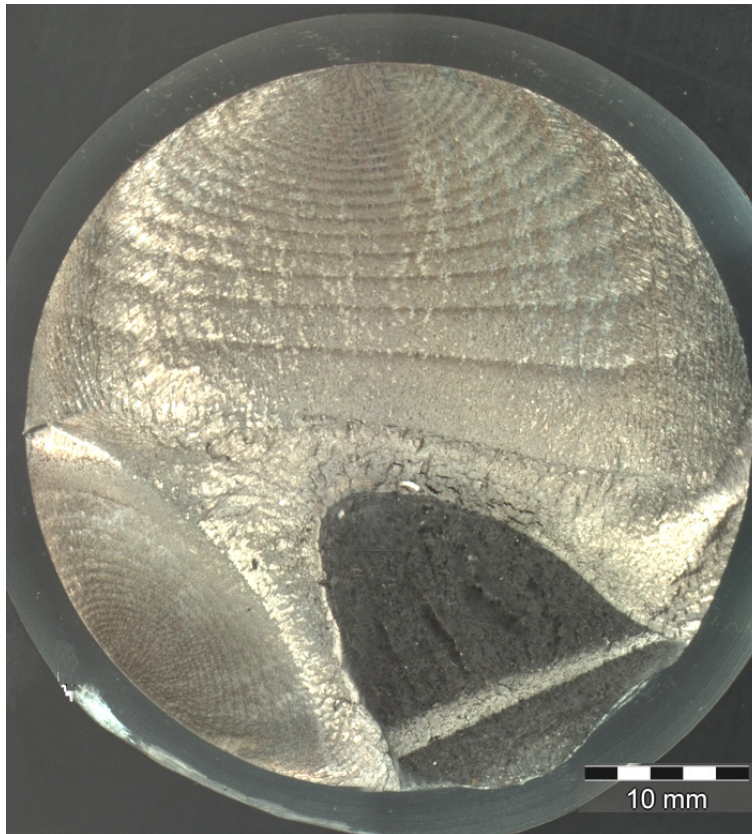


Bild B—50: Probe 303 (Überlastversuch); Bruch nach insgesamt 1.580.000 Lastwechseln, davon 31.000 Überlasten; Lastfolge $n_D/n_{\dot{U}} = 5.000/100$; die Rissinitiation erfolgt an zwei Stellen. Schwingstreifen sind als Folge der Überlast zurückzuführen

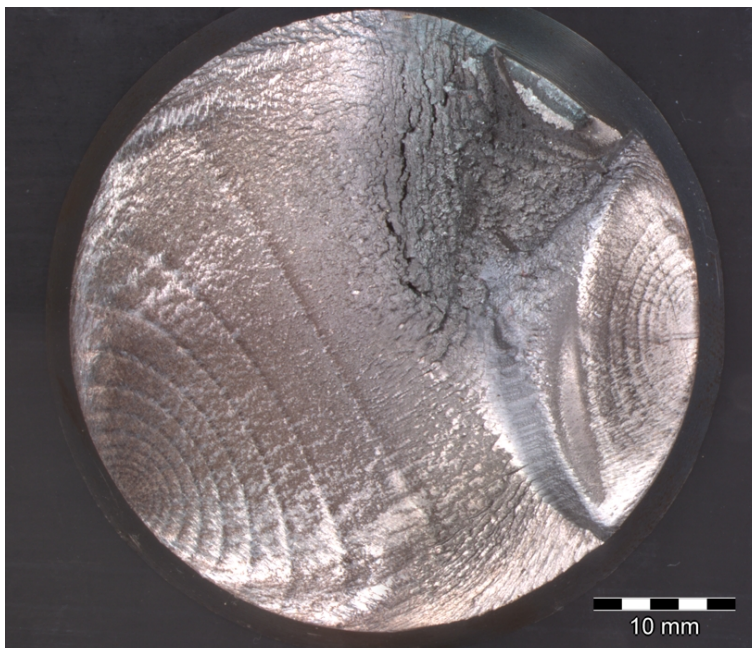


Bild B—51: Probe 310 (Überlastversuch); Bruch nach insgesamt 1.066.000 Lastwechseln, davon 3.100 Überlasten; Lastfolge $n_D/n_{\dot{U}} = 100.000/200$

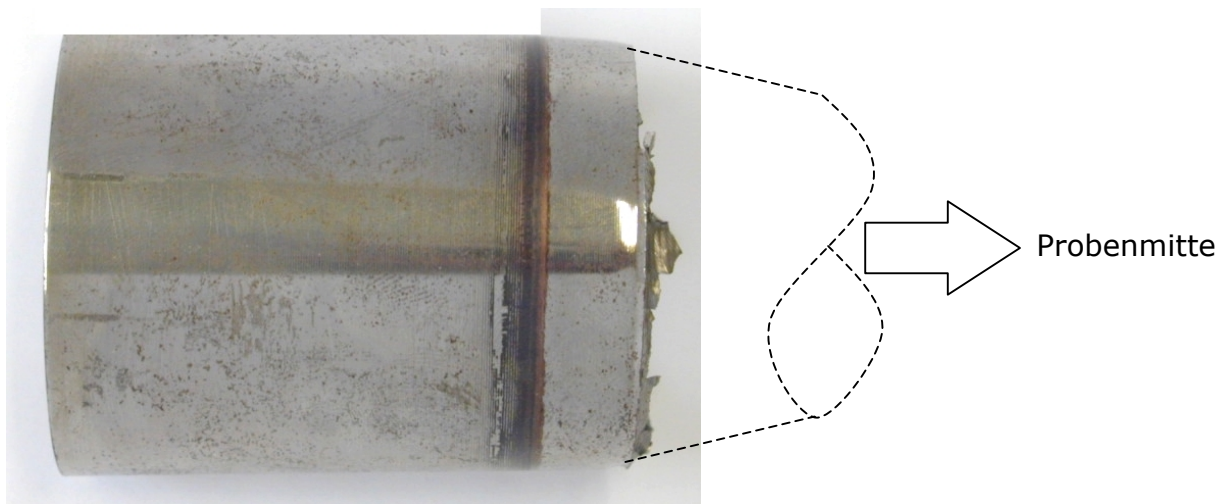


Bild B—52: Schrumpfsitzoberfläche einer 1:3-Welle nach 10^7 Schwingspielen. Reibfläche zwischen Nabe und Probenoberfläche ist als umlaufender Streifen sichtbar. Ausgangsort für Versagen in der Einspannung.

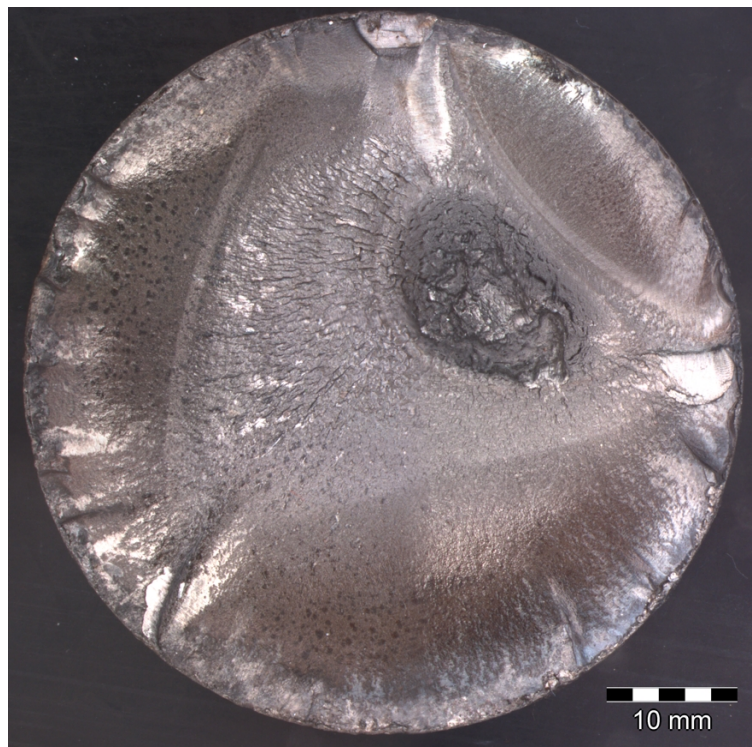


Bild B—53: Probe 103; Bruch in der Einspannung (Presssitz) nach ca. 600.000 Lastwechseln bei 243 [MPa] Nennspannung

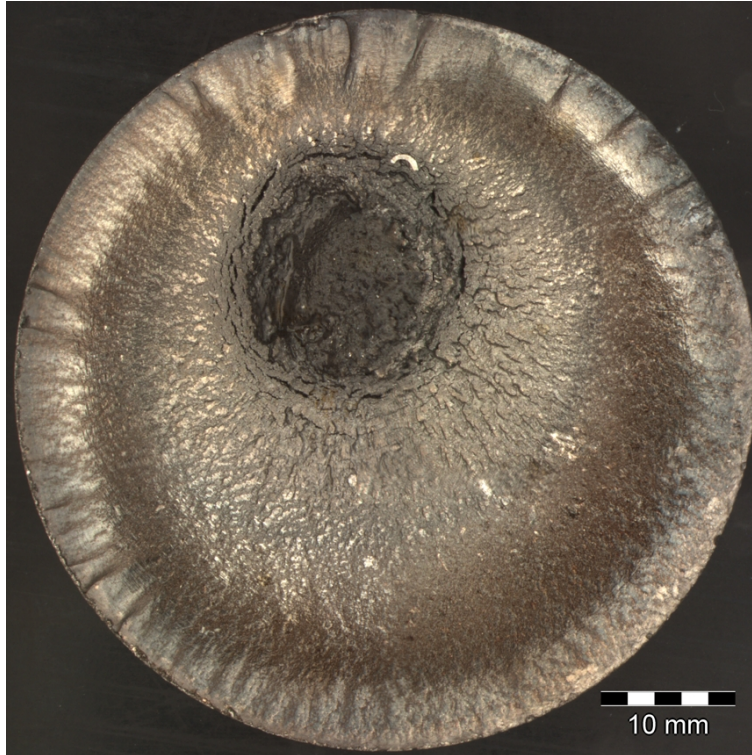


Bild B—54: Probe 104-1; Bruch im Presssitz nach 452.000 Lastwechseln bei 226 [MPa] Nennspannung

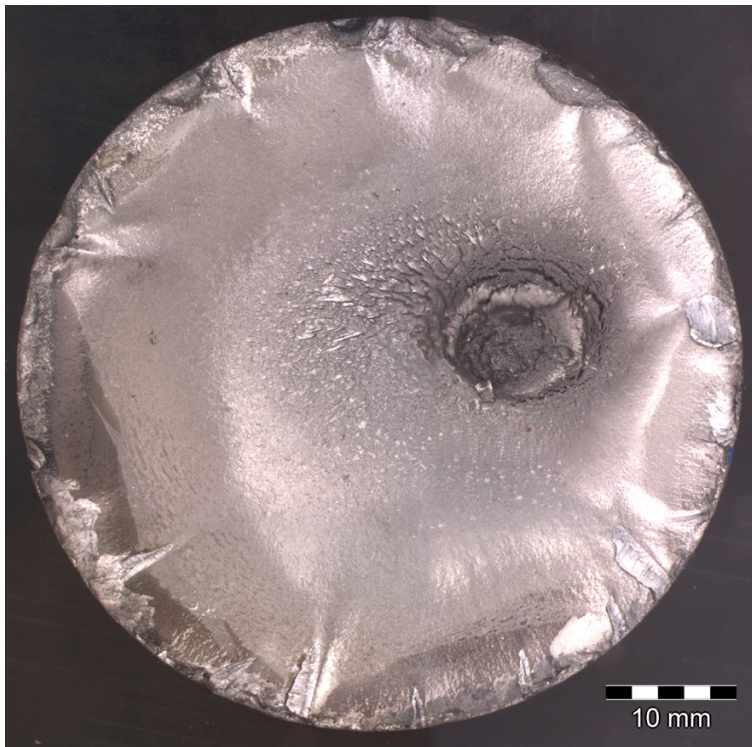


Bild B—55: Probe 105; Bruch im Presssitz: nach 610.000 Lastwechseln bei 210 [MPa] Nennspannung

Anhang C Festigkeitsversuche anderer Stellen

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	d _{Schaft} [mm]	D/d	σ _{avD50%} [MPa]	s	k	Anzahl der Versuche	Quelle	Zusatz
St50	552	255	160	1,09	252	0,052	8,7	5	/Egel 66/	DB 68
St50	554	265	159	1,00	134	0,044	–	5	/Egel 66/	DB 68
St50	550	250	160	1,16	236	0,077	8,6	6	/Egel 66/	DB 54
St50	550	250	160	1,16	237	0,047	–	7	/Egel 66/	DB 57
k.A.	597	315	165	1,21	273	0,032	–	11		DB 84
25CrMo4	679	471	160	1,16	271	0,054	6,4	10	/Egel 66/	DB 68
25CrMo4	700	600	170	1,24	330	0,051	6,5	5	/LBF 81/	LBF 3932
25CrMo4	700	600	155	1,13	257	0,055	8,4	6	/LBF 75/	LBF 3271
25CrMo4	704	522	160	1,09	304	0,089	10,7	9	/Egel 66/	DB 68
25CrMo4	700	600	100	1,28	388	0,010	–	4	/Egel 66/	DB 60
42CrMo4	826	658	120	1,38	364	0,326	–	23		DB AG I
30Mn5	709	490	175	1,14	273	0,062	7,5	12	/Egel 66/	DB 79
34CrNiMo6	950	700	160	1,13	382	0,091	–	21		DB AG II

Tafel C-1: Auswertung der in Kapitel 8.2.9 beschriebenen Versuche an Radsatzwellen mit Versagen in der freien Oberfläche; farbiges Feld bedeutet abgeschätzter Kennwert

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	D [mm]	D/d	S _{avD50%} [MPa]	s	Anzahl der Versuche	Quelle	Zusatz
St50	550		185	1,09	91	0,028	3	/Egel 66/	DB 59
St50	550		185	1,12	104	0,059	6	/Egel 66/	DB 59
St50	550		185	1,16	116	0,048	7	/Egel 66/	DB 59
St50	554	260	185	1,16	100	0,069	6		DB 68
k.A.	657		170	1,06	98	0,016	6		DB 78
25CrMo4	700		175	1,00	112	0,099	6	/LBF 81/	LBF 3932
25CrMo4	700		175	1,00	110	0,470	4	/LBF 81/	LBF 3932
25CrMo4	710		165,5	1,00	113	0,360	19	/Egel 66/	DB 90
25CrMo4	625			1,00	98,7	0,023	13	/Horg 65/	
25CrMo4	700		129	1,09	117	0,041	10	/Egel 66/	DB 59
25CrMo4	733	562	185	1,16	155	0,065	9		DB 68
25CrMo4			165,5	1,00	113	0,360	19	/Egel 66/	DB 90
31CrMoV9	1100	700	129	1,09	122	0,065	6	/Egel 66/	DB 62

Tafel C-2: Auswertung der in Kapitel 8.3.9 beschriebenen Versuche an Radsatzwellen mit Versagen im Presssitz; farbiges Feld bedeutet abgeschätzter Kennwert

Vers. Nr.	Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	R _{p0,2} / R _m	A ₅ [%]	Z [%]	D [mm]	R _z (R _a) [μm]	σ _{bW50%} [MPa]	s	Anzahl der gepr. Zapfen
16	25CrMo4	1049	922	0,88	13	52	180	--	371	0,100	6
14	31CrMoV9	978	918	0,94	22	66	140	(0,48)	362	0,070	4
19	34CrMo4	799	642	0,80	k.A.	55	153	--	388	0,060	7
12	34CrNiMo4	761	611	0,80	19	60	400	3,3 (--)	269	0,107	4
5	34CrNiMo4	809	650	0,80	19	60	400	6,2 (2,0)	270	0,151	4
11	36CrNiMo4	747	572	0,77	22	60	195	1,6 (0,56)	280	0,025	3
2	42CrMo4	746	548	0,73	23	61	285	2,2 (0,38)	283	0,501	4
1	42CrMo4	797	598	0,75	19	55	285	2,9 (0,47)	301	0,252	6
15	42CrMo4	829	689	0,83	26	60	292	(0,40)	313	0,127	4
20	47Mn4	741	391	0,53	19	41	175	4,0	293	0,016	7
6	47Mn4	758	446	0,59	20	50	245	3,8 (0,72)	286	0,071	9
10	47Mn4	790	433	0,55	19	48	245	5,3 (1,3)	281	0,079	3
17	Ck45	637	353	0,55	16	35	210	--	204	0,142	6
18	Ck45	691	348	0,50	19	35	210	--	238	0,213	6
3	Ck45	698	422	0,60	20	48	165	5,1 (--)	255	0,021	6
7	Ck45	707	398	0,56	23	45	175	3,4 (--)	193	0,014	3
9	Ck45N	578	318	0,55	26	51	393	2,7 (0,50)	230	0,077	3
13	Ck45N	701	434	0,62	22	44	157	3,7 (--)	235	0,019	6

Tafel C-3: Übersicht der in /FVV 81/ untersuchten Werkstoffe und ermittelten Kennwerte aus Versuchen an großen Kurbelwellen

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	S _{aD50%} [MPa] K _t = 1	Ø-Probe [mm]	Quelle	Zusatz
VCN 35	917	858	417	5,89	/Schm 71/	
VCN 35	971	909	446	5,89	/Schm 71/	
St70	765	454	335	10,00	/Marq 04/	W459PSU
St60	613	357	293	7,52	/Marq 04/	W456PSU
St60	645	370	293	10,00	/Marq 04/	W457PSU
St52-3	550	448	326	6,74	/Gude 99/	UB1
St52-3	628	374	325	7,52	/Marq 04/	W468PSU
St50	491	269	244	10,00	/Marq 04/	W473PSU
St50	624	392	285	7,52	/Marq 04/	W465PSU
St42-2	475	222	238	10,00	/Marq 04/	W470PSU
St38-2	594	399	294	10,00	/Marq 04/	W461PSU
St37-2	440	361	269	6,74	/Gude 99/	UB1
St34	392	198	172	8,00	/Marq 04/	W475PSU
Reineisen	286	93	147	7,50	/Marq 04/	W515PSU
Ck45V2	1200		585	6,74	/Bork 84/	
Ck45V1	855		445	6,74	/Bork 84/	
Ck45	664	420	344	6,74	/Nick 72/	

Tafel C-4: Ergebnisse aus Umlaufbiegeversuchen an ungekerbten Kleinproben, N_D=10⁷; Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	S _{aD50%} [MPa] K _t = 1	Ø-Probe [mm]	Quelle	Zusatz
Ck35V2	1088		546	6,74	/Bork 84/	
Ck35V1	775		392	6,74	/Bork 84/	
Ck35V	777	705	433	6,74	/Pana 83/	
Ck35V	778	704	370	6,74	/Klag 79/	
Ck35N	616		280	6,74	/Bork 84/	
Ck35N	627		262	6,74	/Gude 99/	UB2
Ck15V2	844		423	6,74	/Bork 84/	
Ck15V1	595		366	6,74	/Bork 84/	
Ck15V	597	509	336	6,74	/Suta 98/	
Ck15Nc	995		446	6,74	/Suta 98/	
Ck15N+	561	435	309	6,74	/Suta 98/	
Ck15N	459	326	265	6,74	/Suta 98/	
Ck15N	570		251	6,74	/Bork 84/	
C60	790	473	373	7,99	/Marq 04/	W501PSU
C45	604	332	250	9,48	/Marq 04/	W579PSU
C45	652	466	302	7,50	/Marq 04/	W498PSU
C45	677	372	222	9,48	/Marq 04/	W581PSU
C45	689	379	235	9,48	/Marq 04/	W580PSU
C45	834	706	376	7,52	/Marq 04/	W500PSU
C15	437	275	248	7,50	/Marq 04/	W497PSU
C15	497	344	270	8,00	/Marq 04/	W502PSU
42CrMo4V2	1390		646	6,74	/Bork 84/	
42CrMo4V1	1155		520	6,74	/Bork 84/	
42CrMo4N	995		407	6,74	/Bork 84/	
42CrMo4	805	637	405	7,54	intern. Bericht	UB02/2002
38MnVS5	935	647	441	8,00	/Marq 04/	W244PSU
38CrAlMo6	873	746	514	5,90	/Marq 04/	W539PSU
38CrAlMo6	932	814	530	5,90	/Marq 04/	W538PSU
38CrAlMo6	942	844	510	5,90	/Marq 04/	W540PSU
36CrNiMo4	959	844	461	6,74	/Schm 71/	
34CrNiMo6	909	779	460	7,54	intern. Bericht	UB04/2002

Tafel C-4, fortgesetzt: Ergebnisse aus Umlaufbiegeversuchen an ungekerbten Kleinproben, N_D=10⁷; Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	S _{aD50%} [MPa] K _t = 1	Ø-Probe [mm]	Quelle	Zusatz
34CrNiMo6	1058	951	507	7,54	intern. Bericht	UB15/1996
34CrMo4V2	1335		605	6,74	/Bork 84/	
34CrMo4V1	990		494	6,74	/Bork 84/	
34CrMo4V	800	700	457	6,74	/Klag 79/	
34CrMo4N	920		413	6,74	/Bork 84/	
34CrMo4	741	690	383	7,52	/Marq 04/	W532PSU
34CrMo4	799	700	459	6,74	/Pana 83/	
34Cr4	669	371	334	8,00	/Marq 04/	W526PSU
34Cmo4	981	855	511	6,74	/Gude 99/	UB13
30SiMnCr4	1099	971	510	7,50	/Marq 04/	W542PSU
30SiMnCr4	1138	1030	559	7,50	/Marq 04/	W541PSU
30NiCrMoV12	955	847	482	7,54	intern. Bericht	UB05/2000
30NiCrMoV12	984	888	511	7,54	intern. Bericht	UB12/2000
30NiCrMoV12	1012	930	531	7,54	intern. Bericht	UB01/2001
30NiCrMoV	1015	941	539	7,52	intern. Bericht	0202F
30NiCrMoV	1061	968	523	7,52	intern. Bericht	0301F
30CrNiMo6	938	767	463	7,00	/Magi 81/	
30CrNiMo6	938	767	436	10,00	/Magi 81/	
30CrNiMo6	959	844	491	5,89	/Schm 71/	
30CrNiMo6	959	844	461	5,89	/Schm 71/	
30CrNiMo6	1312	1187	697	5,89	/Schm 71/	
27MnVS6	820	554	390	8,00	/Marq 04/	W243PSU
25CrMo4	1006	954	486	5,89	/Schm 71/	
25CrMo4	1047	973	525	5,89	/Schm 71/	
16MnCr5V	760	669	412	6,74	/Suta 98/	
16MnCr5N+	580	438	354	6,74	/Suta 98/	
16MnCr5N	678	405	340	6,74	/Suta 98/	
14NiCr18	1256	1030	526	7,52	/Marq 04/	W529PSU
13CrMo4V2	1195		613	6,74	/Bork 84/	
13CrMo4V1	885		531	6,74	/Bork 84/	
13CrMo4N	880		425	6,74	/Bork 84/	
100Cr6	1324		770		/Schm 71/	

Tafel C-4, fortgesetzt: Ergebnisse aus Umlaufbiegeversuchen an ungekerbten Kleinproben, N_D=10⁷

Cimac-Sammlung Kurbelwellen, /IABG 75/

Verwendete Abkürzungen:

Herstellung:

- Ge - gesenkgeschmiedet
- Fa - faserflussgeschmiedet
- Fr - freiformgeschmiedet

Wärmebehandlung:

- V - vergütet
- N - normalisiert
- A - angelassen

Geometrie:

- D - Zapfendurchmesser
- R - Übergangsradius Zapfen-Wange

Spannungsverhältnis:

- R= -1 (wechselnd)
- R= 0 (schwellend)

Beanspruchungsart (BA):

- B - Biegung
- UB - Umlaufbiegung
- T - Torsion

Werkstoff		Typ	Herstellung	Wärmebehandlung	R _t µm	D mm	R mm	BA	R	CIMAC σ _{Dexp.} N/mm ²	FVV σ _{Dexp.} N/mm ²	Bemerkung	Quelle	CIMAC Nr.
R _m N/mm ²	R _{p0.2} N/mm ²	A %	Z %											
34 CrNiMo 6	>834	>52	>12	n. angegeben	1,0	125	10	B	-1	343	316	ind. gehärtet ohne Übergang	Deimler Benz Nr. 1	1
1079	834	52	12	"	1,0	125	12	B	-1	333	255	"	DB Nr. 2	2
1079	834	52	12	"	1,0	125	10	T	-1	333	345	"	DB Nr. 3	3
1079	834	52	12	"	1,0	125	10	B	-1	343	322	"	DB Nr. 4	4
18 CrNi 8	>834	>52	>6	"	1,0	105	6	B	-1	412	382	einsatzgehärtet	DB Nr. 5	5
51 CrMoV4	>834	>52	>12	"	1,0	125	6	T	-1	353	338	ind. gehärtet ohne Übergang, nur drei Proben	DB Nr. 6	6
37 Cr 4	>539	>53	>12	"	1,5	60	3,5	B	-1	324	329	ind. gehärtet ohne Übergang	DB Nr. 7	7
Ck 45	>490	>35	>14	"	0,8	52	3	B	0	290	255	"	DB Nr. 8	8
785	490	35	14	"	0,8	52	3	B	0	294	250	"	DB Nr. 9	9
Ck 45	>490	>35	>14	"	0,8	50	3	B	0	304	244	"	DB Nr. 10	10
785	490	35	14	"	0,8	52	3	B	0	329	280	"	DB Nr. 11	11
Ck 45	>490	>35	>14	"	0,8	52	3	B	0	588	500	gasnitriert	DB Nr. 12	12
785	490	35	14	"	0,8	52	3	B	0	613	521	ind. gehärtet mit Übergang	DB Nr. 13	13
37 Cr 4	>588	>53	>12	"	1,5	90	3,5	UB	-1	382	387	ind. gehärtet ohne Übergang	DB Nr. 14	14
37 Cr 4	>588	>52	>12	"	1,5	74	4,5	B	-1	324	306	"	DB Nr. 15	15
37 Cr 4	>588	>52	>12	"	1,5	74	4,5	B	-1	549	520	gasnitriert	DB Nr. 16	16

Tafel C-5: Cimac-Sammlung Kurbelwellen, Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff		Typ	Herstellung	Wärmebehandlung	R _t μm	D mm	R mm	BA	R	CIMAC σ _{Dexp.} N/mm ²	FVV σ _{Dexp.} N/mm ²	Bemerkung	Quelle	CIMAC Nr.		
R _m N/mm ²	R _{p0,2} N/mm ²														A %	Z %
834	37 Cr 4 588	52	12	einteilig	Ge	n. angegeben	1,5	60	3,5	B	-1	324	307	ind. gehärtet ohne Übergang	DB Nr. 17	17
785	37 Cr 4 > 588	> 52	> 12	"	"	"	1,5	60	3,5	B	-1	735	697	ind. gehärtet mit Übergang	DB Nr. 18	18
785	37 Cr 4 583	52	12	"	"	"	1,5	60	3,5	T	-1	322	318	ind. gehärtet ohne Übergang, nur 4 Proben	DB Nr. 19	19
785	37 Cr 4 588	52	12	"	"	"	1,5	60	3,5	B	-1	530	521	ind. gehärtet mit Übergang	DB Nr. 20	20
878	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	284	233	ind. gehärtet ohne Übergang	B 0155-05	21
803	CK 45 --	--	--	"	"	V	--	60	4	B	-1	279	228	"	B0155-05	22
819	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4,5	B	-1	350	396	ind. gehärtet ohne Übergang und gerollt	213 6044 EE	23
853	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	369	325	ind. gehärtet ohne Übergang und kugelgestrahlt 1,2 φ	B 0155-05	24
853	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	326	286	wie 24, jedoch 0,6 φ	B 0155-05	25
735	39 Cr 4 583	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	461	465	badnitriert	B 0150-05	26
809	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	277	278	ind. gehärtet ohne Übergang	B 0150-05	27
853	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	310	268	ind. gehärtet ohne Übergang	B 0150-05	28
853	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	338	292	ind. gehärtet ohne Übergang, angelassen auf 300°C	B 0150-05	29
829	39 Cr 4 583	--	14	"	"	V	--	60	4	B	-1	334	289	unbehandelt	KHD B 0150-05	30
946	39 Cr 4 588	--	14	"	"	V	--	75	5	B	-1	318	288	ind. gehärtet ohne Übergang	B 0147-05	31

Tafel C-5, fortgesetzt: Cimac-Sammlung Kurbelwellen, Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff	R _m N/mm ²	R _{p0,2} N/mm ²	A %	Z %	Typ	Her- stel- lung	Wärme- behandlung	R _t µm	D mm	R mm	BA	R	CIMAC σ _{Dexp.} N/mm ²	FWW σ _{Dexp.} N/mm ²	Bemerkung	Quelle	CIMAC Nr.
932	39 Cr 4 588	--	--	14	einteilig	Ge	V	--	75	5	T	-1	279	276	ind. gehärtet ohne Übergang, angelassen auf 300°C	B 0147-05	32
937	39 Cr 4 588	--	--	14	"	"	V	--	75	5	T	-1	262	258	ind. gehärtet ohne Übergang	B 0147-05	33
937	39 Cr 4 583	--	--	14	"	Fr	V	--	80	5,5	T	-1	262	203	ind. gehärtet ohne Übergang, angelassen auf 300°C	B 0147-54	34
785	39 Cr 4 583	--	--	14	"	Ge	V	--	75	5	B	-1	510	--	ind. gehärtet mit Übergang, angelassen auf 300°C	--	35
1074	AISI 4130 --	--	--	--	"	Ge	V	--	180	12	B	-1	461	462	gasnitriert	A 0175-95	36
1039	AISI 4130 936	--	--	14	"	Fr	V	--	180	12	B	-1	419	380	Übergang gerollt	A 0175-95	37
1069	AISI 4130 922	--	--	13	"	Ge	V	--	180	12	B	-1	330	332	unbehandelt	A 0175-95	38
637	CK 45 353	--	--	16	"	Fr	V	--	210	14	B	-1	186	170	unbehandelt	Krupp 267 470B	39
691	CK 45 343	--	--	19	"	Fa	V	--	210	14	B	-1	235	215	unbehandelt	"	40
425	JIS S20C 233	57	37		mehrteilig	Fr	n. angegeben	--	56	--	B	-1	---	---	unbehandelt, nicht auswertbar	HITACHI Shipbuilding	41
457	Mn - Stahl 269	51	35		zweiteilig	Gegos- sen	V	--	59	4	B	-1	199	---	unbehandelt	"	42
457	Mn - Stahl 269	51	35		"	"	V	--	59	3	B	-1	---	230	unbehandelt	"	43
457	Mn - Stahl 269	51	35		"	"	V	--	59	3	B	-1	---	258	unbehandelt	"	44
457	Mn - Stahl 269	51	35		"	"	V	--	59	3	B	-1	---	255	unbehandelt	"	45
457	Mn - Stahl 269	51	35		"	"	V	--	59	3	B	-1	---	255	unbehandelt	"	46

Tafel C-5, fortgesetzt: Cimac-Sammlung Kurbelwellen, Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff		Typ	Herstellung	Wärmebehandlung	R _t μm	D mm	R _m mm	BA	R	CIMAC σ _{Dexp. 2} N/mm	FVV σ _{Dexp. 2} N/mm	Bemerkung	Quelle	CIMAC Nr.
R _m N/mm ²	R _{p0.2} N/mm ²													
457	Mn - Stahl 269	zweitteilig	gegossen	V	--	59	2	B	-1	--	314	unbehandelt	HITACHI Shipbuilding	47
453	C - Stahl 269	einteilig	Fa	V	3 - 6	79	5	B	-1	353	--	ind. gehärtet ohne Übergang	Journal of Sumitomo Metals	48
453	AISI 1050 269	"	Fa	V	3 - 6	75	4,5	B	-1	319	--	ind. gehärtet ohne Übergang	Journal of Sumitomo Metals	49
453	C - Stahl 269	"	"	V	3 - 6	45	3	B	-1	338	--	"	"	50
453	AISI 1050 364	"	"	V	3 - 6	66	4	B	-1	319	--	"	"	51
399	SF 55 313	"	Fr	N	3	62	7	T	-1	334	259	unbehandelt, nur 4 Proben	Ship Research Instituts	52
399	SF 55 313	"	Fr	N	3	62	3,5	T	-1	314	241	"	"	53
399	SF 55 313	"	"	N	3	62	5	T	-1	338	312	"	"	54
386	S 35 C 329	"	"	--	5	70	4,5	T	-1	282	275	"	"	55
386	S 35 C 329	"	"	--	5	70	4,5	T	-1	282	258	unbehandelt Bruch in der Bohrung	"	56
928	SNC3 (NiCr-Stahl) 802	"	Ge	V	8	75	4	T	-1	339	340	"	"	57
928	SNC3 (NiCr-Stahl) 802	"	"	V	8	95	4	T	-1	279	279	ind. gehärtet ohne Übergang, Bruch in der Bohrung	"	58
793	CoMo - Stahl 641	"	Fr	V	3	400	25	B	-1	275	--	unbehandelt, nur 4 Proben	Japan Steel Works.Ltd.	59
786	CrMo - Stahl 626	"	Fa	V	3	400	25	B	-1	325	--	"	"	60
780	NiCrMoV-Stahl 661	"	Fa	V	3	400	25	B	-1	324	--	"	"	61
364	JIS SF 55 309	zweitteilig	Fr	V	3	650	35	B	-1	222	209	unbehandelt, nur eine Probe	Kobe, Steel Ltd.	67

Tafel C-5, fortgesetzt: Cimac-Sammlung Kurbelwellen, Fortsetzung nächste Seite

Werkstoff		Typ	Herstellung	Wärmebehandlung	R _t µm	D mm	R mm	BA	R	CIMAC σ _{Dexp.} N/mm ²	FVV σ _{Dexp.} N/mm ²	Bemerkung	Quelle	CIMAC Nr.
R _m N/mm ²	R _{p0,2} N/mm ²													
583	JIS SF 55 343	zweiteilig	Fr	V	3	650	33	B	-1	325	269	Übergang gerollt, nur eine Probe	Kobe Steel Ltd.	68
817	CrMo SF 637	einteilig	Fa	V	6	285	18	B	-1	361	291	Übergang gerollt, nur eine Probe	"	69
769	CrMo SF 626	"	Fa	V	6	285	18	B	-1	457	352	Übergang gerollt, nur eine Probe	"	70
785	34 CrMo 4 623	"	Fr	V	5	150	10	UB	-1	250	226	ind. gehärtet, Anrisse, nur drei Proben	KAIJI KYOKAI	71
755	34 CrMo 4 629	"	Fr	V	5	150	10	UB	-1	345	336	badnitriert, nur zwei Proben	"	72
510	C - Stahl 304	"	Fr	A	5	70	3	UB	-1	333	309	ind. gehärtet mit Übergang, Anrisse, nur 3 Proben	"	73
510	C - Stahl 304	"	Fr	A	5	70	3	UB	-1	451	581	ind. gehärtet mit Übergang, Anrisse, nur drei Proben	"	74
510	C - Stahl 304	"	Fr	A	5	70	3	UB	-1	397	499	ind. gehärtet mit Übergang, Anrisse, nur vier Proben	"	75
510	C - Stahl 304	"	Fr	A	5	70	3	UB	-1	363	475	ind. gehärtet mit Übergang, Anrisse	"	76
663	S 43 C 391	"	Ge	N	-	54	-	B	0	(314)	295	ind. gehärtet ohne Übergang, nur drei Proben	YANMAR	77
737	S 43 C 463	"	"	V	-	54	-	B	0	(358)	348	"	"	78
486	C - Stahl 359	zweiteilig	Gegossen	-	-	730	37	B	-1	157	-	unbehandelt, Poren, nur zwei Proben	Nishihara (1971)	80
640	C - Stahl 362	einteilig	Fr	-	-	310	18	B	-1	207	-	unbehandelt	Kobe Steel Report 1970	89
646	C - Stahl 360	"	Fa	-	-	310	18	B	-1	248	-	unbehandelt	"	90
637	C - Stahl	"	Fr	-	-	90	4	B	0	270	-	unbehandelt, nur eine Probe	FIAT GM Report 200	93
588	C 40 314	zweiteilig	Fr	N	--	89	5	B	-1	260	--	unbehandelt, nur 4 Proben	FIAT GM Report 780	93
981	51 CrMoV4 833	einteilig	Ge	V	2,4	155	8	B	-1	314 bis 510	--	große Streuung	FIAT GM 210 SSF	94

Tafel C-5, fortgesetzt: Cimac-Sammlung Kurbelwellen

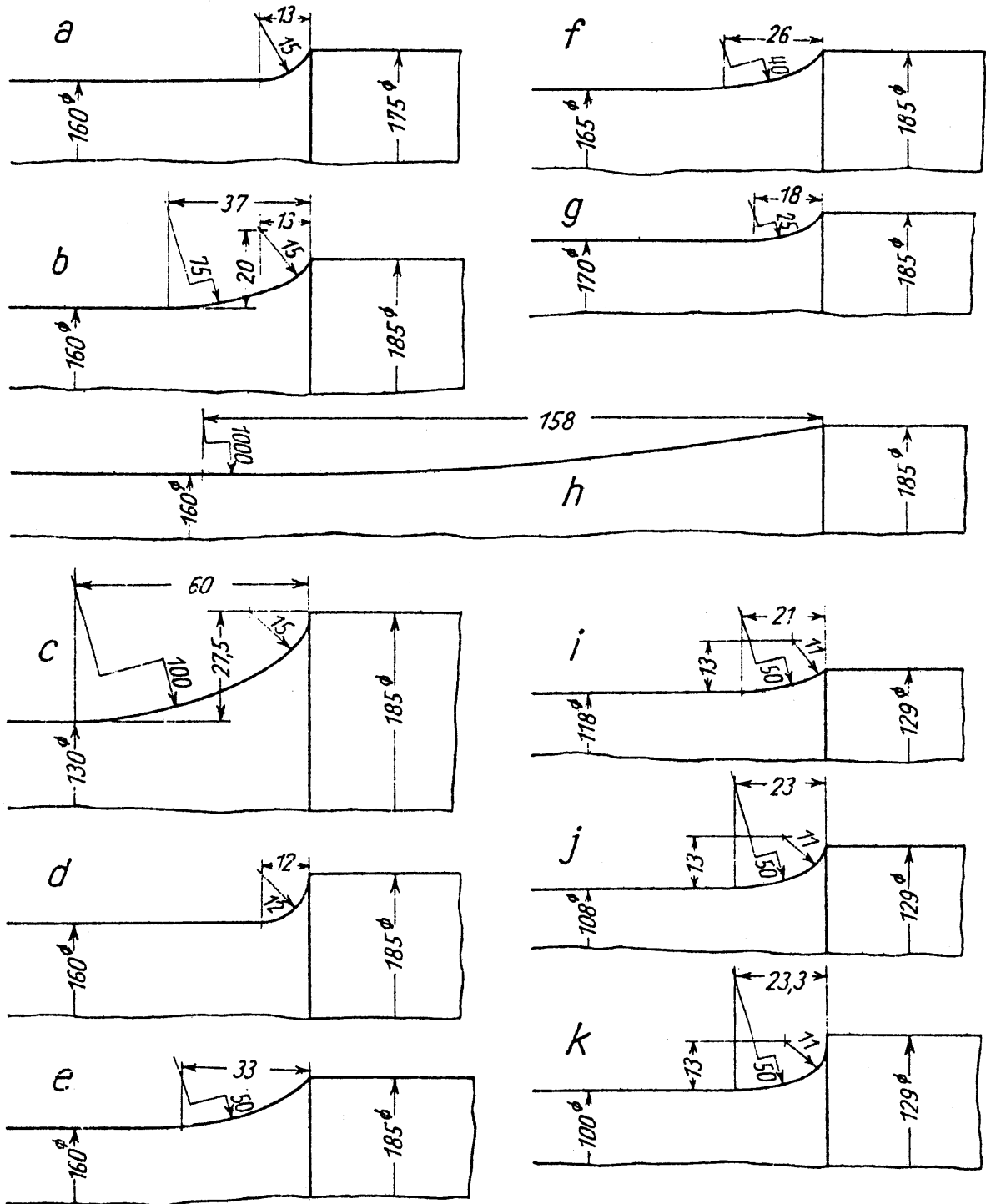


Bild C-1: In /Egel 66/ untersuchte Achswellengeometrien

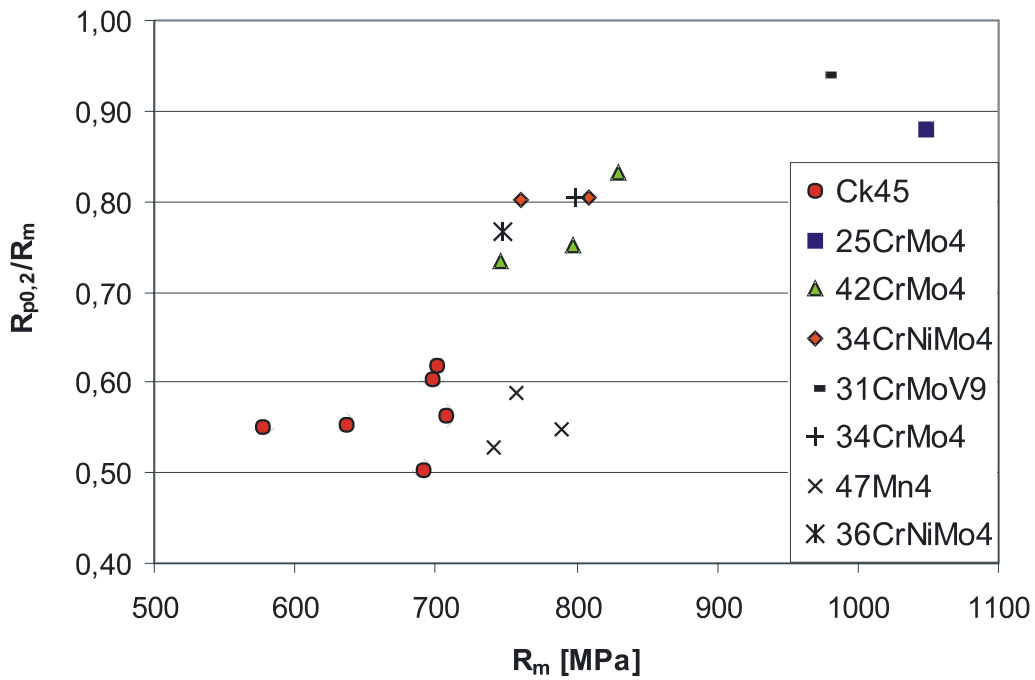


Bild C-2: Streckgrenzenverhältnis der in /FVV 81/ untersuchten Werkstoffe

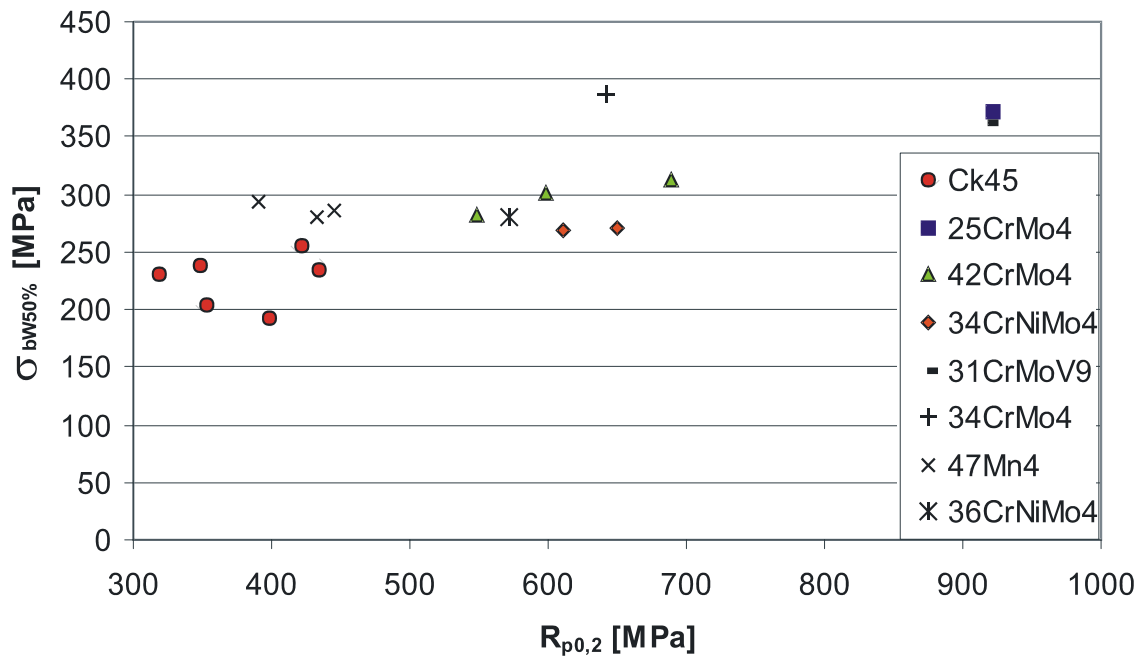


Bild C-3: In /FVV 81/ ermittelte Biegeweichselfestigkeit in Abhängigkeit der Streckgrenze $R_{p0,2}$

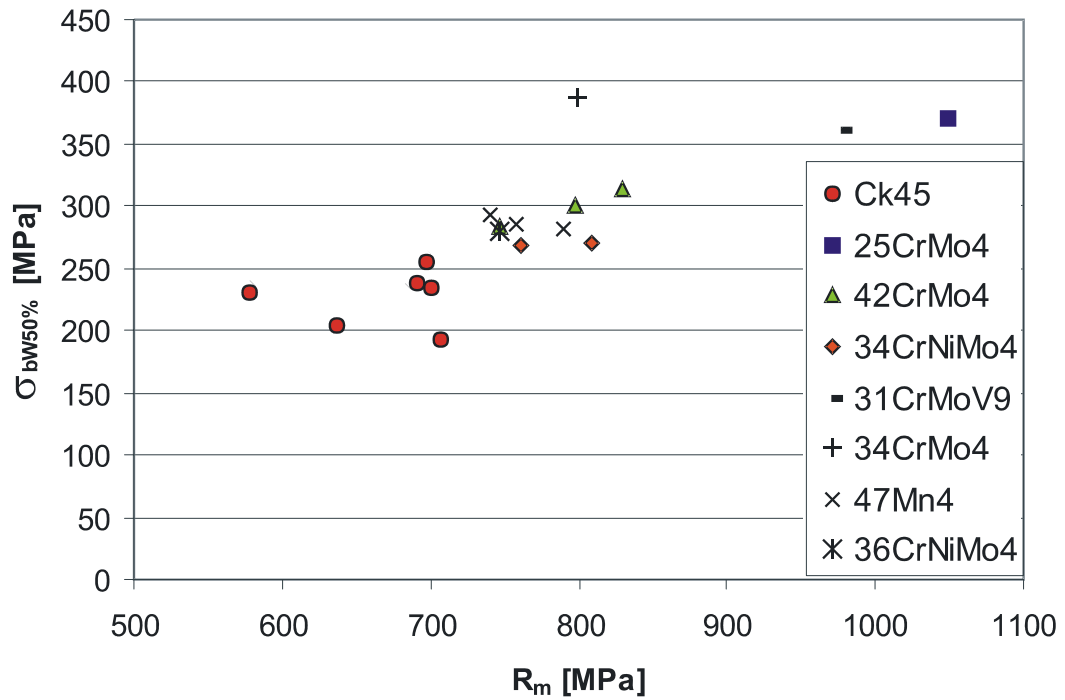


Bild C—4: In /FVV 81/ ermittelte Biegeweichfestigkeit in Abhängigkeit der Zugfestigkeit R_m

Anhang D Berechnung Freie Oberfläche

Ifd.Nr.	Quelle	Literatur	Werkstoffbezeichnung	Probenform	Oberfl. A ca. mm ²	N _{G,6} * 10 ⁶	Ober- gangs- radius mm	R _m MPa	R _{p0,2} MPa	σ _{zdw} MPa		Bemerkungen
										aus Lit.	korrigiert auf A=800 mm ²	
1	IABG	(fd. Unters. /1/	42 Cr Mo 4	Hourglass	70	2	25	1130	1050	570	550	
2			C 45	Hourglass	70	2	25	785	640	378	360	
3			Betonstahl	Hourglass	70	2	25	525	400	285	274	
4			42 Cr Mo 4	Hourglass	80	2	30	1010	860	500	479	
5	LBF	FB 129 /2/	Ck 45	Flachprobe	3600	2	110	728	438	270	281	
6								651	390	235	245	
7								747	539	320	334	
8	MPA	Liebrich /3/	34 Cr Ni Mo 6	Rundprobe	800	10	50	725	440	310	310	
9								1118	1020	530	530	
10								1500	1380	705	706	
11	Ift	Fleischer /4/	24 Cr Mo V 5.5	Rundprobe	800	10	22	790	760	400	300	
12								980	840	490	490	
13	Dresden							900	750	450	450	
14								650	350	245	245	
15								780	600	375	375	
16								911	665	376	376	
17								570	208	170	170	
18								570	240	180	180	
19	LDF	TM 57/70 /5/	1.7734.5	Flachpr.	400	2	100	1005	830	476	460	Hourglass-
20		TM 66/73 /6/	18/0/5 Ni Cr Mo	Flachpr.	400	2	100	2026	1500	790	777	Flachprobe
21		TM 84/78 /7/	42 Cr Mo 4	Flachpr.	3600	2	110	1097	1029	500	521	
22	Tit Darm- stadt	Autoren- kollektiv /8/	42 Cr Mo 4	Hourglass	80	10	30	1110	1000	550	527	
23			Ck 45					790	540	365	350	
24	LDF		49 Mn V S 3					840	570	365	350	
25	70 Darm- stadt	Klee /9/	Armo	Hourglass	80	10	30	352	203	190	182	
26			St 37					371	201	181	173	
27			St 52					506	392	266	255	
28			ISO 55 C					667	530	357	342	
29			ISO 77 V					836	758	471	451	
30			N-A-XTRA 70					911	829	521	499	
31			Remanit 1880 SW					635	245	249	239	Ausreißer, eliminiert
32	IABG	Heidenreich /10/	34 Cr 4	Rundprobe	1250	2	100	795	657	410	414	
33	Festigk.							858	700	415	419	
34	Iyp.							710	550	343	347	
35	IABG	Heidenreich /11/	42 Cr Mo 4	Rundprobe	400	2	20	716	542	355	349	
36	Kurbel- welle		42 Cr Mo 4		1500		25	752	513	335	340	
37			42 Cr Mo 4		400		20	704	352	346	346	
38			Ck 45 V		400		20	682	381	254	250	
39			SH-Stahl		400		20	751	364	285	280	

Tafel D-1: Festigkeitswerte für unlegierte und niedriglegierte Stähle mit Normierung der Probenoberfläche; Auswertung nach /IABG - I/, Fortsetzung nächste Seite

Ird.Nr.	Quelle	Literatur	Merkstoffbezeichnung	Probenform	Oberfl. A ca. mm ²	N _G * 10 ⁶	Übergangs- radius mm	R _m MPa	R _{p0,2} MPa	σ _{z0,2} MPa		Bemerkungen
										aus Lit.	korrigiert auf A=800 mm ²	
40			34 Cr Mo 4					787	477	336		
41			47 Mn 4					721	353	269		
42			Ck 45					624	347	234		
43			R 39/63					896	620	355		
44			Ck 45 N					661	310	249		
45			47 Mn 4					779	388	293		
46			47 Mn 4					741	371	279		
47			47 Mn 4					741	348	262		
48			47 Mn 4					747	349	252		
49			34 Cr Mo 4					725	522	345		
50			36 Cr Ni Mo 4 V					789	483	348		
51			Ck 45 N					709	340	261		
52	MFA Stuttg.	Galer	C 45 gegl.	Rundprobe	400	10	7	569	348	225		
53			C 45 verg.					755	540	324		
54			34 Cr Mo 4					628	353	249		
55			34 Cr Mo 4					971	893	470		
56			70 S1.7					1354	1197	603		
57	TH Darm- stadt	Klöppel Seeger, Heft 7	HSB 77 V	Flachpr. Hourglass	8000	10	594	835	781	431		
58			HSB 55 C	Flachpr.	80		35	835	781	498		
59			St 52	Hourglass	8000		594	626	520	329		
60			St 37	Flachpr.	80		35	549	380	240		
61			S Cr 440	Hourglass	8000		594	407	274	209		Zugproben Hourglass
62	Japan. Veröff.	Data Sheet /14/	S Cr 440	Hourglass	120	10	45	955	840	500		

Tafel D-2: fortgesetzt; Festigkeitswerte für unlegierte und niedriglegierte Stähle mit Normierung der Probenoberfläche; Auswertung nach /IABG - I/

Werkstoffe	Statische Kennwerte		Zyklische Kennwerte			Exp. Dauerfestigkeit (50%-Wert) σ_{zNW} [MPa]	$\sigma_{zNW}/R'_{p0,2}$	$\sigma'_{0,026}$ [MPa]	$\sigma_{zNW}/\sigma'_{0,026}$
	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	K' [MPa]	n'	$R'_{p0,2}$ [MPa]				
Airmco	359	207	858	0,180	280	185	0,661	194	0,953
St37	435	295	988	0,207	273	185	0,678	179	1,034
St37	435	310	1170	0,239	265	175	0,660	163	1,076
St42	457	384	1053	0,196	311	218	0,701	209	1,044
St52	597	400	1228	0,185	389	270	0,694	267	1,013
St52	597	400	1337	0,207	377	260	0,690	242	1,074
Ck15	379	240	607	0,135	245	195	0,796	199	0,979
Ck45	678	457	599	0,093	336	275	0,818	278	0,989
Ck45	790	531	1078	0,133	462	391	0,846	360	1,087
TTSStE32	558	375	983	0,159	368	268	0,728	265	1,024
StE460	682	510	1181	0,161	434	320	0,737	313	1,080
StE460	682	510	1288	0,185	407	302	0,742	280	1,080
StE460	682	510	1011	0,150	396	282	0,712	293	0,962
HSB55	667	560	1194	0,128	514	386	0,751	415	0,930
StE690	825	767	947	0,070	618	480	0,777	531	0,903
StE690	872	810	1048	0,098	569	468	0,822	467	1,003
StE690	872	810	1167	0,128	527	368	0,698	406	0,907
BH	614	460	1196	0,168	423	293	0,693	299	0,980
Man-Ten	580	330	1157	0,193	347	249	0,718	235	1,059
49MnVS3	840	566	1396	0,159	520	390	0,750	376	1,038
30CrNiMo8	910	700	995	0,095	522	455	0,872	454	1,002
30CrNiMo8	910	700	972	0,085	573	477	0,832	482	0,990
42CrMo4	1111	998	1367	0,104	716	550	0,768	579	0,949
SAE4340	1174	1105	1464	0,118	705	500	0,709	553	0,905

Tafel D-3: Statische und zyklische Kennwerte für unlegierte und niedriglegierte Stähle, sowie Auswertung zur Dauerschwingfestigkeit nach /Liu 89/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe		Werkstoffbezeichnung: A1N	
Zugfestigkeit:	550 MPa	Rauhtiefe:	1.00 µm
Streckgrenze:	320 MPa	Bauteilgröße:	d < 100 mm
ZD-Wechselhaftigkeit:	217 MPa	geschmiedet:	—
Spannungsverhältnis:	-1.00	Belastungsart:	Biegung
Bauteilgeometrie			
Formzahl:	1.00	Durchmesser ...	—
Kerbform:	Umlaufkerbe	* Kerbgrund:	9.00 mm
Kerbradius:	—	* Wellenabsatz:	—
gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	—	* Welle:	—
		* Welle mit Nut:	—
		* Hohlwelle (innen):	—
		* Hohlwelle (außen):	—
		Kerbgrundbreite:	—
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]:	0.22	Stützziffer:	1.29
Kerbwirkungszahl:	0.78	Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	—
Einflussfaktor für ...		Gesamteinflussfaktor ...	
* Oberfläche (FO):	1.00	1. FOT:	1.00
* Mittelspannung (FM):	1.00	2. FOTK (St) bzw. FOK:	0.78
* Technologie (FT):	1.00		
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit:	279 MPa	Obergrenze:	550 MPa
Ecklastspielzahl:	1.95 E6		
Neigung:	22.86		

Tafel D-4: Abschätzung der Dauerfestigkeit ungekerbter Kleinproben aus A1N nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-EN Kerbe		Werkstoffbezeichnung: A1N	
Zugfestigkeit:	550 MPa	Rauhtiefe:	1.00 µm
Streckgrenze:	320 MPa	Bauteilgröße:	d < 100 mm
ZD-Wechselhaftigkeit:	217 MPa	geschmiedet:	—
Spannungsverhältnis:	-1.00	Belastungsart:	Biegung
Bauteilgeometrie			
Formzahl:	4.10	Durchmesser ...	—
Kerbform:	Umlaufkerbe	* Kerbgrund:	9.00 mm
Kerbradius:	0.10 mm	* Wellenabsatz:	—
gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	—	* Welle:	—
		* Welle mit Nut:	—
		* Hohlwelle (innen):	—
		* Hohlwelle (außen):	—
		Kerbgrundbreite:	—
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]:	20.22	Stützziffer:	2.11
Kerbwirkungszahl:	1.94	Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	—
Einflussfaktor für ...		Gesamteinflussfaktor ...	
* Oberfläche (FO):	1.00	1. FOT:	1.00
* Mittelspannung (FM):	1.00	2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.94
* Technologie (FT):	1.00		
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit:	111 MPa	Obergrenze:	550 MPa
Ecklastspielzahl:	0.99 E6		
Neigung:	6.18		

Tafel D-5: Abschätzung der Dauerfestigkeit gekerbter Kleinproben (EN-Geometrie) aus A1N nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-glatt		Werkstoffbezeichnung: A4T	
Zugfestigkeit:	650 MPa	Rauhtiefe:	1.00 µm
Streckgrenze:	420 MPa	Bauteilgröße:	d < 100 mm
ZD-Wechselhaftigkeit:	260 MPa	geschmiedet:	—
Spannungsverhältnis:	-1.00	Belastungsart:	Biegung
Bauteilgeometrie			
Formzahl:	1.00	Durchmesser ...	—
Kerbform:	Umlaufkerbe	* Kerbgrund:	9.00 mm
Kerbradius:	—	* Wellenabsatz:	—
gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	—	* Welle:	—
		* Welle mit Nut:	—
		* Hohlwelle (innen):	—
		* Hohlwelle (außen):	—
		Kerbgrundbreite:	—
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]:	0.22	Stützziffer:	1.29
Kerbwirkungszahl :	0.78	Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	—
Einflussfaktor für ...			
* Oberfläche (FO):	1.00	Gesamteinflussfaktor ...	
* Mittelspannung (FM):	1.00	1. FOT :	1.00
* Technologie (FT):	1.00	2. FOTK (St) bzw. FOK:	0.78
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit:	335 MPa	Obergrenze:	650 MPa
Ecklastspielzahl:	1.95 E6		
Neigung:	22.86		

Tafel D-6: Abschätzung der Dauerfestigkeit ungekerbter Kleinproben aus A4T nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-EN Kerbe		Werkstoffbezeichnung: A4T	
Zugfestigkeit:	650 MPa	Rauhtiefe:	1.00 µm
Streckgrenze:	420 MPa	Bauteilgröße:	d < 100 mm
ZD-Wechselhaftigkeit:	260 MPa	geschmiedet:	—
Spannungsverhältnis:	-1.00	Belastungsart:	Biegung
Bauteilgeometrie			
Formzahl:	4.10	Durchmesser ...	—
Kerbform:	Umlaufkerbe	* Kerbgrund:	9.00 mm
Kerbradius:	0.10 mm	* Wellenabsatz:	—
gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	—	* Welle:	—
		* Welle mit Nut:	—
		* Hohlwelle (innen):	—
		* Hohlwelle (außen):	—
		Kerbgrundbreite:	—
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]:	20.22	Stützziffer:	2.11
Kerbwirkungszahl :	1.94	Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	—
Einflussfaktor für ...			
* Oberfläche (FO):	1.00	Gesamteinflussfaktor ...	
* Mittelspannung (FM):	1.00	1. FOT :	1.00
* Technologie (FT):	1.00	2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.94
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit:	134 MPa	Obergrenze:	650 MPa
Ecklastspielzahl:	0.99 E6		
Neigung:	6.18		

Tafel D-7 Abschätzung der Dauerfestigkeit gekerbter Kleinproben (EN-Geometrie) aus A4T nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-glatt		Werkstoffbezeichng.: A5T	
Zugfestigkeit: Streckgrenze: ZD-Wechselfestigkeit: Spannungsverhältnis:	730 MPa 510 MPa 299 MPa -1.00	Rauhtiefe: Bauteilgröße: geschmiedet: Belastungsart:	1.00 µm d < 100 mm — Biegung
Bauteilgeometrie Formzahl: Kerbform: Kerbradius: gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	1.00 Umlaufkerbe — —	Durchmesser ... * Kerbgrund: * Wellenabsatz: * Welle: * Welle mit Nut: * Hohlwelle (innen): * Hohlwelle (außen): Kerbgrundbreite:	9.00 mm — — — — — —
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]: Kerbwirkungszahl :	0.22 0.78	Stützziffer: Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	1.29 — —
Einflussfaktor für ... * Oberfläche (FO): * Mittelspannung (FM): * Technologie (FT):	1.00 1.00 1.00	Gesamteinflussfaktor ... 1. FOT : 2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.00 1.00 0.78
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit: Ecklastspielzahl: Neigung:	385 MPa 1.95 E6 22.86	Obergrenze:	730 MPa

Tafel D-8: Abschätzung der Dauerfestigkeit ungekerbter Kleinproben aus A5T nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-EN Kerbe		Werkstoffbezeichng.: A5T	
Zugfestigkeit: Streckgrenze: ZD-Wechselfestigkeit: Spannungsverhältnis:	730 MPa 510 MPa 299 MPa -1.00	Rauhtiefe: Bauteilgröße: geschmiedet: Belastungsart:	1.00 µm d < 100 mm — Biegung
Bauteilgeometrie Formzahl: Kerbform: Kerbradius: gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	4.10 Umlaufkerbe 0.10 mm —	Durchmesser ... * Kerbgrund: * Wellenabsatz: * Welle: * Welle mit Nut: * Hohlwelle (innen): * Hohlwelle (außen): Kerbgrundbreite:	9.00 mm — — — — — —
Berechnete Größen			
Spannungsgradient [1/mm]: Kerbwirkungszahl :	20.22 1.94	Stützziffer: Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	2.11 — —
Einflussfaktor für ... * Oberfläche (FO): * Mittelspannung (FM): * Technologie (FT):	1.00 1.00 1.00	Gesamteinflussfaktor ... 1. FOT : 2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.00 1.94
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%			
Dauerfestigkeit: Ecklastspielzahl: Neigung:	154 MPa 0.99 E6 6.18	Obergrenze:	730 MPa

Tafel D-9: Abschätzung der Dauerfestigkeit gekerbter Kleinproben (EN-Geometrie) aus A5T nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-glatt		Werkstoffbezeichng.:	34CrNiMo6
Zugfestigkeit: Streckgrenze: ZD-Wechselspannung: Spannungsverhältnis:	900 MPa 790 MPa 421 MPa -1.00	Rauhtiefe: Bauteilgröße: geschmiedet: Belastungsart:	1.00 µm d < 100 mm — Biegung
Bauteilgeometrie Formzahl: Kerbfom: Kerbradius: gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	1.00 Umlaufkerbe — —	Durchmesser ... * Kerbgrund: * Wellenabsatz: * Welle: * Welle mit Nut: * Hohlwelle (innen): * Hohlwelle (außen): Kerbgrundbreite:	9.00 mm — — — — — —
Berechnete Größen Spannungsgradient [1/mm]: Kerbwirkungszahl :	0.22 0.78	Stützziffer: Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	1.29 — —
Einflußfaktor für ... * Oberfläche (FO): * Mittelspannung (FM): * Technologie (FT):	1.00 1.00 1.00	Gesamteinflußfaktor ... 1. FOT : 2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.00 1.00 0.78
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%		Dauerfestigkeit: Ecklastspielzahl: Neigung:	542 MPa 1.95 E6 22.86 Obergrenze: 900 MPa

Tafel D-10: Abschätzung der Dauerfestigkeit ungekerbter Kleinproben aus 34CrNiMo6 nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Synthetische Wöhlerlinie nach Leitfaden			
Werkstoffwahl: St Kommentar: Kleinprobe-EN Kerbe		Werkstoffbezeichng.:	34CrNiMo6
Zugfestigkeit: Streckgrenze: ZD-Wechselspannung: Spannungsverhältnis:	900 MPa 790 MPa 421 MPa -1.00	Rauhtiefe: Bauteilgröße: geschmiedet: Belastungsart:	1.00 µm d < 100 mm — Biegung
Bauteilgeometrie Formzahl: Kerbfom: Kerbradius: gewählte Probenform bei Torsionsrechnung nach Diss. Brune:	4.10 Umlaufkerbe 0.10 mm —	Durchmesser ... * Kerbgrund: * Wellenabsatz: * Welle: * Welle mit Nut: * Hohlwelle (innen): * Hohlwelle (außen): Kerbgrundbreite:	9.00 mm — — — — — —
Berechnete Größen Spannungsgradient [1/mm]: Kerbwirkungszahl :	20.22 1.94	Stützziffer: Stützziffer für statist. Größeneinfluß:	2.11 — —
Einflußfaktor für ... * Oberfläche (FO): * Mittelspannung (FM): * Technologie (FT):	1.00 1.00 1.00	Gesamteinflußfaktor ... 1. FOT : 2. FOTK (St) bzw. FOK:	1.00 1.00 1.94
Berechnete Bauteil-Wöhlerlinie nach Leitfaden für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50%		Dauerfestigkeit: Ecklastspielzahl: Neigung:	217 MPa 0.99 E6 6.18 Obergrenze: 900 MPa

Tafel D-11: Abschätzung der Dauerfestigkeit gekerbter Kleinproben (EN-Geometrie) aus 34CrNiMo6 nach Hück, Thrainer und Schütz, /Hück 83/

Anhang E Berechnung Absätze und Mulden

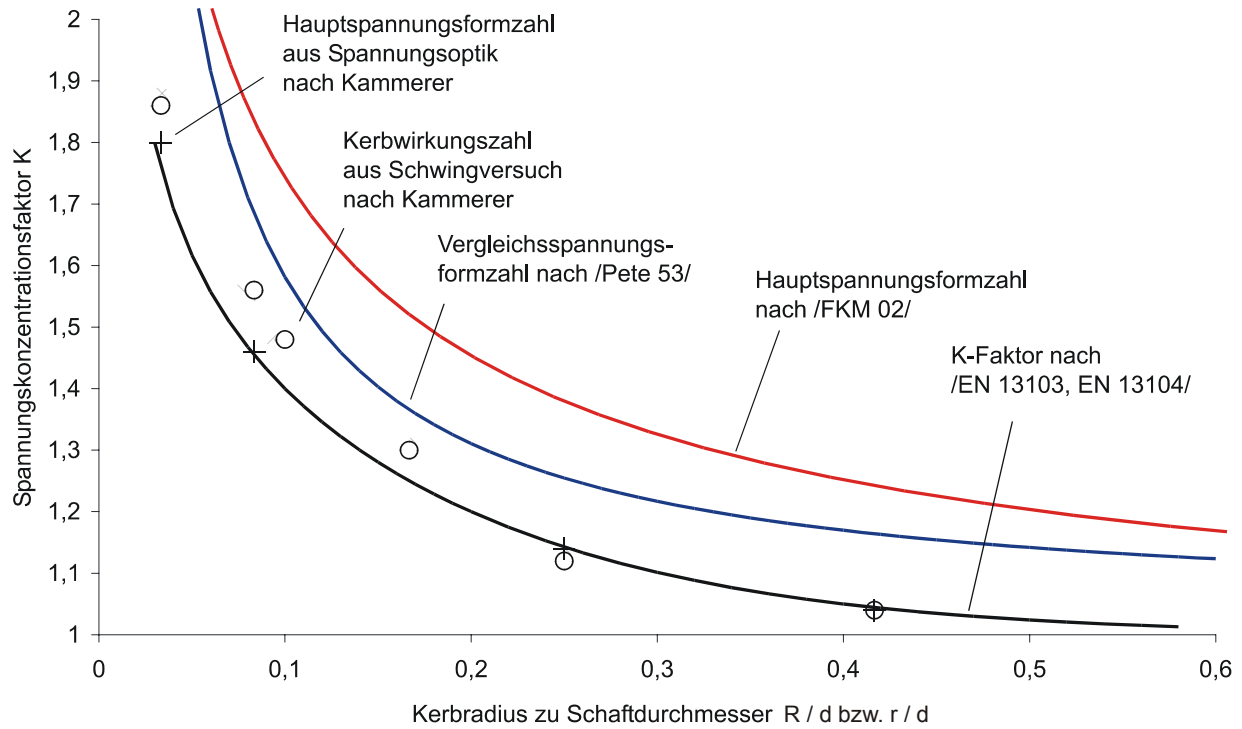


Bild E—1: Vergleich der Spannungsüberhöhungsfaktoren nach /Kamm 64/ mit anderen Vorschlägen

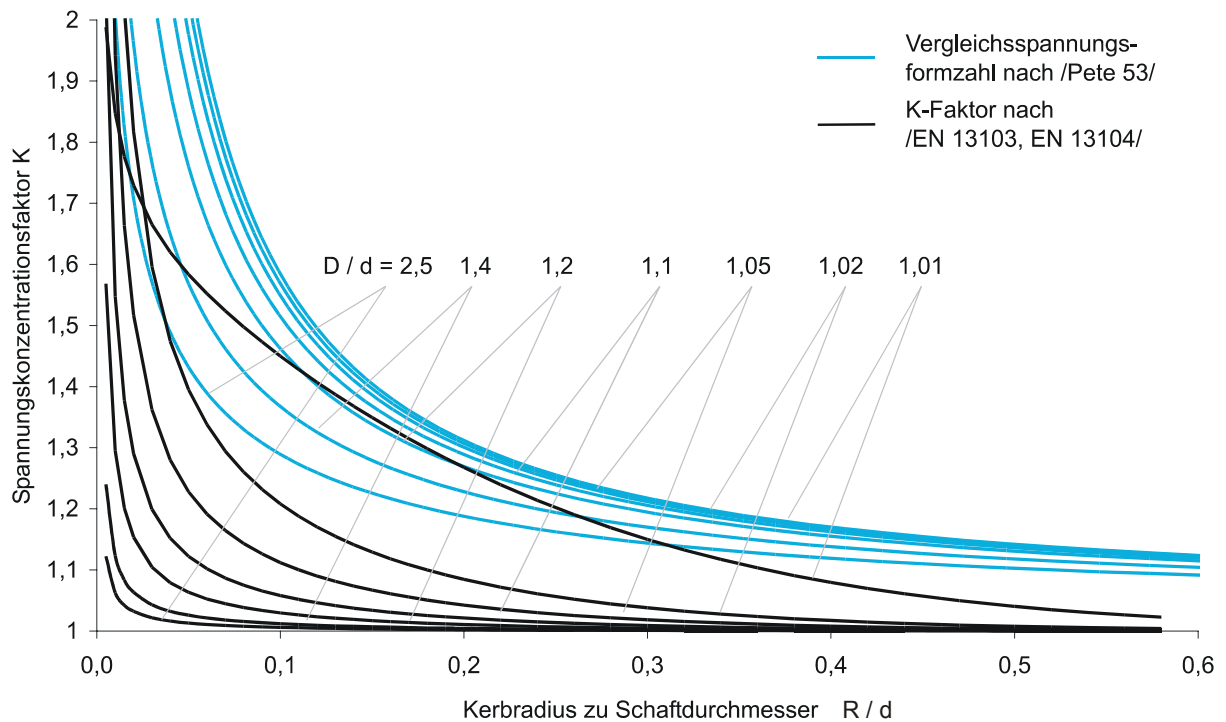


Bild E—2: Vergleich der K-Faktoren nach /EN 13103, EN 13104/ mit den Vergleichsspannungsformzahlen nach /Pete 53/

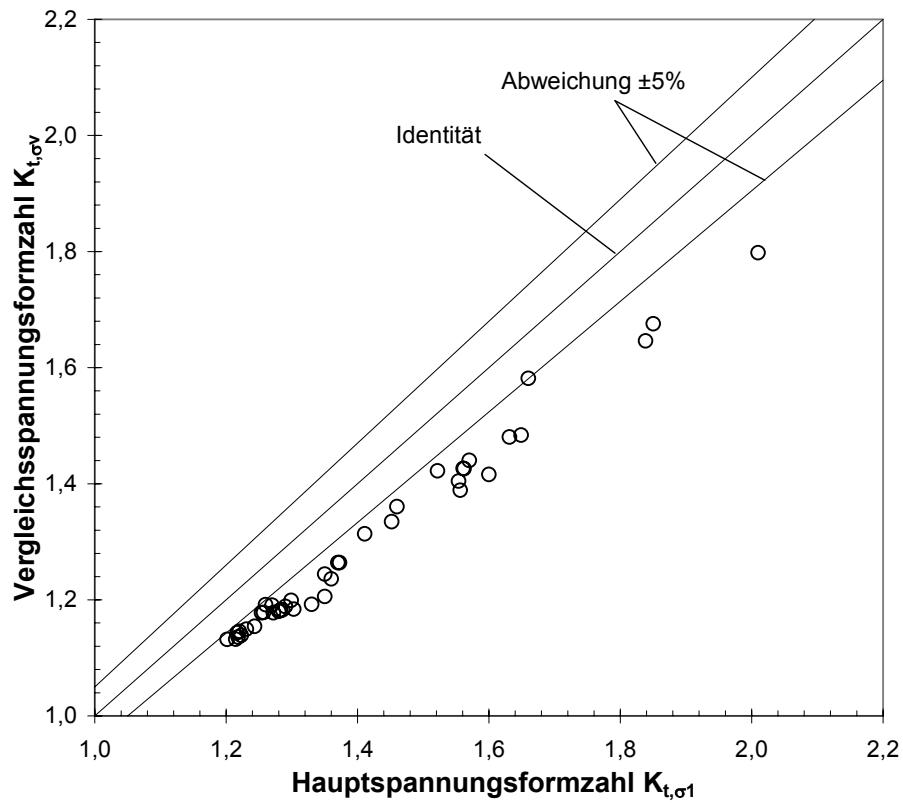


Bild E—3: Vergleich der Hauptspannungsformzahl mit der Vergleichsspannungsformzahl

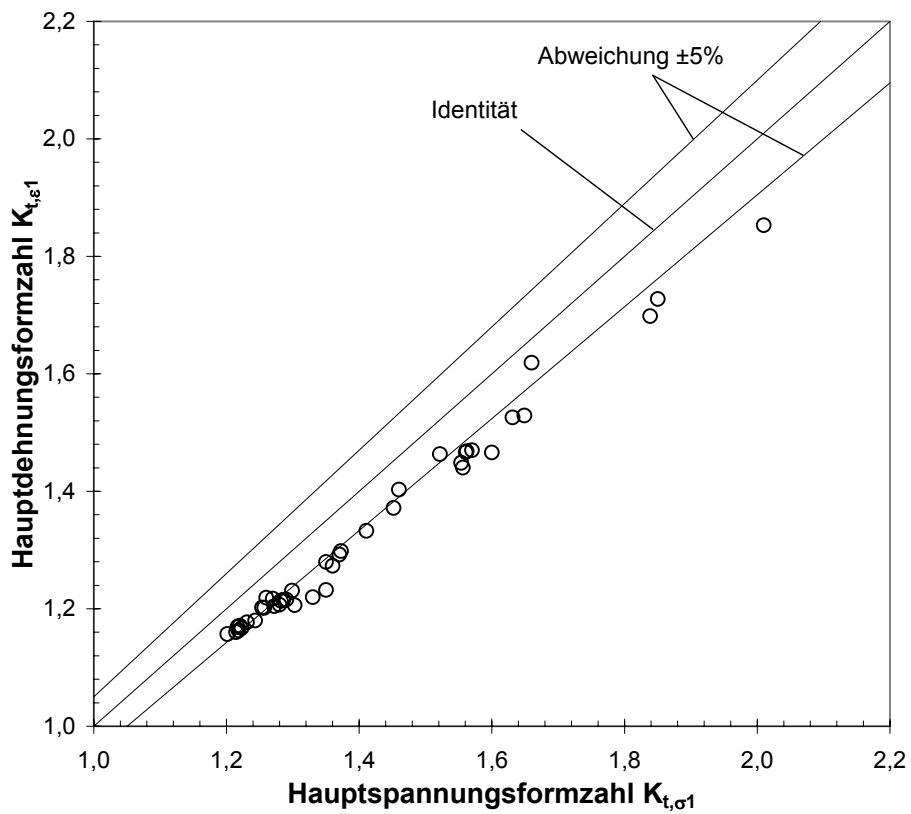


Bild E—4: Vergleich der Hauptspannungsformzahl mit der Hauptdehnungsformzahl

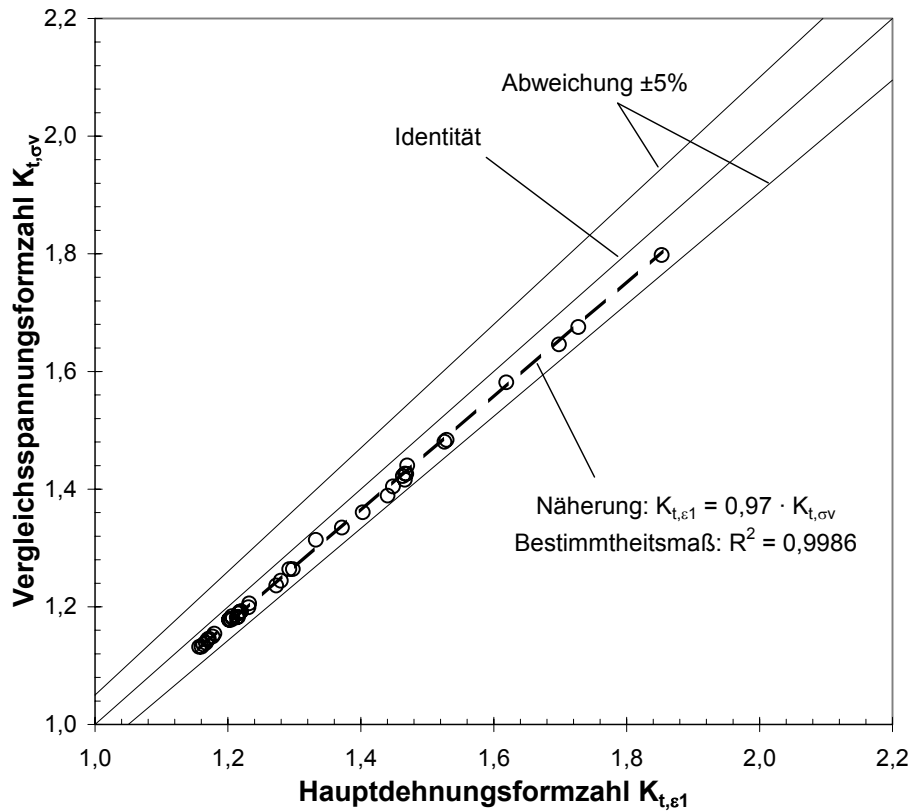


Bild E—5: Vergleich der Vergleichsspannungsformzahl mit der Hauptdehnungsformzahl

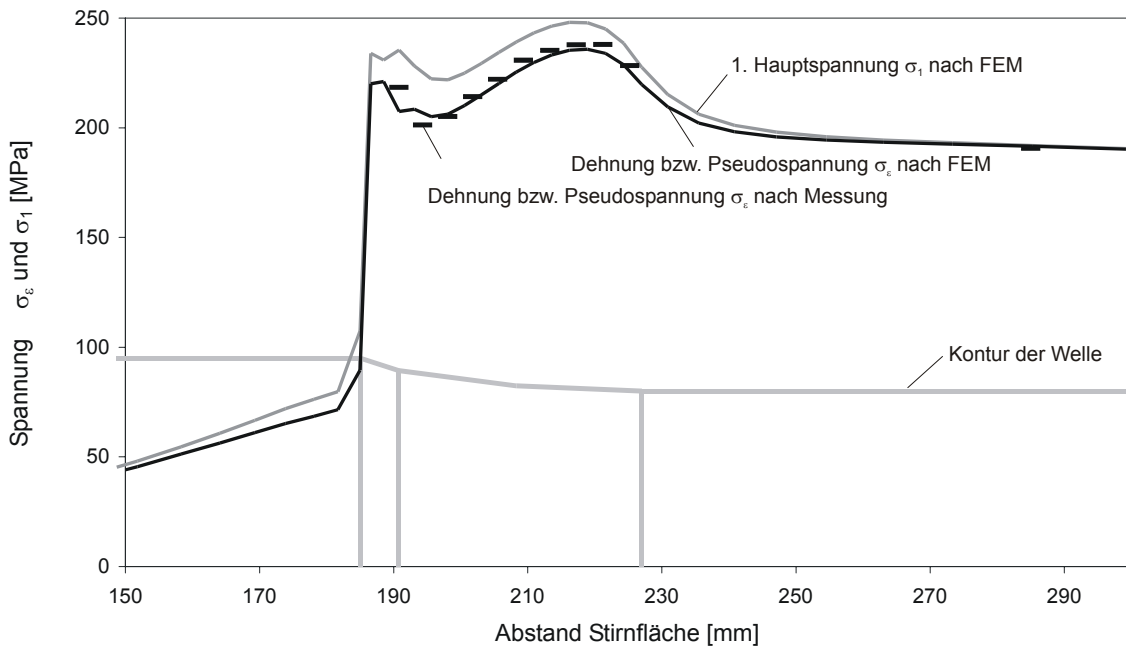


Bild E—6: Vergleich der lokalen Beanspruchung in Messung und FEM-Rechnung bei äußerer Biegebelastung am Beispiel einer Welle der Versuchsserie Freie Oberfläche bei einer Nennspannung von 200 MPa am Korbbogenanfang (227mm)

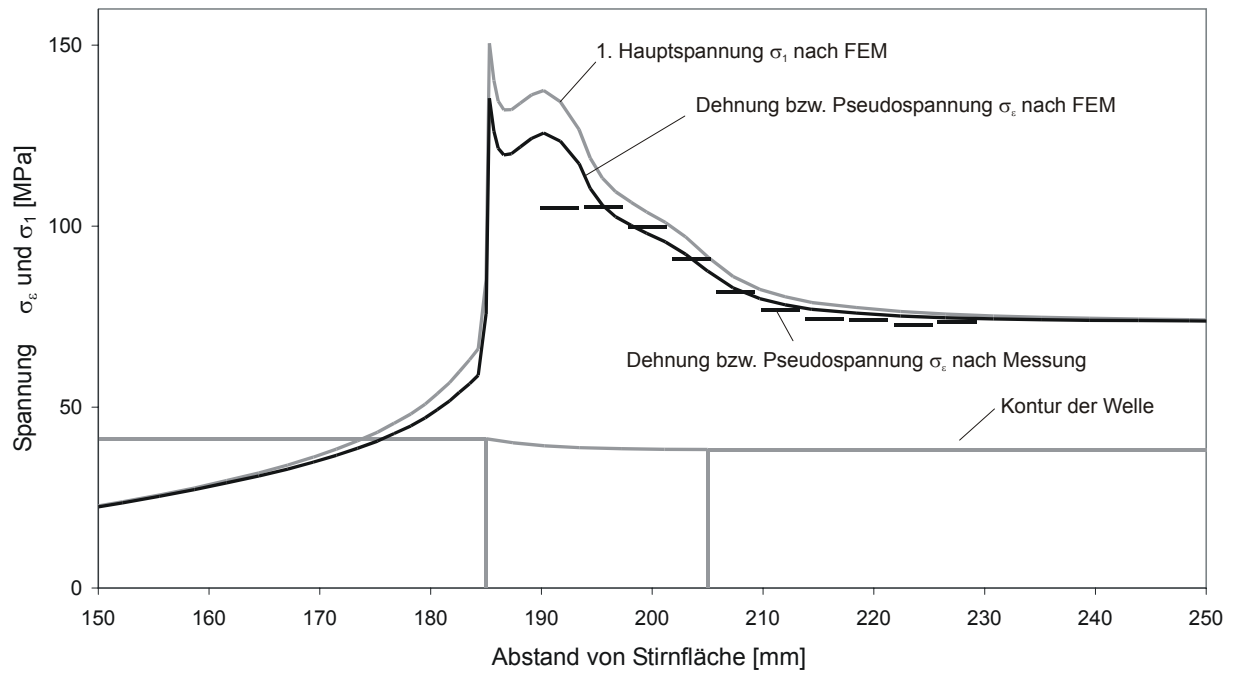


Bild E—7: Vergleich der lokalen Beanspruchung in Messung und FEM-Rechnung bei äußerer Biegebelastung am Beispiel der Welle PC52 bei einer Nennspannung an der Nabenkante von 62 MPa

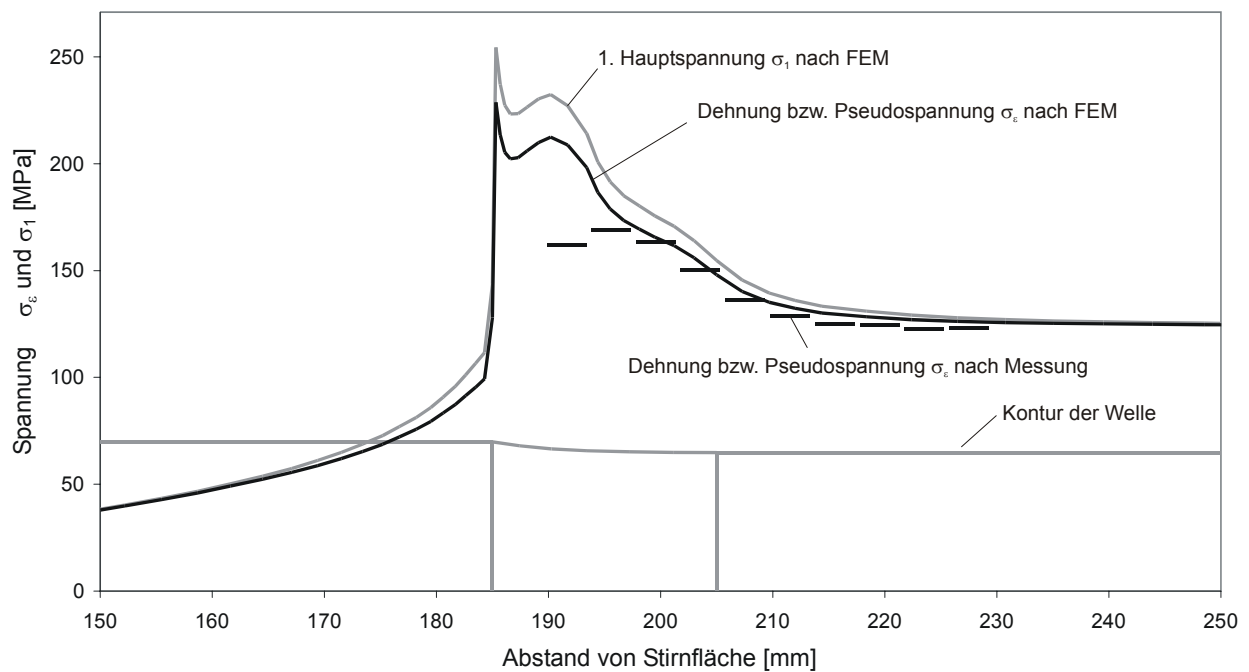


Bild E—8: Vergleich der lokalen Beanspruchung in Messung und FEM-Rechnung bei äußerer Biegebelastung am Beispiel der Welle PC52 bei einer Nennspannung an der Nabenkante von 105 MPa

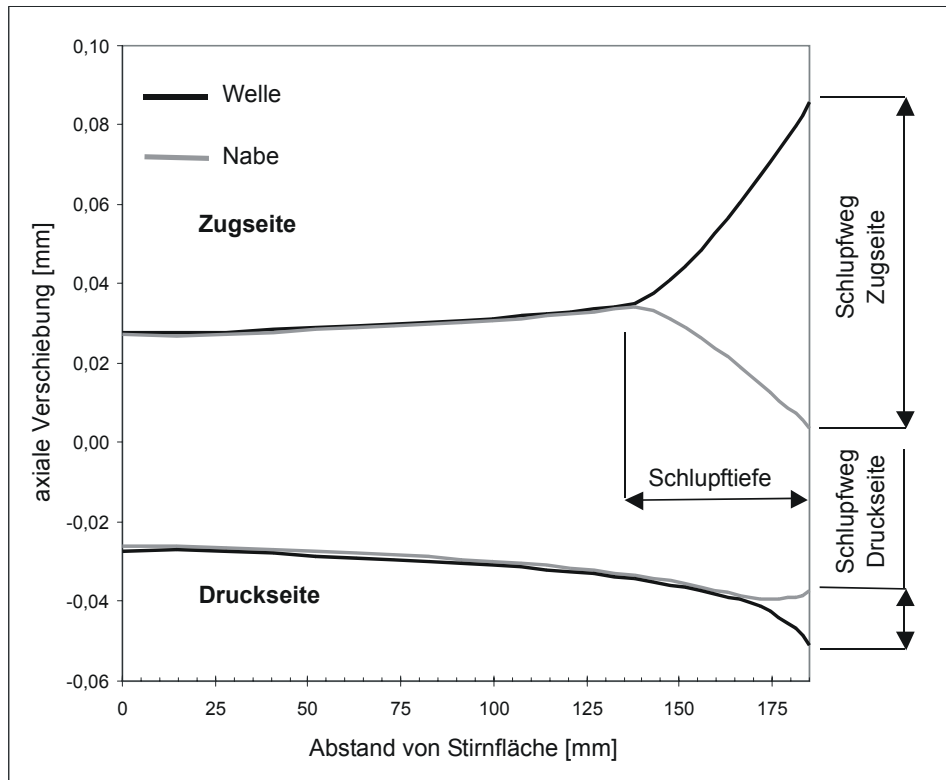


Bild E—9: Schlupfverteilung für die Versuchsgeometrie Presssitz mit einem Durchmesser Verhältnis von 1,03 (nur qualitativ, da nicht kalibriert)

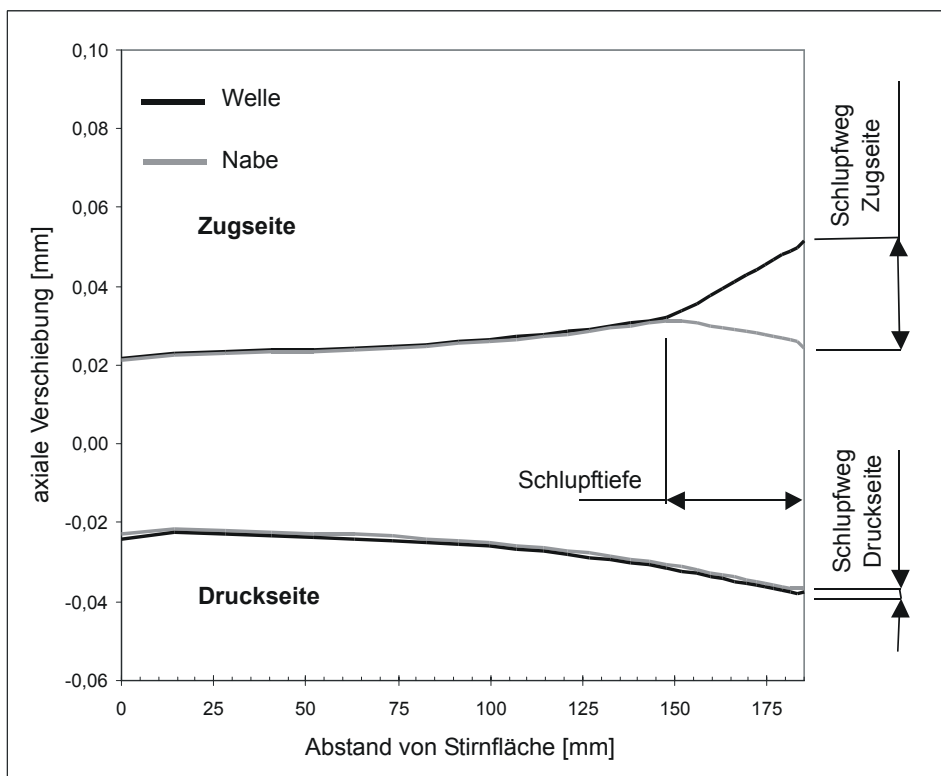


Bild E—10: Schlupfverteilung für die Versuchsgeometrie Freie Oberfläche mit einem Durchmesser Verhältnis von 1,19 (nur qualitativ, da nicht kalibriert)

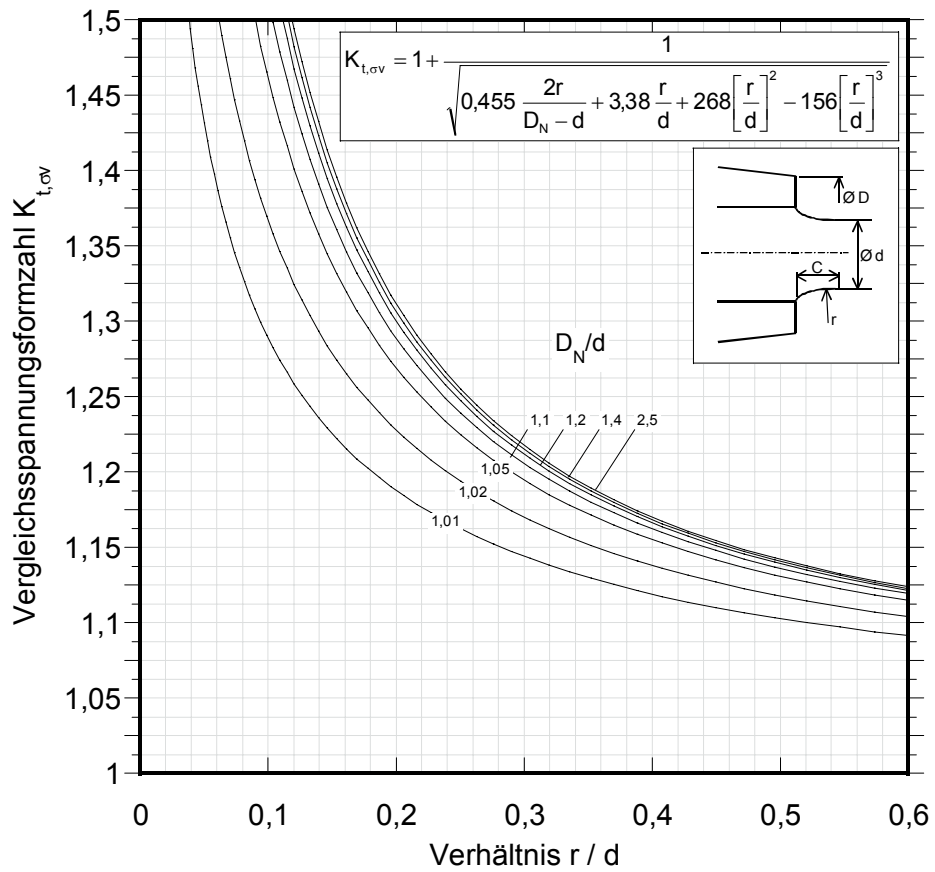


Bild E—11: Vergleichsspannungsformzahl $K_{t,\sigma v}$ für einen Absatz bei Biegebelastung

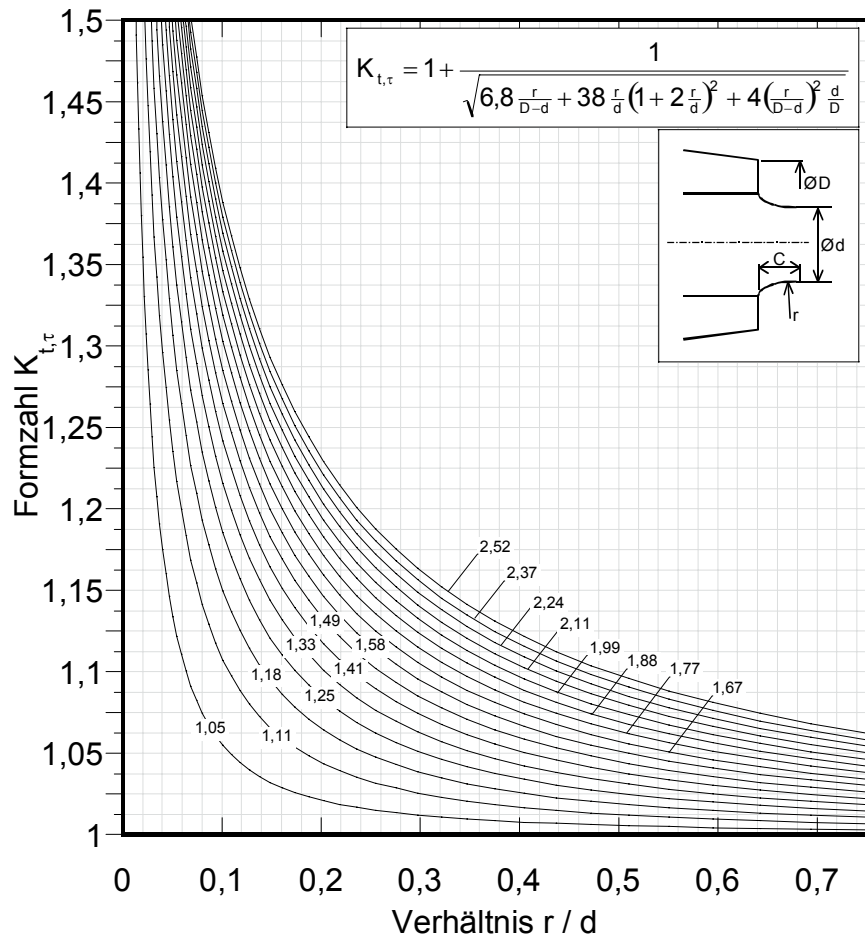


Bild E—12: Schubspannungsformzahl $K_{t,\tau}$ für einen Absatz bei Torsionsbelastung

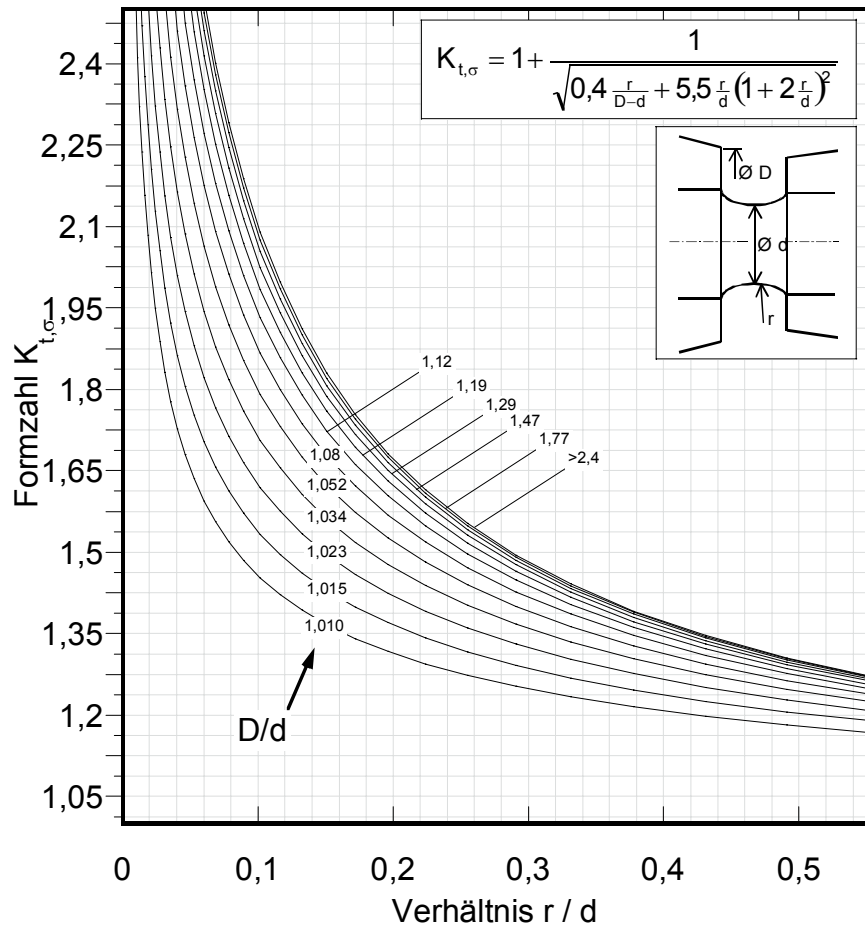


Bild E—13: Hauptspannungsformzahl $K_{t,\sigma 1}$ für einen Absatz bei Biegebelastung

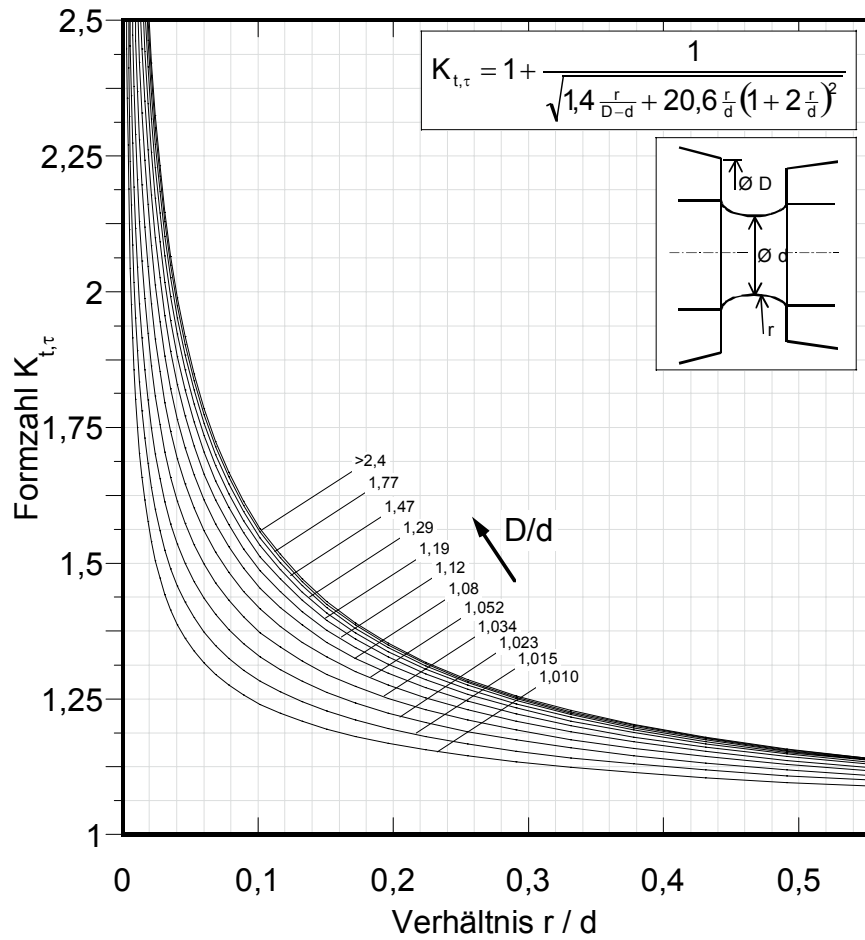


Bild E—14: Schubspannungsformzahl $K_{t,\tau}$ für den Grund einer Mulde bei Torsionsbelastung

Anhang F Berechnung Presssitze

Allgemeines

Aus der Literatur, vorwiegend über Radsatzwellen, werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Kerbwirkungszahl des Presssitzes bei Biegung entnommen: großer Wellendurchmesser D , kleiner Wellendurchmesser d und äußerer Nabendurchmesser D_N . Mit den qualitativen und quantitativen Festlegungen hierzu kann ein Einflussfaktorenverfahren zur Berechnung der Kerbwirkungszahl hergeleitet werden, das die Erfahrungen berücksichtigt und über den gegenwärtigen Berechnungsstand hinausgeht.

Ausgehend von einem Basiswert $K_{f,0}$ für die Kerbwirkungszahl eines Presssitzes großen Wellendurchmessers D , **Bild F—1**, werden die Einflüsse des Wellenwerkstoffes sowie der Abmessungen D / D_N und D / d auf $K_{f,0}$ berücksichtigt. Ergebnis ist die Kerbwirkungszahl K_f je nach Wellenwerkstoff, D / D_N und D / d .

Alle Kerbwirkungszahlen sind auf die Nennspannung im Presssitz bezogen (großer Wellendurchmesser D).

Die absolute Größe (Wellendurchmesser) ist in den Wellenwerkstoff-Festigkeitskennwerten schon berücksichtigt und muss nicht gesondert beachtet werden. Auch die Oberflächenrauheit muss nicht berücksichtigt werden, da sie beim Presssitz ohne Bedeutung ist.

Zunächst werden die genannten Einflüsse erörtert; anschließend wird der Zusammenhang mit den Festlegungen bestehender Vorschriften hergestellt.

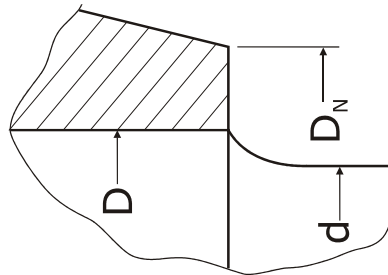


Bild F—1: Presssitz mit den Abmessungen D , D_N und d

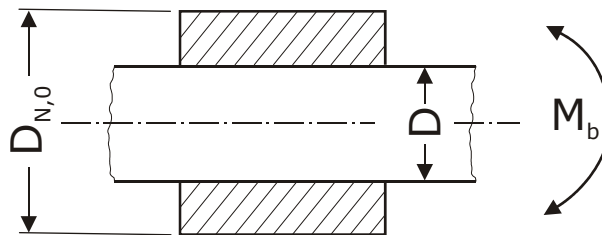


Bild F—2: Presssitz mit durchgehender Welle, Wellenwerkstoff EA1N (C 35 N), Abmessungsverhältnis $D / D_N = 0,7$

Basiswert der Kerbwirkungszahl des Presssitzes des großen Wellendurchmessers D

Grundlage zur Berechnung der Kerbwirkungszahl K_f für den Presssitz beliebiger Abmessungen und beliebigen Wellenwerkstoffes (im Rahmen der Regeln) bei Biegung ist der Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ für einen Wellenwerkstoff niedriger Festigkeit sowie für $D / D_N = 0,7$ und $D / d = 1$ gemäß **Bild F—2**.

Der Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ wird durch folgende Quellen bestätigt:

- Sperling /Sper 49/ Bild 6 und /Sper 56/ Bild 25: $\beta_{kN} = 2,0$ für $\rho_N / d = 0,6$ (St 50).
- Hütte 28. Auflage 1955, Band VB /Hütt 55/ S. 196 Bild 18:
 $K_{f,0} = 160 / 80 = 2$ für $W_3 / W_4 = 1,0$ (St 50).
- Formblatt /Fw28 60/ der DB, Kap. 6: Desgl. (St 50)
- Brinkmann /Brin 71/ Bild 6, /Brin 79/ Bild 6: Desgl. (St 50)
- Brinkmann /Brin 70/ Bild 5: $\beta_{Nb} = 2,0$ für $W_D / W_d = 1$ und $D / D_A = 0,7$ (St 50).
- FKM-Richtlinie „Festigkeitsnachweis“ /FKM 02/ Tab. 5.3.1 Nr. 3
 $R_m = 500$ MPa: $K_{f,b} = 2,0$.
- DIN 743-2 /DIN 743/ Tab. 1, 2. Fall $R_m = 500$ MPa: $\beta_\sigma (d_{BK}) = 2,0$.

Einfluss des Wellenwerkstoffes

Festerer Wellenwerkstoff bedeutet höhere Kerbwirkungszahl, so dass die Bauteil-Dauerfestigkeit weniger ansteigt als die Wellenwerkstoff-Dauerfestigkeit σ_w . Nach den im BMBF-Vorhaben durchgeführten Versuchen an Radsatzwellen mit Presssitzen besteht – etwas im Gegensatz zu den bestehenden Vorschriften – kaum ein (positiver) Wellenwerkstoffeinfluss auf die Dauerfestigkeit. Das wird im Folgenden berücksichtigt, indem die Kerbwirkungszahl für den festesten Wellenwerkstoff (34 CrNiMo 6) gegenüber dem höchsten Literaturwert (2,6; siehe Zeile 4 in **Tafel F-1**) weiter erhöht wird (auf 2,7; siehe Zeile 15).

Erläuterung zur Tab. 1:

- Zeile 1: Zugfestigkeit je nach Wellenwerkstoff.
- Zeile 2, 6, 9, 11, 14, 17: Normierung auf Spalte EA1N.
- Zeile 3: Wellenwerkstoff-Wechselfestigkeit σ_w nach FKM-Richtlinie:
Für Schmiedestahl gilt $\sigma_w = 0,4 R_m$.
- Zeile 4: Kerbwirkungszahl $K_{f,w}$ je nach Wellenwerkstoff nach DIN 743 /DIN 743/. $K_{f,w}$ gilt für kleine Durchmesser. Für große Durchmesser entsprechend den Durchmessern einer Radsatzwelle wird $K_{f,w}$ etwas größer.
- Zeile 7: Kerbwirkungszahl $K_{f,w}$ je nach Wellenwerkstoff nach FKM-Richtlinie /FKM 02/. $K_{f,w}$ gilt für kleine Durchmesser. Für große Durchmesser entsprechend den Durchmessern einer Radsatzwelle wird $K_{f,w}$ etwas größer.
- Zeile 10: Zahlenwerte aus Diagramm 10 von /BN 421022/.
- Zeile 12: $K_{f,w}$ nach Rühl, zitiert in /Brin 70/, Bild 6.
Das Bild ist unvollständig und nur bedingt anwendbar.
- Zeile 15: angewendete Werte $K_{f,w}$, siehe **Tafel 10-11** in Abschnitt 10.2.2 .

Nr.	Quelle		St50/C35N EA1N	25CrMo4 EA4T	42CrMo4 EA5T	34CrNiMo6
1		R_m [MPa]	500 / 550	650	730	850
2		$R_m / 550$	1	1,18	1,33	1,55
3		$\sigma_w = 0,4 R_m$ [MPa]	220	260	290	340
4	/DIN 743/	$K_{f,w}$	2,0	2,25	2,4	2,55
5		$\sigma_w / K_{f,w}$	110	118	121	131
6		$[\sigma_w / K_{f,w}] / 110$	1	1,07	1,10	1,19
7	/FKM 02/	$K_{f,w}$	2,0	2,2	2,4	2,6
8		$\sigma_w / K_{f,w}$	110	118	121	131
9		$[\sigma_w / K_{f,w}] / 110$	1	1,07	1,10	1,19
10	/BN 421022/	zul σ / zul $\sigma_{25CrMo4}$	0,9091	1,0	1,12	1,125
11		zul σ / zul σ_{C35N}	1	1,10	1,23	1,24
12	Rühl /Brin 70/	$K_{f,w}$	2,0	2,2	2,35	2,55
13		$\sigma_w / K_{f,w}$	110	118	123	133
14		$[\sigma_w / K_{f,w}] / 110$	1	1,07	1,12	1,21
15	Abschnitt 10.2.2	$K_{f,w}$ angewendet	2,0	2,2	2,4	2,7
16		$\sigma_w / K_{f,w}$ [MPa]	110	118	121	126
17		$[\sigma_w / K_{f,w}] / 110$	1	1,07	1,10	1,15
18		$k_{f,w} = K_{f,w} / K_{f,w,C35N}$	1,0	1,1	1,2	1,35

Tafel F-1: Einfluss des Wellenwerkstoffes. Spannungen in [MPa].

Empfehlung:

Der Einfluss des Wellenwerkstoffes wird mit $\sigma_w = 0,4 R_m$ und mit den stark festigkeitsabhängigen Werten $K_{f,w} = 2,0 / 2,2 / 2,4 / 2,7$ berücksichtigt, so dass die Dauerfestigkeit des Presssitzes effektiv nur wenig vom Wellenwerkstoff abhängt.

Praktische Durchführung:

Der Basiswert $K_{f,0} = 2$ wird mit dem Faktor $k_{f,w}$ korrigiert:

$$K_f = K_{f,0} \cdot k_{f,w} \quad (F-1)$$

$k_{f,w}$ nach Zeile 18 der **Tafel F-1** oder nach (10-14) in Abschnitt 10.2.2.

Einfluss des äußeren Nabendurchmesser D_N

Grundlage zur Berücksichtigung des Einflusses des äußeren Nabendurchmessers D_N bzw. des Verhältnisses D / D_N (großer Wellendurchmesser D) soll /Brin 70/ sein, **Bild F-3**. Für den Presssitz mit durchgehender Welle ($D / d = 1$, $W_D / W_d = 1$), Abmessungsverhältnis $D / D_N = 0,7$, und den Wellenwerkstoff St 50 gilt der „Basiswert“ $K_{f,0} = 2,0$. Für andere Werte D / D_N ist $K_{f,DN}$ aus **Bild F-3** abzulesen, **Tafel D-2**. $K_{f,DN}$ wird größer mit zunehmendem D_N . Die Ursache liegt wohl in der dann höheren Pressung.

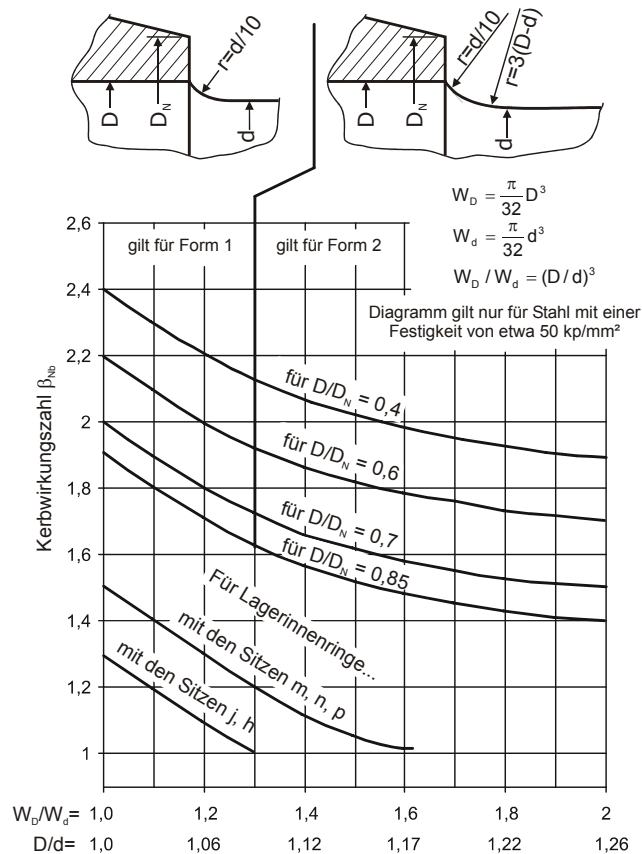


Bild F-3: Kerbwirkungszahl β_{Nb} bei Press- oder Schrupfsitzen /Brin 70/, dort Bild 5¹

Nr.	Kurve von oben	4.	3.	2.	1.
1	D / D_N	0,85	0,7	0,6	0,4
2	D_N / D	1,18	1,43	1,66	2,5
3	$K_{f,DN}$ nach Bild F-3 , $D / d = 1$	1,9	2,0	2,2	2,4
4	$K_{f,DN} = K_{f,DN} / K_{f,DN} (D/D_N=0,7)$	0,95	1,0	1,1	1,2

Tafel F-2: $K_{f,DN}$ je nach D / D_N bzw. D_N / D wie **Bild F-3**, $D / d = 1$. Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ für $D / D_N = 0,7$ /Brin 70/.

Aus der Auftragung $k_{f,DN}(D/D_N)$ für $D/d=1$ ergäbe sich eine Glättung des Verlaufes. Außerdem ist für hohes $D_N/D=2,5$ ein Grenzwert für $K_{f,DN}$ zu erwarten (bei $k_{f,DN} = 2,5$?), der auch für noch höheres D_N/D nicht überschritten wird. Für niedriges $D_N/D \rightarrow 1$ besteht der Grenzwert $k_{f,DN} = 1$.

¹ Es sind oben anscheinend charakteristische Abmessungsverhältnisse für d , D und r angegeben:

Für kleinen Durchmesserunterschied - $W_D / W_d < 1,3$ bzw. $D / d < 1,09$ - wird ein einheitlicher Ausrundungsradius $r = 0,1 d$ angewendet, z.B. $d = 160$ mm, $r = 15$ mm.

Für großen Durchmesserunterschied - $W_D / W_d < 1,3$ bzw. $D / d < 1,09$ - wird ein Korbbogen angewendet: Ausrundungsradien $r_1 = 0,1 d$, $r_2 = 3 (D-d)$. Z.B. $d = 160$ mm, $D = 190$ mm ($D/d = 1,19$), $r_1 = 15$ mm, $r_2 = 90$ mm (üblich ist $r_2 = 75$ mm)

Empfehlung:

Der Einfluss des Nabendurchmessers D_N wird berücksichtigt, indem der Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ mit dem Faktor $k_{f,DN}$ korrigiert wird:

$$K_{f,0} \cdot k_{f,DN} \quad (F-2)$$

$k_{f,DN}$ nach Zeile 4 der **Tafel F-2** oder nach (10-17) im Abschnitt 10.2.2.

Einfluss des kleinen Wellendurchmessers d

Grundlagen zur Berücksichtigung des Einflusses des kleinen Wellendurchmessers d bzw. des Verhältnisses D / d (großer Wellendurchmesser D) sind /Brin 70, FKM 02, Sper 49 und Sper 56/ sowie das Diagramm nach /BN 421022/ bzw. gleichwertig nach /Hütt 55, Fw28 60, Brin 71, Brin 79/. Mit zunehmendem D / d wird die Kerbwirkungszahl geringer.

Brinkmann 1970

Nach Brinkmann 1970 /Brin 70/ dort Bild 5, hier **Bild F-3**, nimmt $K_{f,d}$ mit zunehmendem D / d ab, **Tafel F-3**. Die Krümmung der Kurven weist darauf hin, dass für $W_D / W_d = 2,0$ möglicherweise ein unterer Grenzwert erreicht ist (mit horizontalem Einlauf der Kurven) (Zeile 6 in **Tafel F-3**). Der technisch interessierende Bereich ist $D / d = 1,19$ bzw. $W_D / W_d = (D / d)^3 = 1,7$ (vergleiche /BN 421022/, Zeile 4 in **Tafel F-3**). Näherungsweise gilt:

$$K_{f(D/d=1,19)} = 0,80 \cdot K_{f(D/d=1)} \quad (F-3)$$

Nr.	Kurve von oben			4.	3.	2.	1.
	D / d	W_D / W_d	D / D_N				
				D / D_N			
1	D / d	W_D / W_d	D / D_N	0,85	0,7	0,6	0,4
2	1,00	1,0	$K_{f,d}$	1,9	2,0	2,2	2,4
3	1,09	1,3	$K_{f,d}$		1,7		
4	1,19	1,7	$K_{f,d}$	1,45	1,55	1,75	1,95
5			$K_{f,d} / K_{f,d(D/d=1)}$	0,76	0,78	0,80	0,81
6	1,26	2,0	$K_{f,d}$	1,4	1,5	1,7	1,9
7			$K_{f,d} / K_{f,d(D/d=1)}$	0,74	0,75	0,77	0,79

Tafel F-3: $K_{f,d}$ je nach D / d wie **Bild F-3**. Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ für $D / D_N = 0,7$ /Brin 70/

FKM-Richtlinie

Nach /FKM 02/, **Bild F-4**, gilt für $R_m = 500$ MPa und $D / d > 1$ die Kerbwirkungszahl $K_f = 1,8$ anstelle des Basiswertes $K_{f,0} = 2,0$ für die durchgehende Welle $D / d = 1$. Eine Festlegung zum D / d -Wert (und zum D / D_N -Wert) fehlt. Zu **Bild F-4** ist in /FKM 02/ nur angegeben: „ $r / d = 0,06$ “ (die Quelle dieser Festlegung fehlt leider). Hieraus könnte etwa $d_1 / d = D / d = 1,1$ folgen, **Tafel F-4**. Das bedeutet, dass K_f mit zunehmendem D / d abnimmt (von 2,0 auf 1,8). Nach /Brin 70/ gilt $K_f = 1,7$ statt 1,8, **Tafel F-3** und **Tafel F-4**.

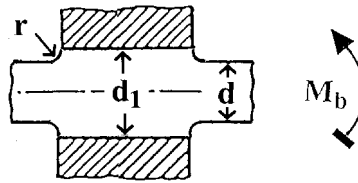


Bild F-4: Kerbwirkungszahl $K_{f,b}$ für Wellen mit Nabensitz bei Biegung, /FKM 02/ Tab. 5.3.1 Nr. 4, " $r / d = 0,06$ ".

Nr.	Quelle	D / d	W_D / W_d	R / d	D / D_N	$K_{f,d}$
1		1,00	1,00		0,7	2,0 Basiswert
2	/Brin 70/	1,09	1,3	0,1		1,7
3	/FKM 02/	1,1	1,3	0,06	0,7 ?	1,8
4	/Hütt 55/	1,1	1,3	0,1	0,7 ?	1,65

Tafel F-4: Kerbwirkungszahl des Presssitzes, $K_{f,d}$, je nach kleinem Wellendurchmesser d

Hütte und Bahnnorm

Nach /Hütt 55, Fw28 60, Brin 71, Brin 79/ (alle St 50) und nach der Bahnnorm /BN 421022/ (verschiedene Wellenwerkstoffe) gilt das Diagramm **Bild F-5**, siehe auch **Tafel F-5**, nach dem die Kerbwirkungszahl mit abnehmendem D / d bzw. W_3 / W_4 abnimmt. Näherungsweise besteht Übereinstimmung mit /Brin 70/.

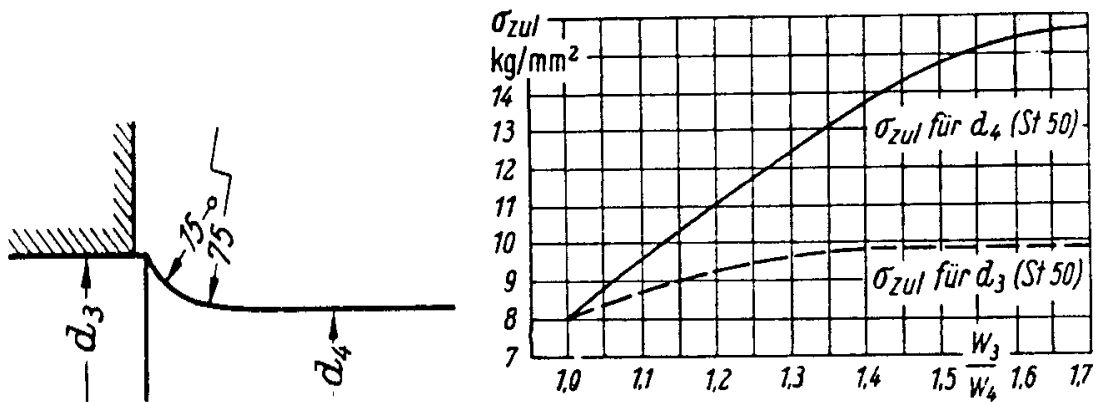


Bild F-5: Übergangsbogen vom Nabensitz zum Nabenschaft. Zulässige Spannung in den Querschnitten d_3 und d_4 der Laufachsen mit günstigsten Übergangsbögen. /Hütt 55/ S. 193 – 198, dort Bild 18 und 18a.

Nr.	D / d	W_3 / W_4	$K_{f,d}$
1	1	1	$157 / 80 = 2,0$ Basiswert
2	1,1	1,3	$157 / 96 = 1,65$
3	1,19	1,7	$157 / 98 = 1,60$

Tafel F-5: Kerbwirkungszahlen $K_{f,d}$ aus **Bild F-5** /Hütt 55/, siehe auch /BN 421022/. Annahme $D / D_N = 0,7$.

Sperling

Die Darstellung der Ergebnisse von Sperling 1949 /Sper 49/, dort Bild 2 bis 6, 1956 /Sper 56/ dort Bild 23 und 24, ist unübersichtlich und schwer verständlich. Auf eine Auswertung wird verzichtet.

Ergebnis

Die Kerbwirkungszahl des Presssitzes nimmt mit zunehmendem D / d bzw. mit abnehmendem Durchmesser d ab. Die Veränderung der Kerbwirkungszahl von $D / d = 1$ (Basiswert $K_{f,0} = 2,0$) bis $D / d = 1,1$ kann aus **Tafel F-4** abgelesen werden: 1,7 /Brin 70/, 1,8 /FKM 02/ bzw. 1,65 /Hütt 55/. Im Folgenden wird der Verlauf der Kerbwirkungszahl für $D / D_N = 0,7$ nach /Brin 70/ verwendet, **Bild F-3**.

Der Ausrundungsradius ist für den Presssitz weniger bedeutsam, wohl aber für den benachbarten Wellenabsatz.

Empfehlung:

der Einfluss des kleinen Wellendurchmessers wird berücksichtigt, indem der Basiswert $K_{f,0} = 2,0$ mit dem folgenden Faktor $k_{f,d}$ korrigiert wird:

$$K_{f,0} \cdot k_{f,d} = K_{f,0} \cdot \frac{K_{f,D/d}}{K_{f,D/d=1}} \quad (\text{F-4})$$

$K_{f,D/d}$ und $K_{f,D/d=1}$ nach **Bild F-3** (auf der Kurve für $D / D_N = 0,7$ ablesen), oder $k_{f,d}$ nach (10-19) im Abschnitt 10.2.2.

Beziehung zur Kerbwirkungszahl des Wellenabsatzes

Parallel und unabhängig von der Kerbwirkungszahl $K_{f,p}$ für den Presssitz ist die Kerbwirkungszahl $K_{f,A}$ für den Wellenabsatz zu berechnen (aus Formzahl und Stützzahl).

Angaben zur Kerbwirkungszahl des Presssitzes und des Wellenabsatzes befinden sich gleichwertig in /Hütt 55, Fw28 60, Brin 71, Brin 79/ und in der Bahnnorm /BN 421022/, siehe Diagramm **Bild F-5** bzw. **Bild F-6**. Das Diagramm kann nur erklärt werden, wenn eine Überlagerung der Kerbwirkungen von Presssitz und Wellenabsatz in Rechnung gestellt wird, **Bild F-7** und **Bild F-8**.

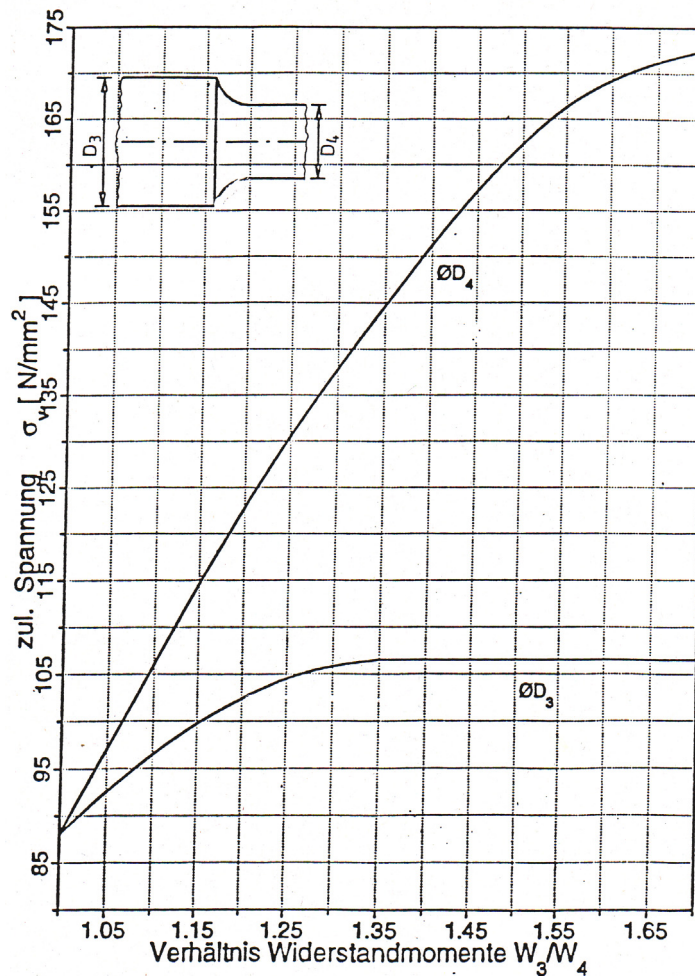


Bild F-6: Dauerfestigkeits-Diagramm der Bahnnorm /BN 421022/ für Presssitz und Wellenabsatz.

Eine Überlagerung der Kerbwirkungen von Presssitz und Wellenabsatz wird auch durch /Brin 70/ gestützt. Hier heißt es:

„Die Druckspannung aus einem Press- oder Schrumpferverband wirkt sich nicht nur direkt im Nabensitz, sondern infolge der Stützwirkung auch in benachbarten Partien aus. Besonders bei schwach abgesetzten Wellen ergibt sich dadurch im Übergang eine Spannungssteigerung, die zu der üblichen Spannungssteigerung bei Wellenabsätzen, gekennzeichnet durch β_k , hinzukommt. Zur Berücksichtigung dieses Einflusses wird empfohlen, die in Tafel 1“ – hier **Tafel F-6** – „vorgeschlagenen Steigerungsfaktoren β_s anzuwenden. Für den Wellenabsatz neben einem Press- oder Schrumpfsitz wird damit die Kerbwirkungszahl für die gesamte Kerbwirkung $\beta_{ges} = \beta_k \cdot \beta_s$.“

β_s	1,25	1,2	1,15	1,1	1,05	1,0
D / d	1,03	1,06	1,09	1,12	1,14	1,16
W_D / W_d	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,55

Tafel F-6: Steigerungsfaktor β_s zur Berücksichtigung der zusätzlichen Kerbwirkung in Wellenabsätzen neben Press- oder Schrumpfsitzen.

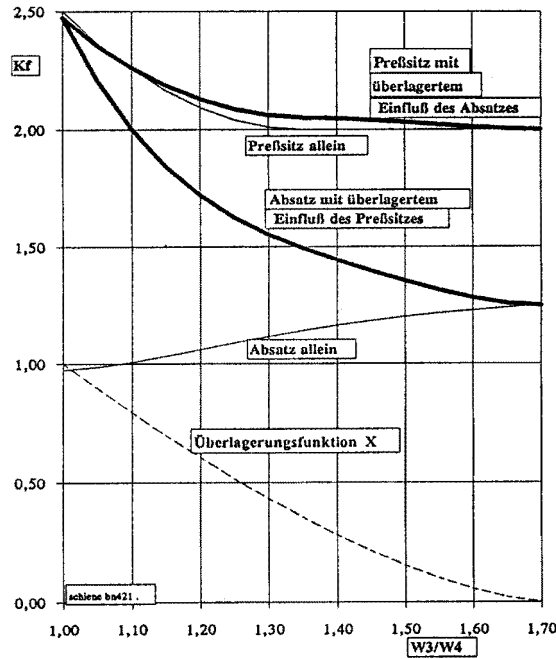


Bild F—7: Kerbwirkungszahlen für Presssitz und Wellenabsätze an Radsatzwellen angetriebener Radsätze. Wellenwerkstoff 25 CrMo 4, Radius zu kleinem Durchmesser $R / D_4 = 40 / 150 = 0,27$ /Häne 00/.

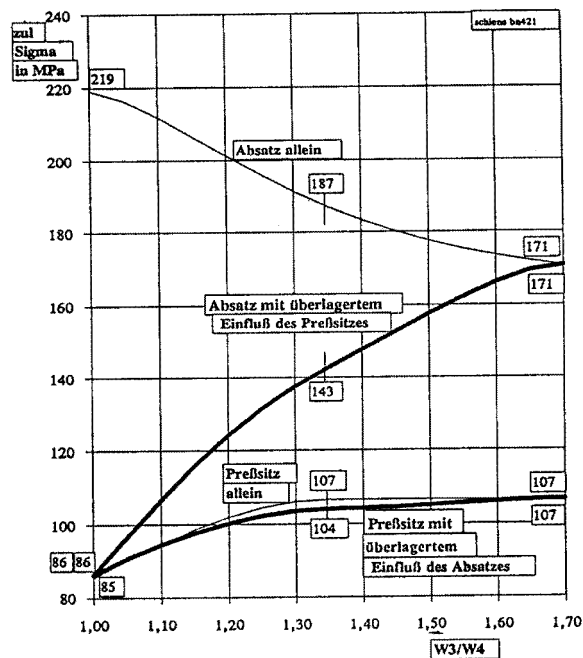


Bild F—8: Zulässige Spannungen für Presssitz und Wellenabsätze an Radsatzwellen angetriebener Radsätze. Wellenwerkstoff 25 CrMo 4, Radius zu kleinem Durchmesser $R / D_4 = 40 / 150 = 0,27$ /Häne 00/.

Erläuterung zu den Kurven im Bild F–7

- Die Kerbwirkungszahl für den Presssitz allein nimmt ab mit zunehmendem W_3 / W_4 bzw. mit abnehmendem $d = D_3 = D$, hier von $K_{f,P} = 2,5$ auf $K_{f,P} = 2,0$, vgl. **Bild F–3**.
- Die Kerbwirkungszahl für den Absatz allein steigt von $K_{f,A} = 1$ für $W_3 / W_4 = W_D / W_d = D / d = 1$ auf $K_{f,A} > 1$ für höhere Werte W_3 / W_4 bzw. D / d .
- Zur Überlagerung wird eine Überlagerungsfunktion X eingeführt. Die Gesamtkerbwirkungszahl für den Presssitz mit überlagertem Einfluss des Absatzes ist:

$$K_{f,PA} = K_{f,P} + X \cdot (K_{f,A} - 1) \quad (\text{F-5})$$

Für den Presssitz ergibt sich durch die Überlagerung wenig Veränderung: siehe Kurve „Presssitz mit überlagertem Einfluss des Absatzes“ gegenüber Kurve „Presssitz allein“.

- Gesamt-Kerbwirkungszahl für den Absatz mit überlagertem Einfluss des Presssitzes:

$$K_{f,AP} = K_{f,A} + X \cdot (K_{f,P} - 1) \quad (\text{F-6})$$

Für $W_3 / W_4 = 1,00$ gilt $X = 1$ und volle Überlagerung, für $W_3 / W_4 = 1,70$ aber $X = 0$ und keine Überlagerung.

Für den Wellenabsatz ergibt sich durch die Überlagerung große Veränderung: siehe Kurve „Absatz mit überlagertem Einfluss des Presssitzes“ gegenüber Kurve „Absatz allein“.

Erläuterung zu den Kurven im Bild F–8

Mit der Wellenwerkstoff-Wechselfestigkeit $\sigma_W = 220$ MPa und den Kerbwirkungszahlen K_f nach **Bild F–7** können die Dauerfestigkeitswerte σ_W / K_f nach **Bild F–8** berechnet werden, die etwa mit dem Diagramm der /BN 421022/, **Bild F–6**, übereinstimmen.

Zahlenbeispiel für $W_3 / W_4 = (D / d)^3 = (D_3 / D_4)^3 = 1,35$, im **Bild F–8** eingetragen:

- Dauerfestigkeit des Presssitzes D **mit** Überlagerung: zul $\sigma = 104$ MPa,
Zulässiges Biegemoment: zul $M_b = \text{zul } \sigma \cdot W_{b,D} = 104 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}$.
- Dauerfestigkeit des Wellenabsatzes d **mit** Überlagerung: zul $\sigma = 143$ MPa,
zul $M_b = \text{zul } \sigma \cdot W_{b,d} = 143 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 143 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32 \cdot 1,35}$
 $= 106 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}$.
- Dauerfestigkeit des Presssitzes D **ohne** Überlagerung: zul $\sigma = 107$ MPa,
zul $M_b = \text{zul } \sigma \cdot W_{b,D} = 107 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}$.
- Dauerfestigkeit des Wellenabsatzes d **ohne** Überlagerung:
zul $\sigma = 187$ MPa,

$$\begin{aligned} \text{zul } M_b &= \text{zul } \sigma \cdot W_{b,d} = 187 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 187 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32 \cdot 1,35} \\ &= 139 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}. \end{aligned}$$

Ergebnis:

- **Mit** Überlagerung wie in der Bahnnorm /BN 421022/ wird für beide Querschnitte Presssitz und Wellenabsatz erwartungsgemäß etwa dasselbe zulässige Biegemoment berechnet (104 MPa und 106 MPa), weil sie eng benachbart sind. Denn beide Kurven der Bahnnorm /BN 421022/ sind bis auf den Faktor W_3 / W_4 fast deckungsgleich.
- **Ohne** Überlagerung wird für den Wellenabsatz ein höheres zulässiges Biegemoment (139 MPa) als für den Presssitz (107 MPa) berechnet. Maßgeblich ist aber der geringere Wert für den Presssitz, weil Presssitz und Wellenabsatz eng benachbart sind.

Wenn Presssitz und Wellenabsatz eng benachbart sind, wäre somit die Berechnung nur für den Presssitz maßgeblich und hinreichend.

Neuere Erkenntnisse zum Einfluss des kleinen Durchmessers d

Das vorstehend vorgeschlagene Konzept basiert auf Erfahrungswerten aus über fünf Jahrzehnten und gibt für maßgebliche Parameter Einflussfaktoren vor. Aufgrund der ausgewerteten Datenbasis spiegelt es die Verhältnisse wieder, wie sie in Deutschland im Bereich der Radsatzwellenkonstruktion und -berechnung abgeschätzt wurden.

Seit 2002 werden insbesondere für Pressverbindungen mit einem Verhältnis von D zu d gegen 1,0 höhere Kerbwirkungen vermutet. Dies ist auch durch die unter 8.3 beschriebenen und im Rahmen dieses Vorhabens durchgeführten Versuche gestützt. Gegen diese Vermutungen sind die in Abschnitt 10.2.1 ausgeführten Einwände zu beachten. Trotzdem wird empfohlen die Kerbwirkungszahl zu berechnen und dabei anstelle der Gleichung (10-19) die Gleichung (10-27) zu verwenden.

$$k_{f,d} = \frac{0,8}{\left(5,5 \cdot \left(\frac{W_b}{W_d} - 1\right)\right)^2 + 1} + 0,7 \quad (\text{F-7})$$

Einen Vergleich von $k_{f,d}$ nach (10-19) entsprechend bisheriger Datenbasis und nach (10-27) entsprechend neuerer Vermutung zeigt **Bild F–9**.

Einen Vergleich der mit diesen Formeln abgeschätzten ertragbaren und den im Versuch ermittelten Festigkeiten zeigt **Bild F–10**. Dabei können im Versuch für günstige Absätze meist nur überlebte Horizonte angegeben werden, da der Bruch außerhalb des Presssitzes im Korbbogen auftrat.

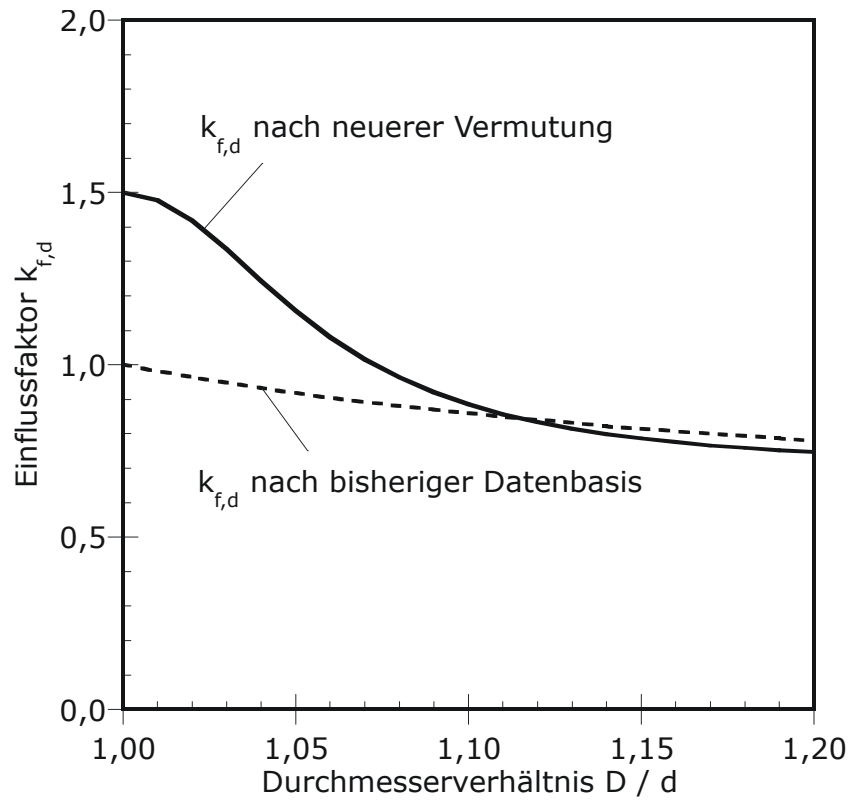


Bild F—9: Einfluss des Durchmesserverhältnisses D zu d nach bisheriger Datenbasis und neuerer Vermutung

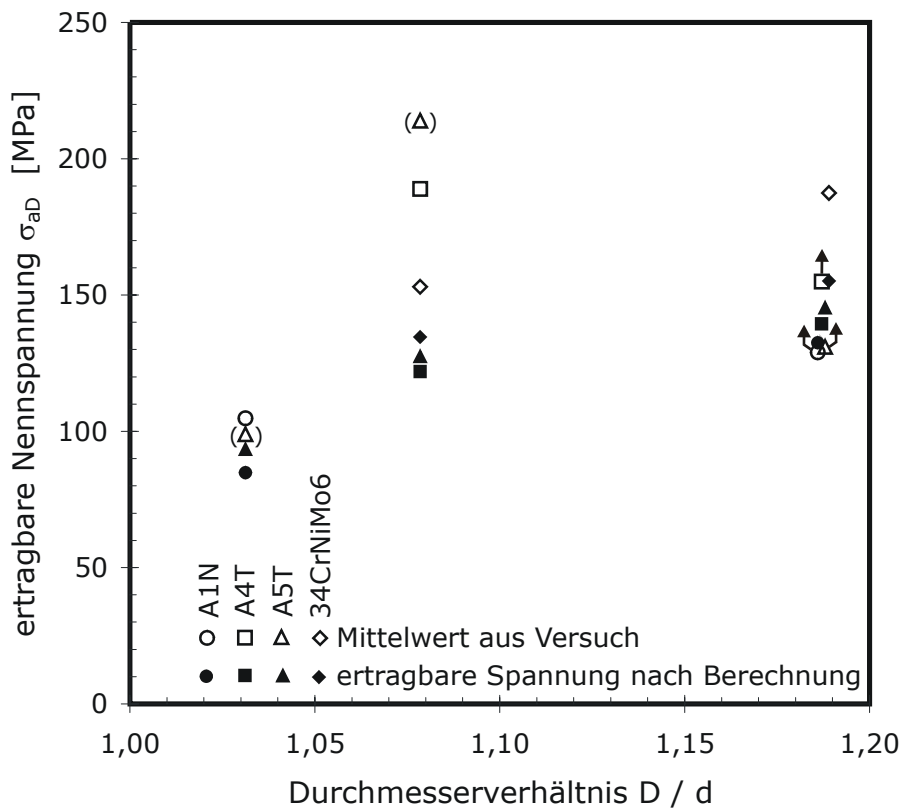


Bild F—10: Vergleich der Versuchsmittelwerte mit den rechnerisch ermittelten ertragbaren Beanspruchungen

Anhang G Beispiel Laufradsatzwelle eines Triebzuges

Als Beispiel wird die Laufradsatzwelle eines Triebzuges behandelt. Als Lastannahme werden synthetische Kollektive Betriebsmessungen verwendet, die mit einem Kraftmessradsatz durchgeführt wurden. Dabei ist nur die generatorische Bremse aktiv. Wellenbremsscheiben und Wirbelstrombremse sind bei solchen Messungen normalerweise mit Rücksicht auf die thermische Belastung der Messstellen deaktiviert. Ausgewertet werden synthetische Kollektive, wie sie an einer fiktiven Messebene ermittelt würden.

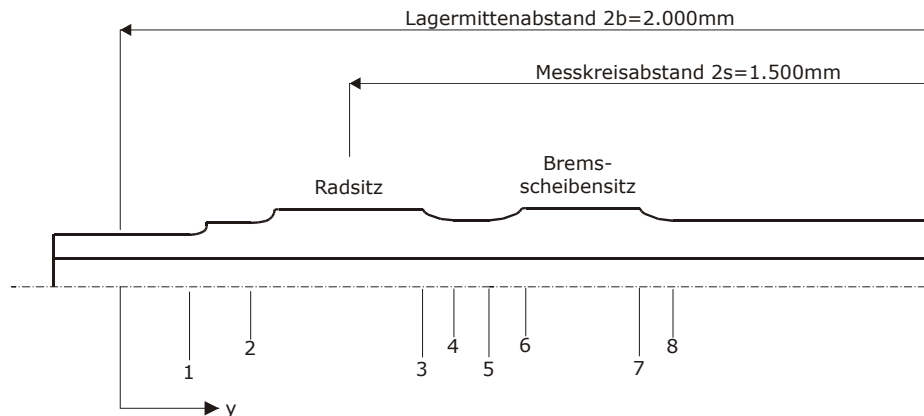


Bild G–1: Skizze des Radsatzes mit den Nachweisquerschnitten

Die fiktive Messebene wird bei einem Abstand von 728 mm von der Radsatzlagermitte entfernt zwischen den beiden Brems-scheibensitzen im Nennspannungsbereich angenommen. Der Schaftdurchmesser beträgt 160,5 mm. Der Radsatz ist über eine Schwinge am Drehgestell gelagert, so dass über einen horizontalen Hebelarm bei Bogenfahrten zu den vertikalen Biegemomenten auch eine horizontale Komponente hinzukommt. Da die Radsatzwelle sowohl im Hinblick auf ihre Geometrie als auch im Hinblick auf die Belastung symmetrisch ist, wird der Nachweis nur für eine Seite des Radsatzes durchgeführt.

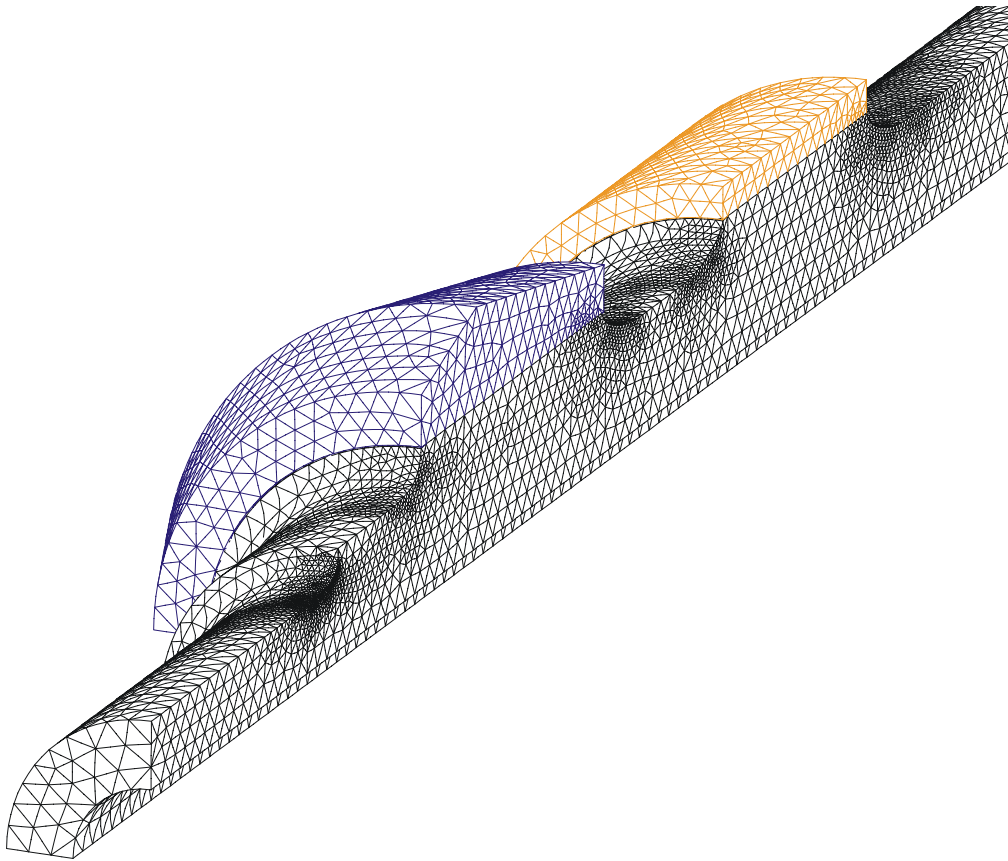


Bild G—2: Vernetzung des FEM-Modell

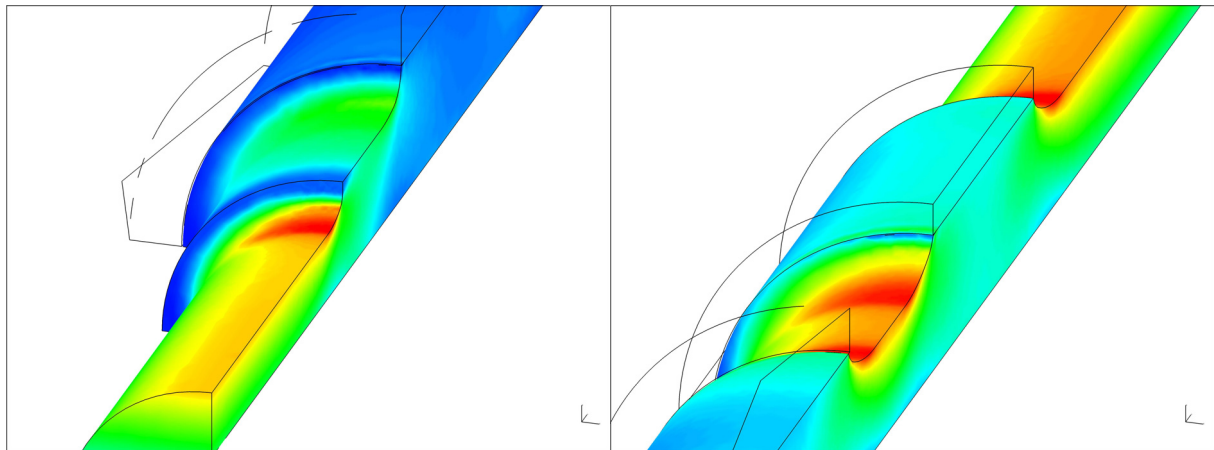


Bild G—3: Gemittelte Vergleichsspannungsverteilung für die einzelnen Nachweisquerschnitte (links: Querschnitte 1 und 2, rechts: Querschnitte 4, 5 und 8)

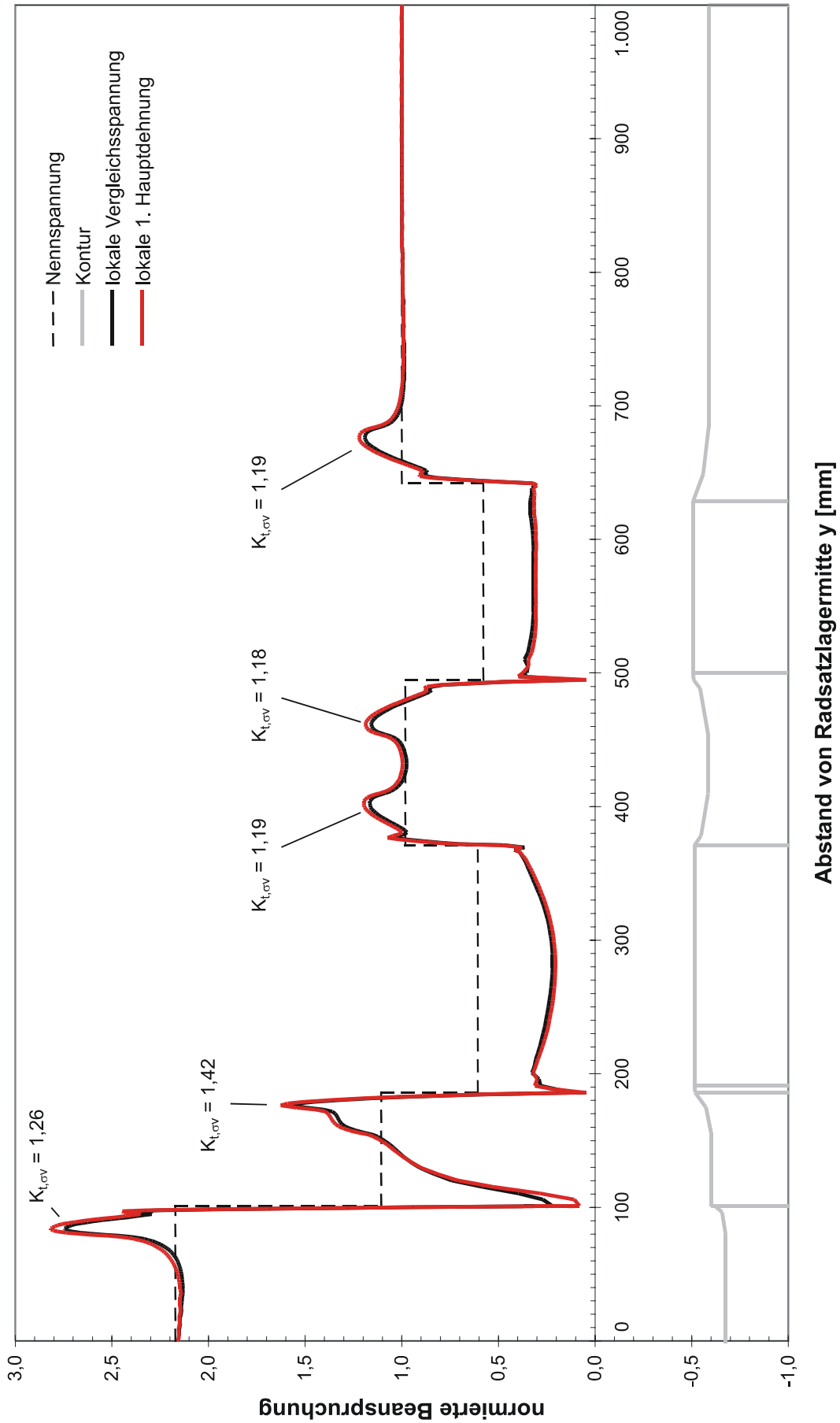


Bild G—4: FEM-Berechnung des Radsatzes einschließlich Naben unter normierter Biegebelastung

		Zone	Abstand von Radlagermitte	Bohrungsdurchmesser	Schaftdurchmesser	Fügedurchmesser	Nabenaußendurchmesser	Widerstandsmoment	Durchmesserverhältnis Presssitze	Kerbradius	(Vergleichsspannungs-) Formzahl	bezogener Spannungsgradient
	i	-	Y	d'	d	D	D _N	W _b	D/d	r	K _{t,σv}	χ*
	-	-	Mm	mm	mm	Mm	mm	mm ³	-	mm	-	mm ⁻¹
Wellenschenkel Absatz	1	1	84,5	70	129,8		160	196.536		40	1,26	0,067
Notschenkel Absatz	2	1	161,0	70	159,8		240	385.867		75	1,42	0,1
Nabenkante Radscheibe (innen)	3	2	376,0	70	166	194,9		692.468	1,162		1	
Korbbogen Radscheibe (innen)	4	1	415,0	70	166		235	434.881		75	1,19	0,039
Korbbogen Brems-scheibe (außen)	5	1	459,0	70	166		226	434.881		75	1,18	0,041
Nabenkante Brems-scheibe (außen)	6	2	500,0	70	165	197		715.866	1,182		1	
Nabenkante Brems-scheibe (innen)	7	2	647,0	70	165	197		715.866	1,182		1	
Korbbogen Brems-scheibe (innen)	8	1	689,0	70	165		226	426.727		75	1,19	0,04

Tafel G-1: Geometrische Daten der Nachweisquerschnitte der beispielhaften Laufradsatzwelle eines Hochgeschwindigkeitstriebzuges

Lastannahme

Die Basis der Lastannahme in diesem Beispiel sind fiktive Messwerte. Dabei werden zur Vereinfachung nur 3 Teilkollektive verwendet. **Bild G-5** zeigt die auf 1.000.000 Radsatzumdrehungen normierten Messkollektive. Dabei können die Teilkollektive B und C für Streckenabschnitte mit zahlreichen engen Bögen und Weichen stehen und das Teilkollektiv A für den nachlaufenden Einsatz oder für Hochgeschwindigkeitstrassen.

Der Radsatz soll für eine Laufleistung von 15 Mio km bemessen werden. Der Raddurchmesser beträgt im neuen Zustand 920 mm und bei Erreichen des Betriebsgrenzmaßes 858 mm. Für den mittleren Raddurchmesser von 889 mm ergibt sich ein mittlerer Radumfang von 2.793 mm. Die Laufleistung von 15 Mio km entspricht damit einer Anzahl von $5,37 \cdot 10^9$ Radsatzumdrehungen. Dies ist gleichzeitig der geforderte Kollektivumfang. Die zu berücksichtigende Streckenzusammensetzung ist im Einsatzspiegel, **Tafel G-4**, aufgeführt.

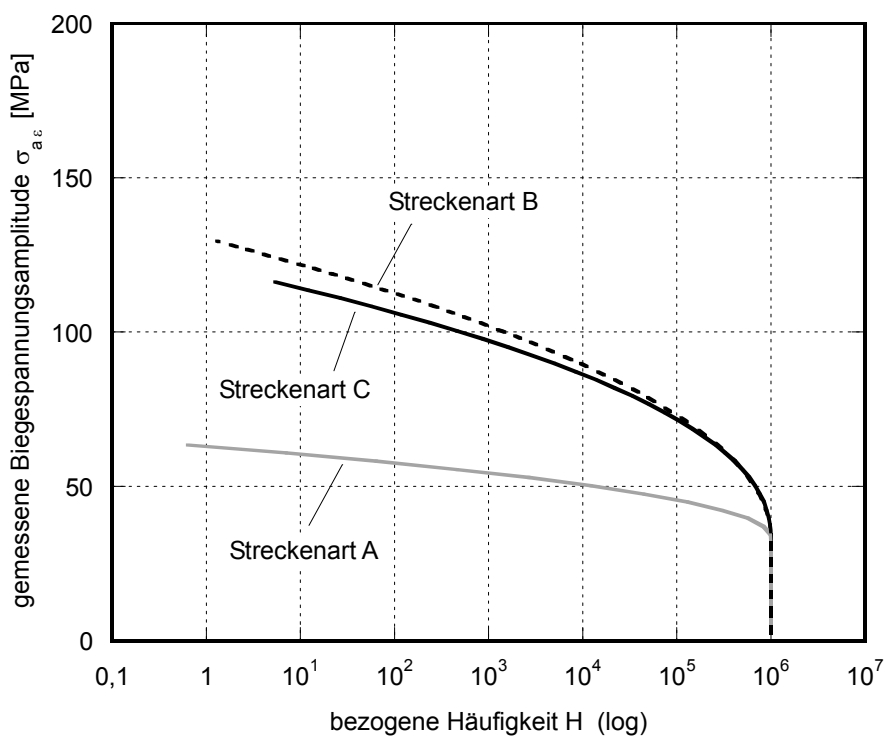


Bild G-5: auf 1.000.000 Radsatzumdrehungen normierte fiktive Messkollektive an der 728 mm von der Radsatzlagermitte entfernten Messebene

Streckenart	Messung		Extrapolationsfaktor	Einsatzspiegel		
	km	Umdr.		-	%	km
A	4.433	1.587.280	3011	89	13.350.000	4.779.300.000
B	2.174	778.261	69	1	150.000	53.700.000
C	525	187.828	2859	10	1.500.000	537.000.000
Summe				100	15.000.000	5.370.000.000

Tafel G-2: Umfang der gemessenen Teilstrecken, Einsatzspiegel für den Betriebseinsatz und Extrapolationsfaktoren

σ_{ae}	Messumfang			Einsatzspiegel			
	Streckenart			Streckenart			Gesamtstrecke
MPa	A	B	C	A	B	C	
31,71	1.587.280	778.261	187.828	4.779.300.000	53.700.000	537.000.000	5.370.000.000
34,35	1.576.891	777.794	187.762	4.748.017.400	53.667.778	536.812.834	5.338.498.012
36,99	1.333.740	765.979	185.622	4.015.891.637	52.852.557	530.693.955	4.599.438.150
39,64	899.912	738.923	180.087	2.709.635.815	50.985.685	514.867.751	3.275.489.251
42,28	484.382	698.251	171.141	1.458.475.431	48.179.288	489.292.572	1.995.947.291
44,92	207.987	646.328	159.121	626.248.309	44.596.662	454.926.196	1.125.771.167
47,56	71.243	586.037	144.612	214.512.828	40.436.560	413.444.597	668.393.985
50,20	19.467	520.507	128.370	58.616.412	35.915.002	367.008.673	461.540.086
52,85	4.244	452.854	111.232	12.777.457	31.246.938	318.013.521	362.037.916
55,49	738	385.940	94.032	2.221.923	26.629.860	268.836.275	297.688.058
58,13	102	322.189	77.514	308.228	22.231.060	221.611.600	244.150.888
60,77	11	263.471	62.281	34.110	18.179.474	178.061.310	196.274.894
63,42	1	211.049	48.756	3.011	14.562.379	139.394.617	153.960.007
66,06		165.601	37.175		11.426.499	106.282.698	117.709.198
68,70		127.284	27.597		8.782.617	78.899.033	87.681.650
71,34		95.833	19.940		6.612.482	57.007.983	63.620.466
73,99		70.678	14.019		4.876.800	40.079.795	44.956.595
76,63		51.061	9.588		3.523.184	27.410.663	30.933.847
79,27		36.134	6.377		2.493.248	18.230.681	20.723.929
81,91		25.048	4.123		1.728.325	11.788.714	13.517.039
84,56		17.009	2.592		1.173.587	7.409.797	8.583.385
87,20		11.313	1.583		780.612	4.526.093	5.306.705
89,84		7.371	940		508.610	2.686.106	3.194.716
92,48		4.705	542		324.612	1.548.511	1.873.123
95,12		2.941	303		202.943	866.981	1.069.924
97,77		1.801	165		124.283	471.330	595.614
100,41		1.081	87		74.556	248.760	323.316
103,05		635	45		43.811	127.437	171.248
105,69		365	22		25.218	63.357	88.575
108,34		206	11		14.219	30.564	44.783
110,98		114	5		7.853	14.304	22.158
113,62		62	2		4.249	6.494	10.743
116,26		33	1		2.252	2.859	5.111
118,91		17			1.169		1.169
121,55		9			594		594
124,19		4			296		296
126,83		2			144		144
129,48		1			69		69

Tafel G-3: Kollektive nach Messumfang und Einsatzspiegel (Summenhäufigkeiten)

Es wird eine Schädigungsrechnung für das Gesamtkollektiv mit den folgenden Parametern durchgeführt:

- Neigung der Zeitfestigkeitsgerade $k = 7,0$
- Eckschwingspielzahl $N_D = 1.000.000$
- Effektive Schadenssumme $D_{eff} = 0,3$
- Miner-Modifikation: modifiziert nach Haibach (Verlängerung $2k-1$)

Bei einer Variation der Dauerfestigkeit ergibt sich bei einem Kollektivhöchstwert, der die Dauerfestigkeit um den Faktor $K_{BK} = 1,051$ überschreitet die geforderte

Lebensdauer. Die schädigungsäquivalente Beanspruchungsamplitude beträgt damit 123,2 MPa.

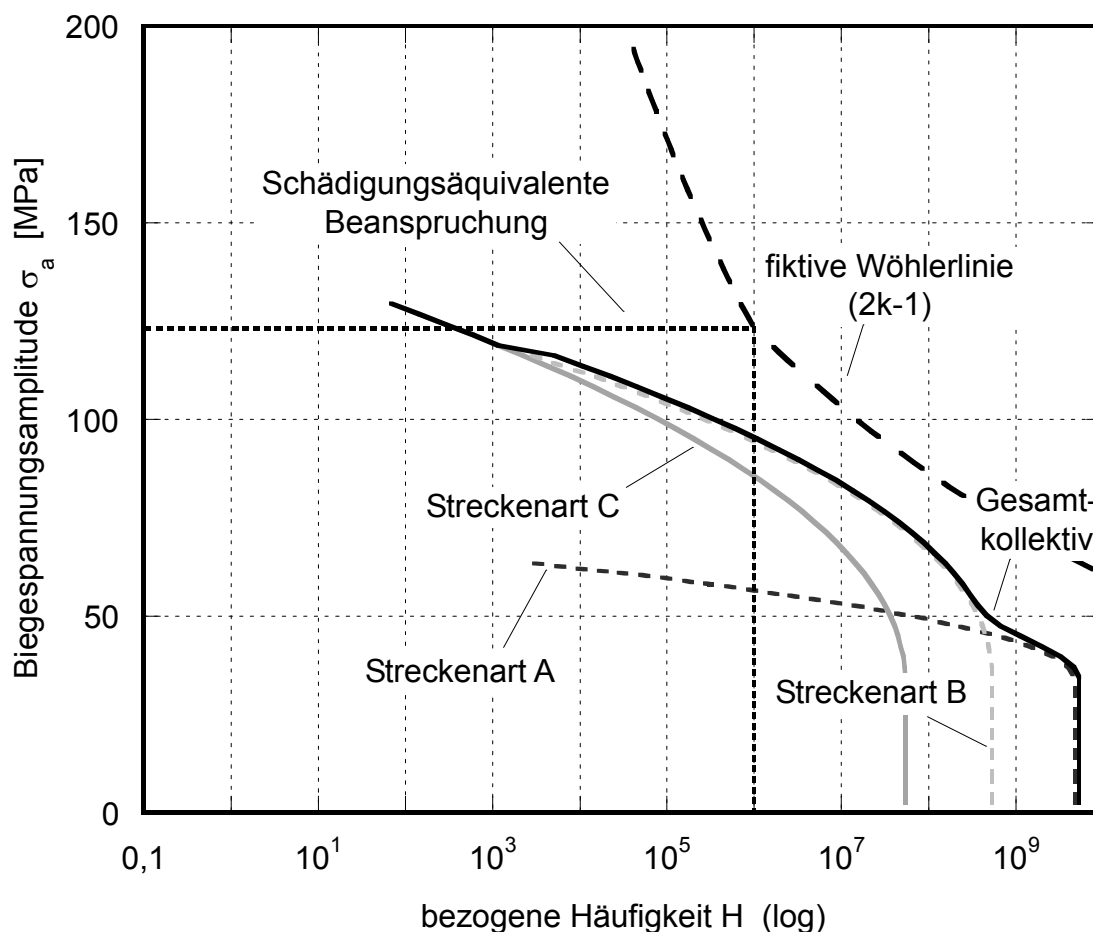


Bild G—6: Teil- und Gesamtkollektive sowie schädigungsäquivalente Amplitude entsprechend Einsatzspiegel

Nach /EN 13103/ sind für die Abschätzung der Biegemomentenbelastung folgende Stoßfaktoren zu berücksichtigen:

- Vertikaler Stoßfaktor $\alpha_{EN} = 0,250$
- Horizontaler Stoßfaktor $\beta_{EN} = 0,150$
- Faktor für das Querschieben im Gleis $f_{y2,EN} = 0,150$

Darüberhinaus sind Biegemomente aus dem Bremsen sowohl aufgrund der Wirbelstrombremse, als auch durch die Wellenbremsscheiben einzurechnen, die bei einer Messung nicht erfasst würden. Nach /EN 13103/ würde sich eine zu messende Spannung von 103,2 MPa ergeben.

Entsprechend den fiktiven Messergebnissen werden die Stoßfaktoren angepasst. Um diese erhöhte Beanspruchung auch in der Berechnung der Biegemomentenverläufe zu erhalten, werden die Stoßfaktoren um den Faktor 1,35 erhöht. Damit werden die folgenden Stoßfaktoren verwendet:

- Vertikaler Stoßfaktor $\alpha_{\text{äquiv}} = 0,3375$
- Horizontaler Stoßfaktor $\beta_{\text{äquiv}} = 0,2025$
- Faktor für das Querschieben im Gleis $f_{y2,\text{äquiv}} = 0,2025$

Bei Belastungen aus Bremsvorgängen wird an dieser Stelle davon ausgegangen, dass die real auftretenden Beanspruchungserhöhungen bei weitem nicht in dem in den Auslegungsrechnungen veranschlagten Maße auftreten. Die nach Regelwerk abgeschätzten Belastungen werden an dieser Stelle nur zu 20% auf die anderen Beanspruchungen aufgeschlagen. Mit diesen Annahmen ergeben sich die in **Tafel G-4** aufgeführten Belastungsmomente.

		Biegemoment aus Bogenfahrt und Anbauteilen (vertikal)	Biegemoment aus Radsatzanlenkung (horizontal)	Biegemoment Wirbelstrombremsen (vertikal)	Biegemoment Wellenbremsscheibe (vertikal)	Biegemoment Wellenbremsscheibe (horizontal)	Torsionsmoment Wellenbremsscheibe
i	y	M_x	M_z	$M_{x'}$	$M_{x'}$	$M_{z'}$	$M_{y'}$
-	mm	Nm		Nm	Nm	Nm	Nm
1	84,5	9.482	7.538	1.218	283	152	-
2	161,0	18.606	7.538	1.695	555	298	-
3	376,0	57.074	7.538	2.282	1.319	477	-
4	415,0	56.546	7.538	2.282	1.458	477	-
5	459,0	56.519	7.538	2.282	1.465	477	-
6	500,0	55.395	7.538	2.282	1.760	477	-
7	647,0	53.314	7.538	2.282	2.283	477	2.301
8	689,0	52.692	7.538	2.282	2.432	477	2.301

Tafel G-4: In der Beispielberechnung angenommene Belastungsmomente für die Laufradsatzwelle eines Hochgeschwindigkeitstriebzuges

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Oberflächenrauigkeit	äquivalente Oberfläche	Stützziffer	Statistischer Größeneinfluss	Faktor für Oberflächenrauigkeit	ertragbare Spannung
	i	Y	R _z	A	n	F _{stat}	F _O	σ _{aD}
	-	Mm	μm	mm ²	-	-	-	MPa
Wellenschenkel Absatz	1	84,5	3	6.521	1,04	0,90	0,92	270
Notschenkel Absatz	2	161,0	3	15.053	1,05	0,86	0,92	261
Korbbogen Radscheibe (innen)	4	415,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	256
Korbbogen Brems-scheibe (außen)	5	459,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	256
Korbbogen Brems-scheibe (innen)	8	689,0	3	15.543	1,03	0,86	0,92	256

Tafel G-5: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Freien Oberfläche (Zone 1) der Laufradsatzwelle eines Hochgeschwindigkeitstriebzuges

Die Zug-Druck-Wechselfestigkeit wird mit 285 MPa abgeschätzt. Der Technologiefaktor beträgt nach Gl. (10-11) bei dem verwendeten Werkstoff A4T 1,10.

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Einfluss des Werkstoffes	Einfluss vom Verhältnis Schaft- zu Sitzdurchmesser	Einfluss vom Verhältnis Nabenaußen- zu Sitzdurchmesser	Kerbwirkungszahl	ertragbare Spannung
	i	Y	$k_{f,W}$	$k_{f,d}$	$k_{f,DN}$	K_f	σ_{aD}
	-	Mm	-	-	-	-	MPa
Nabenkante WBS (außen)	6	500,0	1,12	0,71	0,91	1,75	197
Nabenkante WBS (innen)	7	647,0	1,12	0,71	0,91	1,75	197

Tafel G-6: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Presssitze (Zone 2) der Laufradsatzwelle eines Hochgeschwindigkeitstriebzuges

Der Radscheibensitz (Nachweisquerschnitt 3) sei molybdänbeschichtet und wird daher nicht behandelt. Der Faktor $k_{f,d}$ ist nach (10-27) berechnet.

	Nachweis- querschnitt	Abstand zur Rad- satzlagermitte	auf tretende Spannung	ertragbare Spannung	zulässige Spannung	Ausnutzungsgrad	Ausnutzungsgrad nach /EN 13103/
	I	y	σ_a	σ_{aD}	$\sigma_{a,zul}$	a	a_{EN}
	-	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
Wellenschenkel Absatz	1	84,5	86,0	270	193	0,51	0,50
Notschenkel Absatz	2	161,0	82,0	261	186	0,51	0,42
Korbbogen Radscheibe (innen)	4	376,0	166,4	256	183	1,00	0,87
Korbbogen Brems- scheibe (außen)	5	415,0	165,0	256	183	0,99	0,87
Nabenkante Brems- scheibe (außen)	6	459,0	83,8	197	141	0,66	0,93
Nabenkante Brems- scheibe (innen)	7	500,0	81,7	197	141	0,65	0,93
Korbbogen Brems- scheibe (innen)	8	647,0	161,7	256	183	1,00	0,88

Tafel G-7: Auftretende, ertragbare und zulässige Spannungen für die Lauf-
radsatzwelle eines Hochgeschwindigkeitstriebzuges sowie die
Ausnutzungsgrade nach eigener Rechnung und nach /EN 13103/

Die höchste Ausnutzung liegt bei den getroffenen Annahmen mit 1,00 am
Korbbogen zum Radsitz vor.

Anhang H Beispiel Treibradsatzwelle eines Triebzuges

Als Beispiel wird die Treibradsatzwelle eines Triebzuges berechnet. Als Lastannahme dienen synthetische Kollektive einer fiktiven Beanspruchungsmessung.

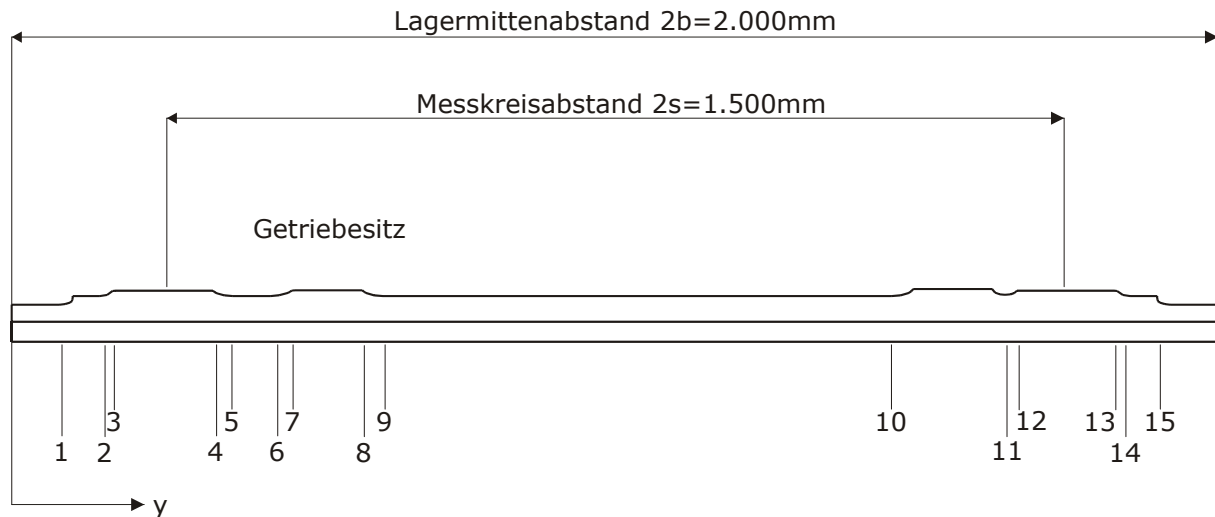


Bild H—1: Skizze des Radsatzes mit den Nachweisquerschnitten

Der Radsatz ist über eine Schwinge am Drehgestell gelagert, so dass über einen horizontalen Hebelarm bei Bogenfahrten zu den vertikalen Biegemomenten auch eine horizontale Komponente hinzukommt. An den Radscheiben sind Radbremscheiben montiert. Zwischen den Radscheiben befindet sich ein Getriebebesitz (zwischen Schnitt 7 und 8).

Die für diese Auswertungen angenommene Messstelle liegt zwischen den Nachweisquerschnitten 5 und 6 389,5 mm von der getriebeseitigen Radsatzlagermitte entfernt.

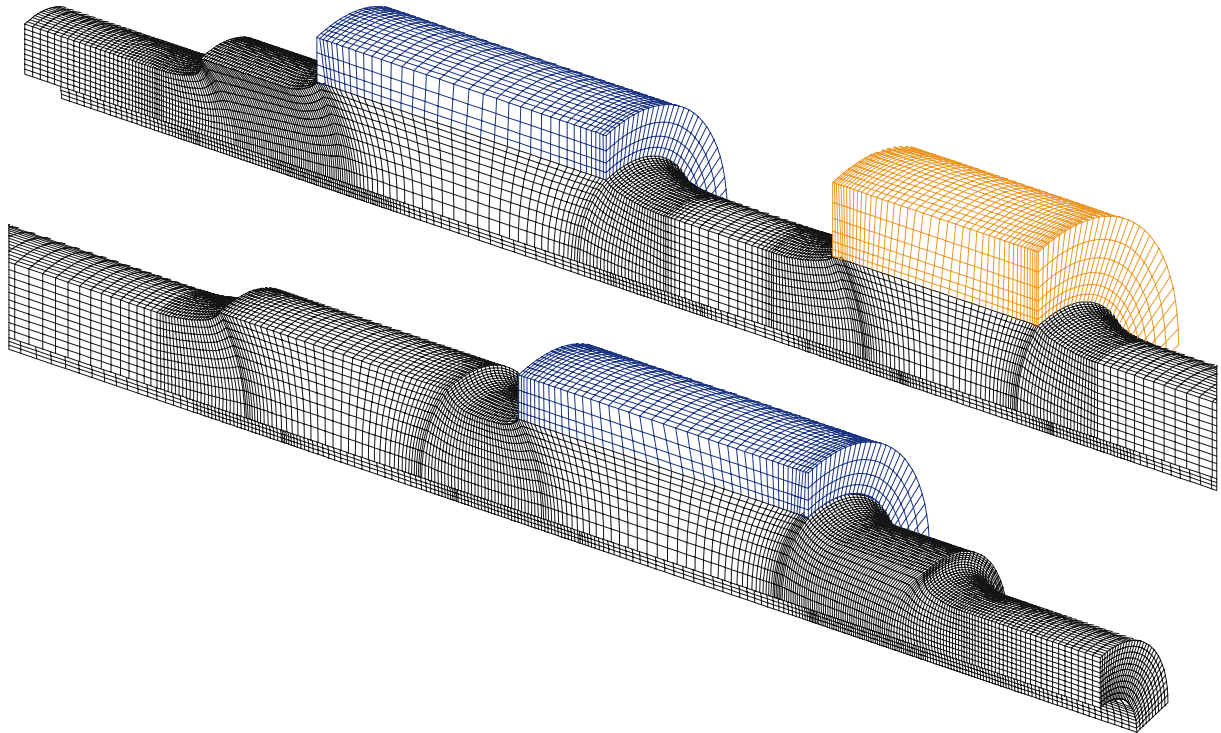


Bild H–2: Vernetzung des FEM-Modell (Getriebeseite oben, Hohlwellensitz unten)

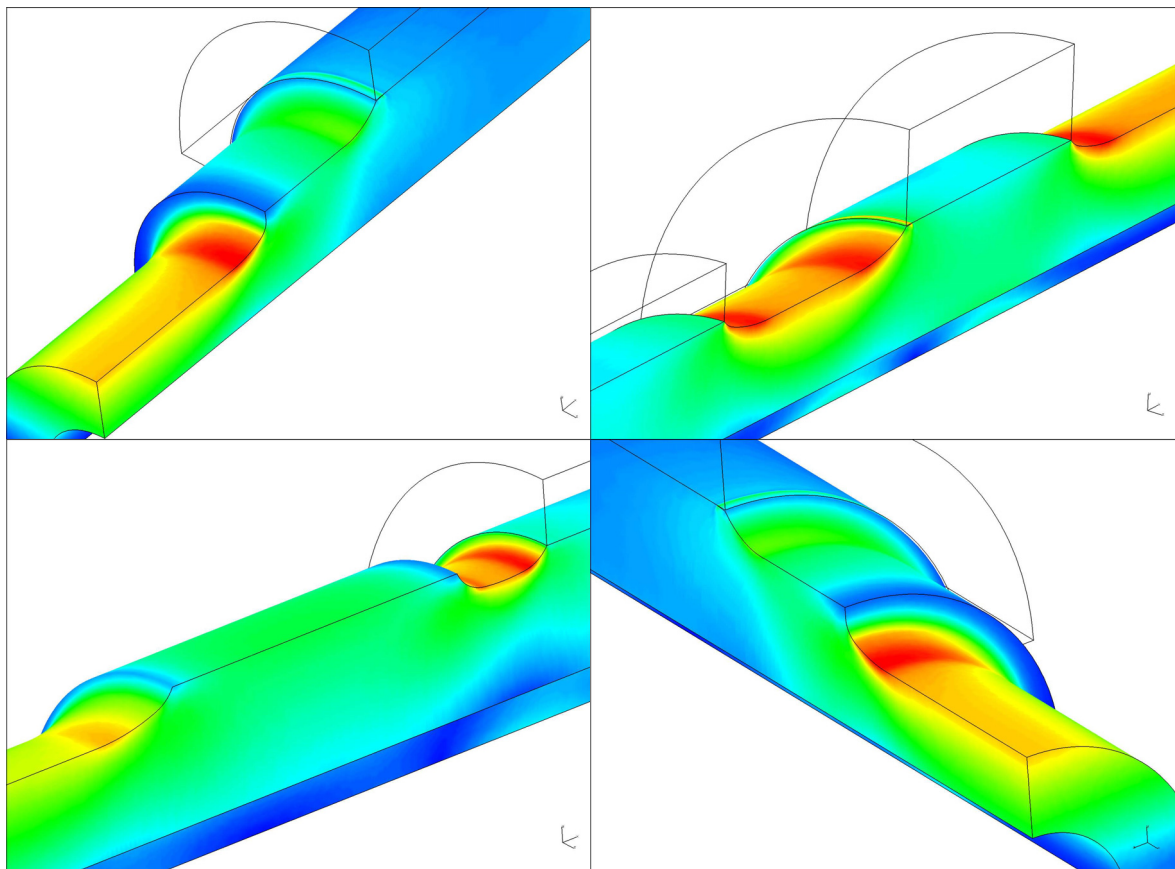


Bild H–3: Gemittelte Vergleichsspannungsverteilung für die einzelnen Nachweisquerschnitte (links oben: Schnitt 1 und 2, links unten: 10 und 11, rechts oben: 5, 6 und 9, rechts unten: 14 und 15)

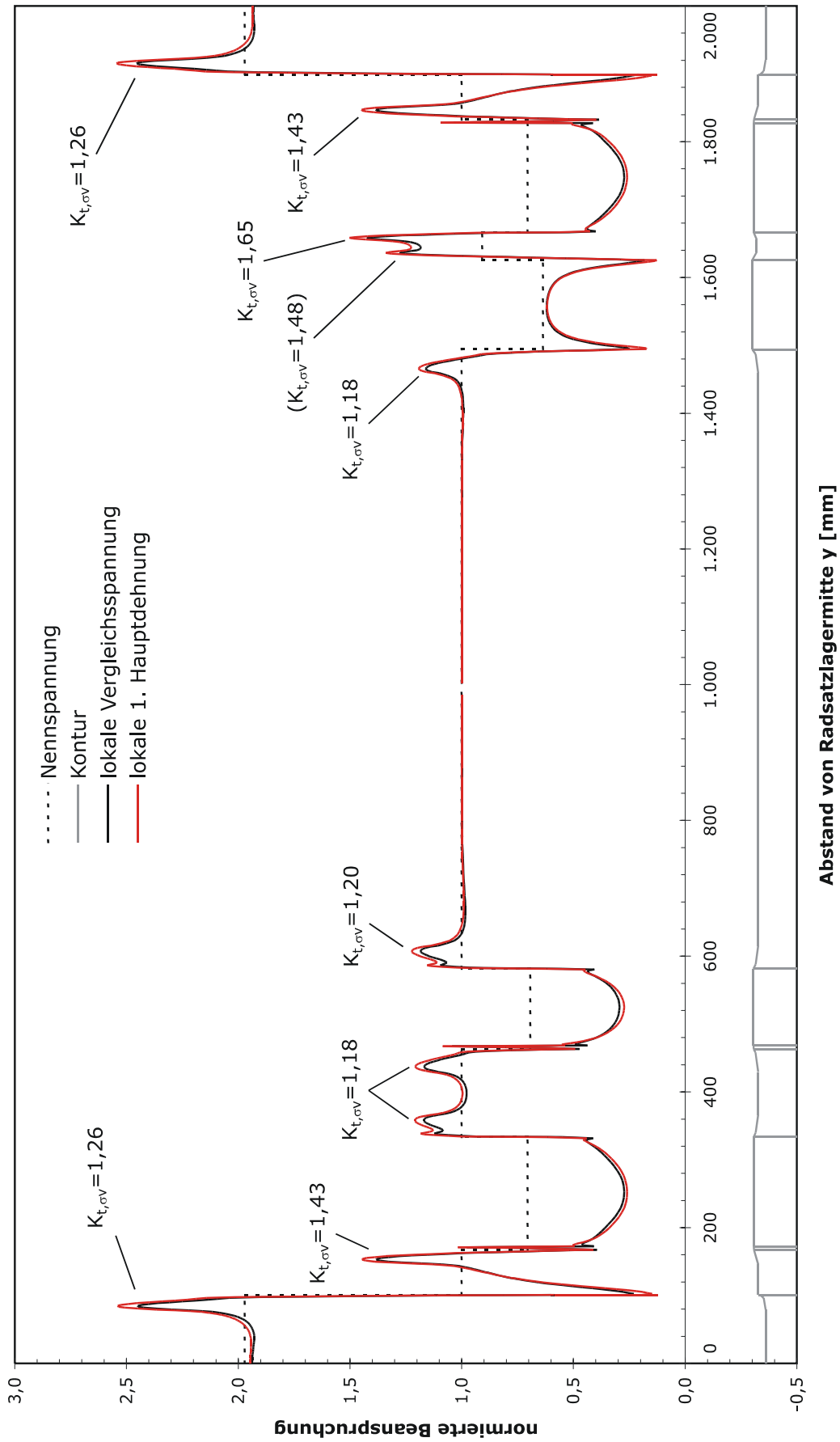


Bild H—4: FEM-Berechnung des Radsatzes einschließlich Naben unter normierter Biegebelastung

		Zone	Abstand von Radlagermitte	Bohrungsdurchmesser	Schaftdurchmesser	Fügedurchmesser	Nabenaußendurchmesse r	Widerstandsmoment	Durchmesser Verhältnis Presssitze	Kerbradius	(Vergleichsspannungs-) Formzahl	bezogener Spannungsgradient
	i	-	y	d'	d	D	D_N	W_b	D/d	r	$K_{t,\sigma v}$	χ^*
	-	-	mm	mm	mm	Mm	mm	mm ³	-	mm	-	mm ⁻¹
Wellenschenkel Absatz	1	1	84,5	70	128		160	187.472		40	1,26	
Notschenkel Absatz	2	1	151,5	70	160		230	387.392		25	1,43	0,091
Nabenaußenkante Radscheibe	3	2	153,7	70	160	181		549.897	1,119		1	
Nabeninnenkante Radscheibe	4	2	338,5	70	160	181		549.897	1,119		1	
Korbbogen Radscheibe innen	5	1	371,5	70	160		230	387.392		75	1,18	0,034
Korbbogen Getriebe außen	6	1	434,5	70	160		240	387.392		75	1,18	0,034
Nabenkante Getriebe außen	7	2	468,5	70	160	182		559.460	1,125		1	
Nabenkante Getriebe innen	8	2	586,5	70	160	182		559.460	1,125		1	
Korbbogen Getriebe innen	9	1	620,5	70	160		240	387.392		75	1,2	0,034
Korbbogen Hohlwellenantrieb innen	10	1	1.454,0	70	160		185	387.392		75	1,18	0,034
Mulde zw. Hohlwellenantrieb und Rad	11	1	1.641,5	70	165		230	426.727		75	1,65	0,145
Nabeninnenkante Radscheibe	12	2	1.661,5	70	165	181		549.897	1,085		1	
Nabenaußenkante Radscheibe	13	2	1.846,3	70	160	181		549.897	1,119		1	
Notschenkel Absatz	14	1	1.848,5	70	160		230	387.392		25	1,43	0,091
Wellenschenkel Muldengrund	15	1	1.915,5	70	128		160	187.472		40	1,26	

Tafel H-1: Geometrische Daten der Nachweisquerschnitte der beispielhaften Treibradsatzwelle des Triebzuges

Die Vergleichsspannungsformzahlen und die Spannungsgradienten sind mittels FEM ermittelt.

Lastannahme

Die äquivalente Amplitude wurde nach 9.3 berechnet. An der hypothetischen Messstelle herrschen Nenndehnungen, daher kann einfach von der gemessenen Spannung auf das Biegemoment geschlossen werden. Zur Bestimmung der korrespondierenden Stoßfaktoren, die zu einer Beanspruchungshöhe entsprechend der schädigungsäquivalenten Beanspruchung führen, wurden in der Biegemomentberechnung folgende Anteile berücksichtigt:

- Vertikalbiegemoment bei Bogenfahrt,

- Vertikalbiegemoment aus der Drehmomentstütze,
- Vertikalbiegemoment aus der Gewichtskraft von Anbauteilen und
- Horizontalbiegemoment bei Bogenfahrt aus der Radsatzanlenkung,

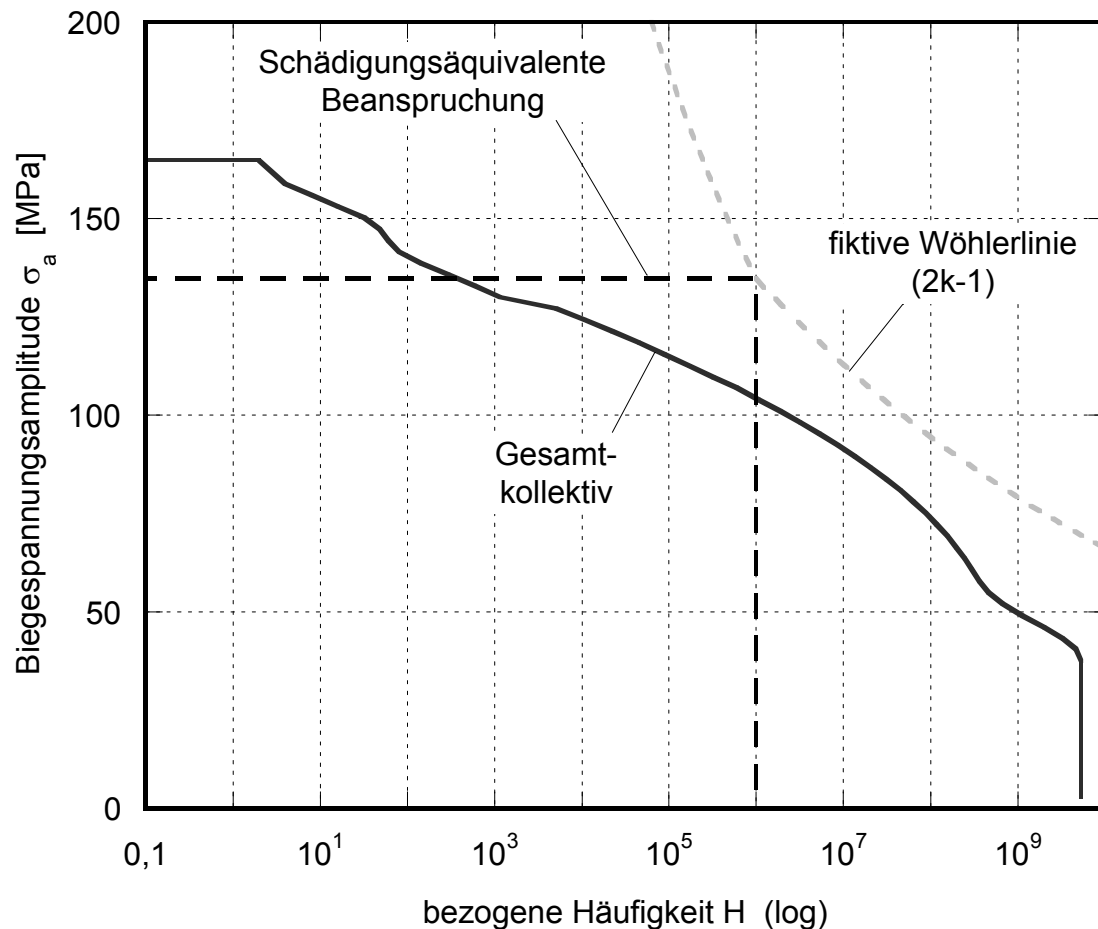


Bild H—5: Bemessungskollektiv und äquivalente Beanspruchungshöhe bei einer geforderten Lebensdauer von 15 mio. km

Der gemessene Kollektivhöchstwert beträgt 164,8 MPa bzw. 63.842 Nm. Für den zu Grunde gelegten Einsatzspiegel und die geforderte Laufleistung von 15 mio. km beträgt die äquivalente Amplitude 134,7 MPa bzw. 51.770 Nm. Nach /EN 13104/ sind für den Radsatz folgende Stoßfaktoren anzunehmen:

- Vertikaler Stoßfaktor $\alpha_{EN} = 0,250$
- Horizontaler Stoßfaktor $\beta_{EN} = 0,175$
- Faktor für das Querschieben im Gleis $f_{v2,EN} = 0,175$

Mit diesen Faktoren wird eine Biegemomentbelastung von 53.687 Nm berechnet. Dabei bleiben Biegemomentanteile aus dem Bremsen unbeachtet, da die Radscheibenbremsen während einer Messung deaktiviert wären. Dies wird zum Schutz von Messstellen an den Radscheiben gemacht. Dies bedeutet, dass die Stoßfaktoren nach /EN 13104/ die äquivalente Beanspruchung um nur 3,7 % höher abschätzen. Im Hinblick auf Messungenauigkeiten kann in diesem Fall gesagt werden, dass die rechnerische Lastannahme nach /EN 13104/ die angenommenen Messwerte abdeckt. Voraussetzung ist die Bewertung der gemessenen Kollektive entsprechend der in 9.3 getroffenen Konventionen. Aufgrund der guten Übereinstimmung der rechnerischen mit der aus den Messungen

abzuleiteten Beanspruchung wird im Weiteren auf eine genauere Anpassung der Faktoren verzichtet, und es werden die nach /EN 13104/ festgelegten Faktoren genutzt.

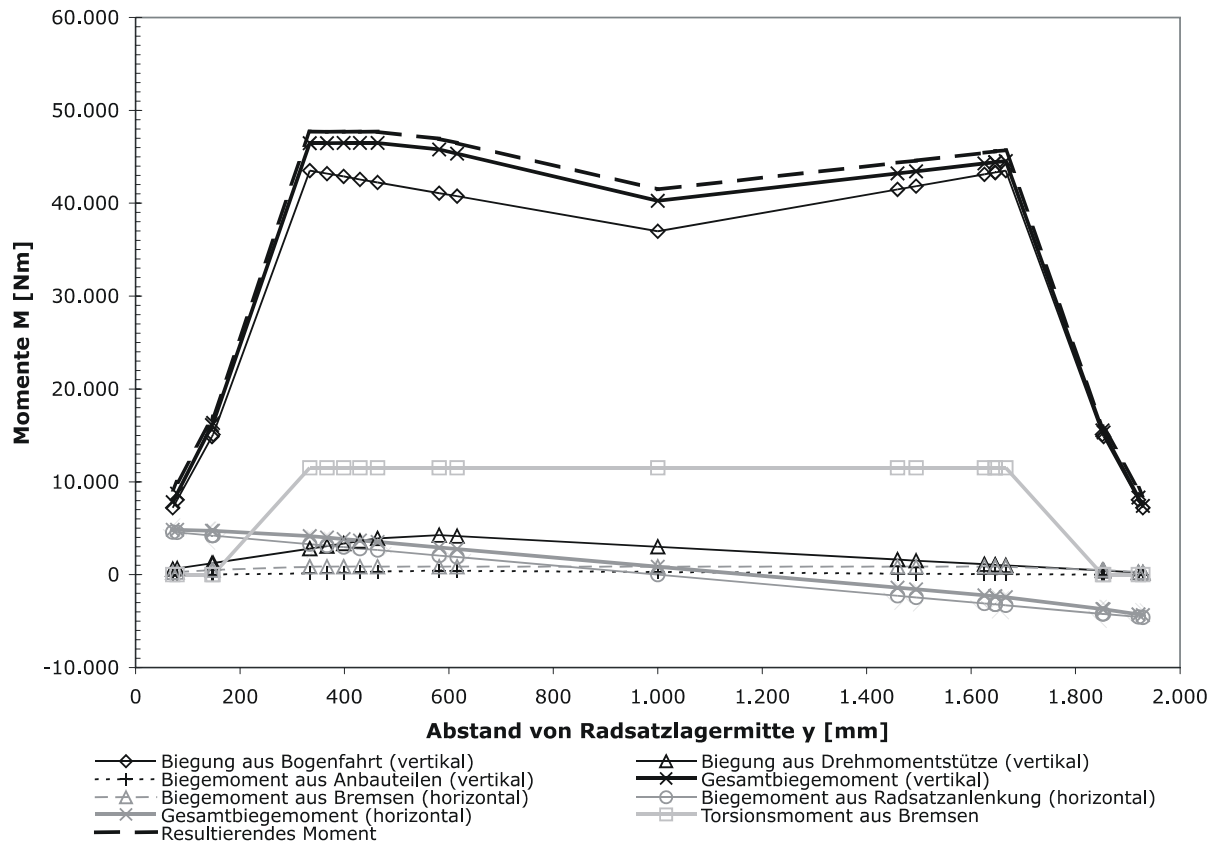


Bild H—6: Einzelkomponenten der Biegemomentverläufe für die an die Messungen angepasste Lastannahme bei einer geforderten Lebensdauer von 15 mio. km

		Biegemoment aus Bogenfahrt (vertikal)	Biegung aus Drehmomentenstütze (vertikal)	Biegemoment aus Anbauteilen (vertikal)	Gesamtbiegemoment (vertikal)	Biegemoment aus Bremsen (horizontal)	Biegemoment aus Radsatzanlenkung (horizontal)	Gesamtbiegemoment (horizontal)	Torsionsmoment aus Bremsen
i	y	M_x		$M_{x'}$				M_z	M_y
-	mm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
1	84,5	8.665	671	0	9.336	277	5.904	6.180	0
2	151,5	15.967	1.237	0	17.204	510	5.474	5.984	0
3	153,7	16.206	1.256	0	17.462	518	5.460	5.977	0
4	338,5	50.771	2.816	134	53.721	870	4.275	5.145	11.507
5	371,5	50.351	3.095	188	53.634	870	4.063	4.933	11.507
6	434,5	49.550	3.627	289	53.466	870	3.659	4.529	11.507
7	468,5	49.118	3.914	344	53.376	870	3.441	4.311	11.507
8	586,5	47.618	4.263	432	52.314	870	2.684	3.554	11.507
9	620,5	47.186	4.161	420	51.767	870	2.466	3.336	11.507
10	1.454,0	48.133	1.626	108	49.867	870	-2.944	-2.074	11.507
11	1.641,5	50.516	1.062	38	51.617	870	-4.146	-3.276	11.507
12	1.661,5	50.771	1.002	31	51.804	870	-4.275	-3.404	11.507
13	1.846,3	16.206	447	0	16.653	518	-5.460	-4.942	0
14	1.848,5	15.967	440	0	16.407	510	-5.474	-4.964	0
15	1.915,5	8.665	239	0	8903	277	-5904	-5627	0

Tafel H-2: Berechnung der Momente bei einer geforderten Lebensdauer von 15 mio. km für die beispielhafte Treibradsatzwelle des Triebzuges

Als Werkstoff der Treibradsatzwelle wird 34CrNiMo6 angenommen. Die statischen Mindestkennwerte betragen $R_m = 900$ und $R_{p0,2} = 790$ MPa. Nach (10-5) ergibt sich die Zug-Druck-Wechselfestigkeit des Werkstoffes zu 448 MPa. Die äquivalente Oberfläche A ist nach (10-10) abgeschätzt. Für die Stützziffer n wird (10-8) verwendet. Der statistische Größeneinfluss F_{stat} wird nach (10-9) berücksichtigt. Der Faktor zur Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit F_O folgt nach (5-21). Der Technologiefaktor F_T wird nach (10-11) zu 0,98 ermittelt. Mit diesen Werten kann die ertragbare lokale Spannung σ_{aD} berechnet werden.

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Oberflächenrauigkeit	äquivalente Oberfläche	Stützziffer	Statistischer Größeneinfluss	Faktor für Oberflächenrauigkeit	ertragbare Spannung
	i	y	R_z	A	n	F_{stat}	F_O	σ_{aD}
	-	mm	μm	mm^2	-	-	-	MPa
Wellenschenkel Absatz	2	84,5	1,6	6.431	1,00	0,90	0,96	377
Notschenkel Absatz	3	151,5	6	5.024	1,05	0,91	0,84	351
Korbbogen Radscheibe innen	6	371,5	6	15.072	1,03	0,86	0,84	326
Korbbogen Getriebe außen	7	434,5	3	15.072	1,03	0,86	0,90	349
Korbbogen Getriebe innen	10	620,5	3	15.072	1,03	0,86	0,90	349
Korbbogen Hohlwellenantrieb innen	11	1.454,0	3	15.072	1,03	0,86	0,90	349
Mulde zw. Hohlwellenantrieb und Rad	14	1.641,5	3	15.543	1,06	0,86	0,90	359
Notschenkel Absatz	17	1.848,5	6	5.024	1,05	0,91	0,84	351
Wellenschenkel Muldengrund	18	1.915,5	1,6	6.431	1,00	0,90	0,96	377

Tafel H-3: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Freien Oberfläche (Zone 1) der beispielhaften Treibradsatzwelle des Triebzuges

Da alle Sitze des ICE3 Treibradsatz molybdänbeschichtet sind, werden diese hier nicht weiter behandelt.

	Nachweis- querschnitt	Abstand zur Rad- satzlagermitte	auf tretende Spannung	ertragbare Spannung	zulässige Spannung	Ausnutzungsgrad	Ausnutzungsgrad nach /EN 13104/
	I	y	σ_a	σ_{aD}	$\sigma_{a,zul}$	a	a _{EN}
	-	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
Wellenschenkel Muldengrund	2	84,5	75,2	377	269,5	0,28	0,34
Notschenkel Absatz	3	151,5	67,2	351	250,6	0,27	0,43
Korbbogen Radscheibe innen	6	371,5	166,8	326	233,0	0,72	0,81
Korbbogen Getriebe außen	7	434,5	166,2	349	249,3	0,67	0,81
Korbbogen Getriebe innen	10	620,5	163,6	349	249,3	0,66	0,77
Korbbogen Hohlwellenantrieb innen	11	1.454,0	155,0	349	249,3	0,62	0,77
Mulde zw. Hohlwellen- antrieb und Rad	14	1.641,5	203,7	359	256,5	0,79	0,73
Notschenkel Absatz	17	1.848,5	63,3	351	250,6	0,25	0,41
Wellenschenkel Muldengrund	18	1.915,5	70,8	377	269,5	0,26	0,32

Tafel H-4: Auftretende, ertragbare und zulässige Spannungen bei einer geforderten Lebensdauer von 15 mio. km für die beispielhafte Treibradsatzwelle des Triebzuges sowie Ausnutzungsgrade nach /EN 13104/

Bei einer geforderten Sicherheitszahl von 1,4 zwischen der ertragbaren und der zulässigen Spannung ergeben sich die in **Tafel H-4** aufgeführten Ausnutzungsgrade.

Der am höchsten ausgenutzte Korbbogen ist die Mulde des Nachweisquerschnitt 14. Diese weist aufgrund der Vergleichsspannungsformzahl $K_{t,\sigma v}$ von 1,65 eine um etwa 40% höhere lokale Spannung wie die Korbbögen auf.

Anhang I Beispiel Laufradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges

Als Beispiel wird die Laufradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges mit zwei Wellenbremsscheiben in der Ausführung aus dem Werkstoff A4T berechnet.

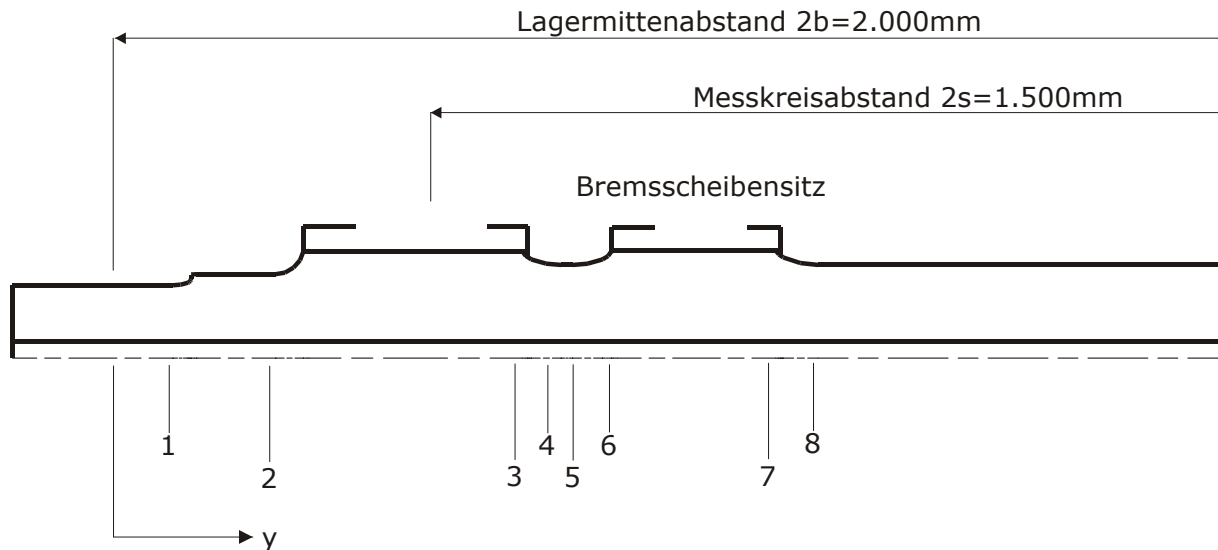


Bild I–1: Skizze des Radsatzes mit den Nachweisquerschnitten (ohne Lagersitze)

Die Radsatzwelle ist symmetrisch. Der Nachweis kann sich daher auf eine Seite beschränken. Auf dem Radsatz sind zwei Wellenbremsscheiben montiert (zwischen Schnitt 6 und 7).

Geometrie und Spannungsverteilung

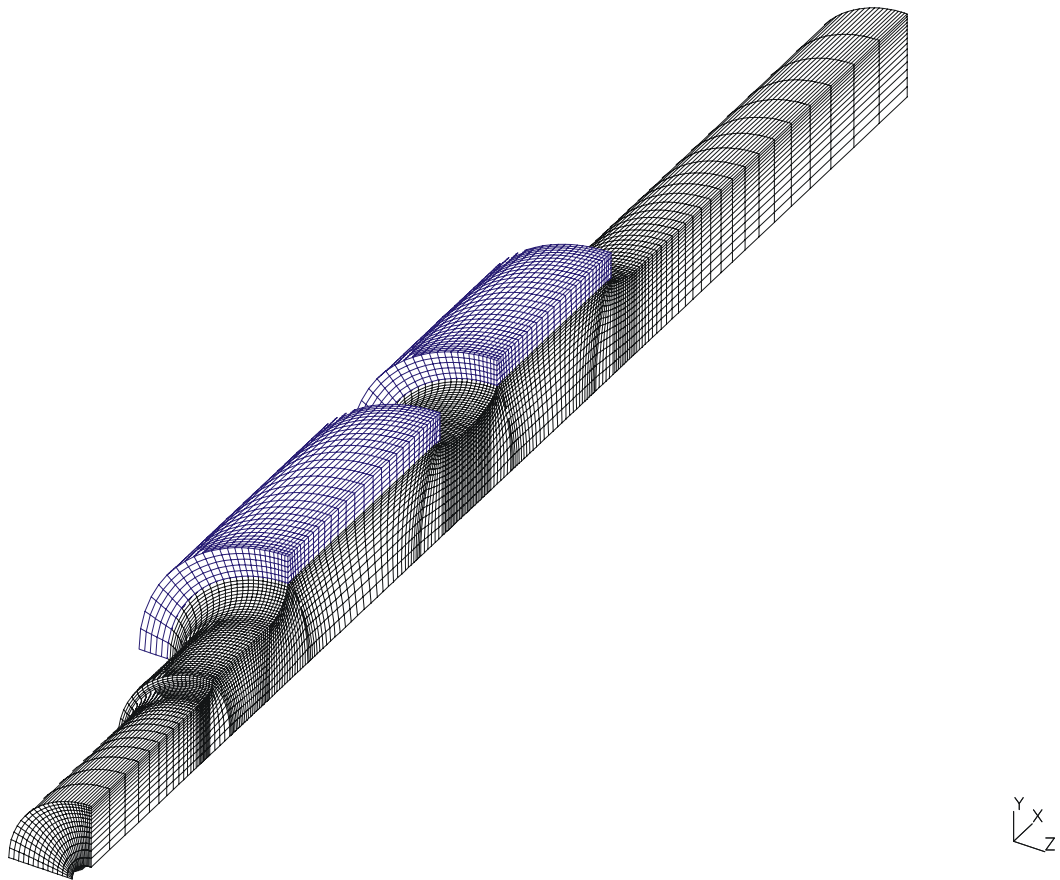


Bild I–2: Vernetzung des FEM-Modell mit den Naben von Rad- und Brems-scheiben

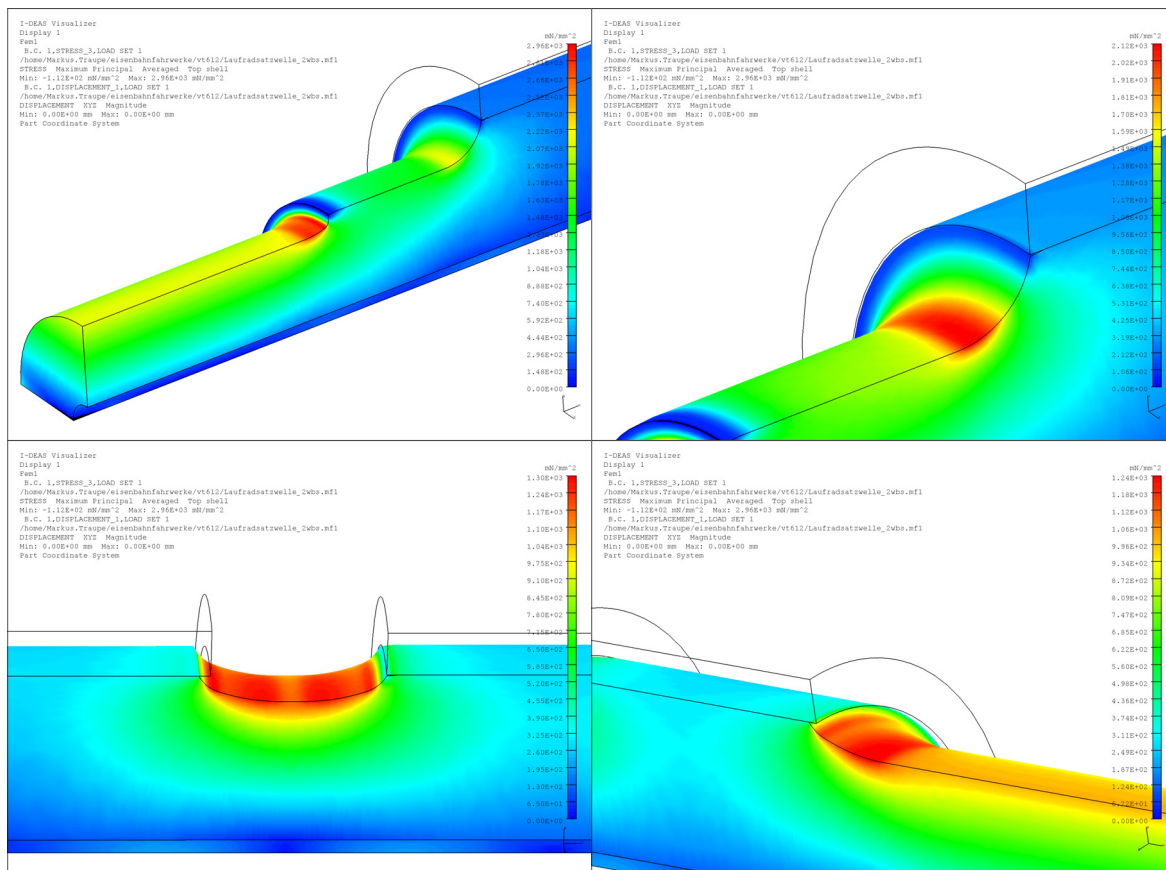


Bild I—3: Gemittelte Vergleichsspannungsverteilung für die einzelnen Nachweisquerschnitte (links oben: Schnitt 1, links unten: 4 und 5, 12 und 13, rechts oben: 2, rechts unten: 8)

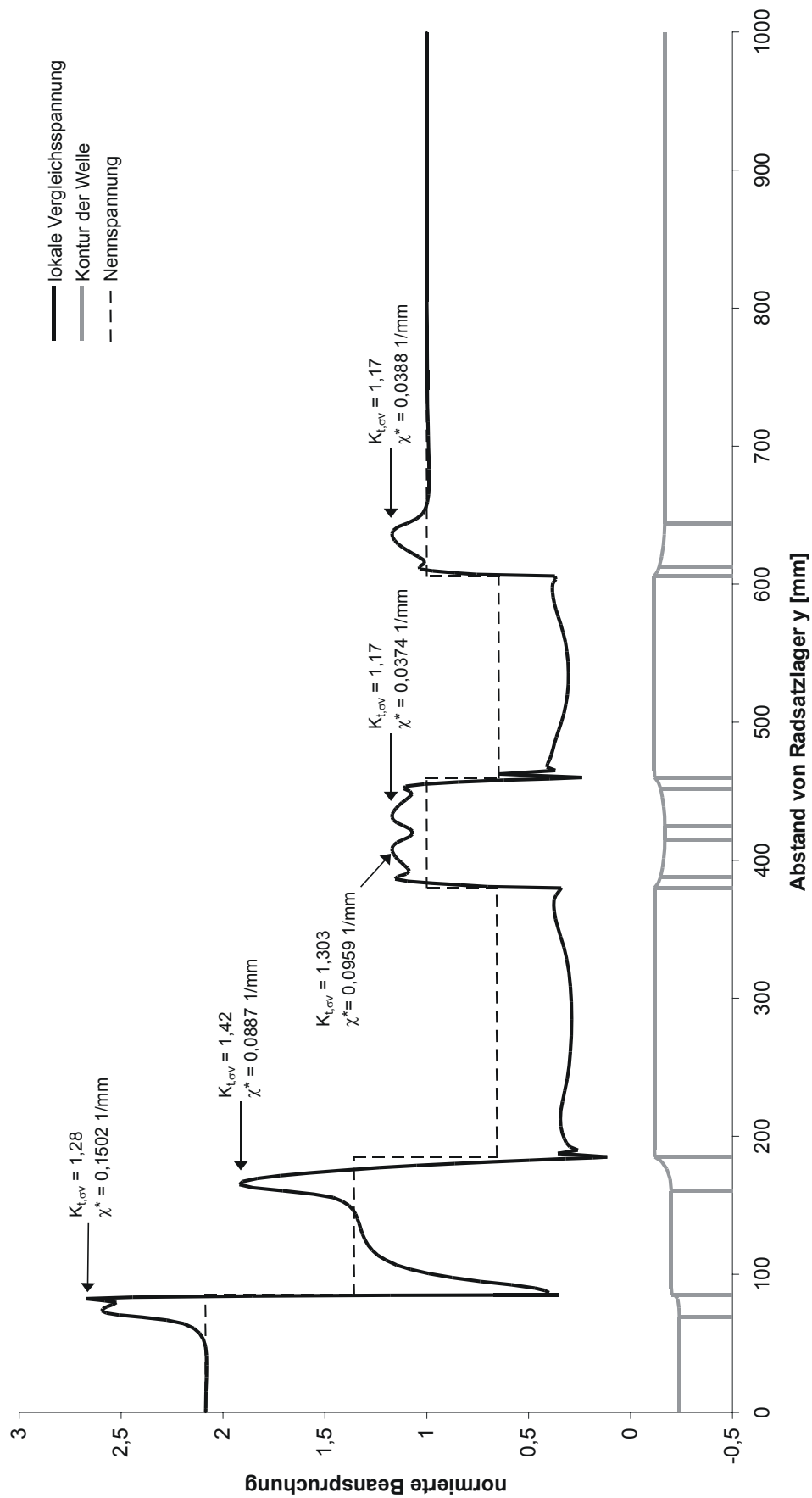


Bild I—4: FEM-Berechnung des Radsatzes einschließlich Naben unter normierter Biegebelastung

		Zone	Abstand von Radlagermitte	Bohrungsdurchmesser	Schaftdurchmesser	Fügedurchmesser	Nabenaußendurchmesse r	Widerstandsmoment	Durchmesser Verhältnis Presssitze	Kerbradius	(Vergleichsspannungs-) Formzahl	bezogener Spannungsgradient
	i	-	Y	d'	d	D	D_N	W_b	D/d	r	$K_{t,\sigma v}$	χ^*
	-	-	Mm	mm	mm	mm	mm	mm ³	-	mm	-	mm ⁻¹
Absatz Wellenschenkel	1	1	74,1	30	128			205.266		4	1,28	0,150
Absatz Notschenkel	2	1	165,5	30	160			401.627		25	1,42	0,089
Nabeninnenkante Rad	3	2	385,0	30	166	193	235	683.653	1,15		1,00	
Korbbgen Radsitz	4	1	420,0	30	166			448.601		75	1,17	0,096
Korbbogen Brems Scheibe	5	1	430,0	30	166			448.601		75	1,17	0,037
Nabenaußenkante WBS	6	2	470,0	30	166	194	234	694.456	1,16		1,00	
Nabeninnenkante WBS	7	2	611,0	30	166	194	234	694.456	1,16		1,00	
Korbbogen Brems Scheibe	8	1	649,0	30	166			448.601		75	1,17	0,039

Tafel I-1: Geometrische Daten der Nachweisquerschnitte

Lastannahme

An dieser Stelle werden die Stoßfaktoren wie in /EN 13103/ für Neigetechnikfahrzeuge angesetzt. Es wird angenommen, dass die auf diese Weise berechneten Momente den nach Abschnitt 9.3 abgeschätzten entsprechen. Die angenommenen Stoßfaktoren sind:

- vertikaler Stoßfaktor $\alpha = 0,25$
- horizontaler Stoßfaktor $\beta = 0,275$
- Faktor für Querschieben im Gleis $f_{y2} = 0,175$

Die Stoßfaktoren sollen dann für die Bemessungsstrecke sowie eine typische Strecken- und Beladungsverteilung gelten. Mit diesen Annahmen können die in **Tafel I-2** aufgeführten Belastungskomponenten abgeschätzt werden.

		Biegemoment aus Bogenfahrt und Anbauteilen (vertikal)	Biegemoment Bremsen (vertikal)	Biegemoment Bremsen (horizontal)	Torsionsmoment aus Bremsen
i	y	M_x	M_x'	M_z	M_y
-	mm	Nm		Nm	Nm
1	74,1	7.305	1.197	2.441	0
2	165,5	16.968	27.81	3.270	0
3	385,0	52.096	65.84	4.082	10.019
4	420,0	51.524	71.90	4.082	10.019
5	430,0	51.360	73.63	4.082	10.019
6	470,0	50.706	80.56	4.082	10.019
7	611,0	48.309	92.69	4.082	10.019
8	649,0	47.638	92.69	4.082	10.019

Tafel I-2: In der Beispielberechnung angenommene Belastungsmomente für die Laufradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges

Die Zug-Druck-Wechselfestigkeit wird mit 285 MPa abgeschätzt. Der Technologiefaktor beträgt nach Gl. (10-11) bei dem verwendeten Werkstoff A4T 1,10.

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Oberflächenrauigkeit	äquivalente Oberfläche	Stützziffer	Statistischer Größeneinfluss	Faktor für Oberflächenrauigkeit	ertragbare Spannung
	i	y	R _z	A	n	F _{stat}	F ₀	σ _{ad}
	-	mm	µm	mm ²	-	-	-	MPa
Absatz Wellenschenkel	1	74,1	3	643	1,06	1,01	0,92	309
Absatz Notschenkel	2	165,5	3	5.024	1,05	0,91	0,92	275
Korbbogen Radsitz	4	420,0	3	15.637	1,05	0,86	0,92	260
Korbbogen Bremsscheibe	5	430,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	256
Korbbogen Bremsscheibe	8	649,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	256

Tafel I-3: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Freien Oberfläche (Zone 1) der Laufradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges

Die Radsitze werden als geklebte Sitze angenommen und werden im Folgenden daher nicht weiter behandelt.

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Einfluss des Werkstoffes	Einfluss vom Verhältnis Schaft- zu Sitzdurchmesser	Einfluss vom Verhältnis Nabenaußen- zu Sitzdurchmesser	Kerbwirkungszahl	ertragbare Spannung
	i	Y	$k_{f,W}$	$k_{f,d}$	$k_{f,DN}$	K_f	σ_{aD}
	-	Mm	-	-	-	-	MPa
Nabenaußenkante WBS	6	470,0	1,12	1,00	0,93	1,82	136
Nabeninnenkante WBS	7	611,0	1,12	1,00	0,93	1,82	136

Tafel I-4: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Presssitze (Zone 2) der Laufradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges

	Nachweis- querschnitt	Abstand zur Rad- satzlagermitte	auf tretende Spannung	ertragbare Spannung	zulässige Spannung	Ausnutzungsgrad	Ausnutzungsgrad nach /EN 13103/
	I	y	σ_a	σ_{aD}	$\sigma_{a,zul}$	a	a_{EN}
	-	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
Absatz Wellenschenkel	1	74,1	55,2	309	220,6	0,25	0,38
Absatz Notschenkel	2	165,5	70,8	275	196,3	0,36	0,41
Korbbogen Radsitz	4	385,0	155,2	260	185,8	0,83	0,75
Korbbogen Brems scheibe	5	420,0	155,2	256	182,6	0,85	0,75
Nabenaußenkante WBS	6	430,0	85,7	136	97,5	0,88	0,78
Nabeninnenkante WBS	7	470,0	84,1	136	97,5	0,86	0,77
Korbbogen Brems scheibe	8	611,0	150,5	256	182,7	0,82	0,72

Tafel I-5: Auftretende, ertragbare und zulässige Spannungen für die Laufradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges sowie Ausnutzungsgrade nach /EN 13103/

Die Ausnutzung der Freien Oberfläche ist für den Nachweisquerschnitt 5 mit 0,85 am höchsten. Sie ist um 13 % höher als der nach /EN 13103/ ausgewiesene Ausnutzungsgrad, vgl. **Tafel I-5**.

Die Ausnutzung der Presssitze liegt bei knapp 90 %.

Anhang J Beispiel Treibradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges

Als Beispiel wird die Treibradsatzwelle eines Neigetechniktriebzuges aus dem Werkstoff A4T berechnet. **Bild J–1** zeigt die in dieser Beispielrechnung berücksichtigten Nachweisquerschnitte. Der Radsatz weist zwischen den Radscheiben zwei Brems Scheibensitze auf. Zwischen diesen Sitzen befindet sich noch ein Antriebsflansch mit mit zwei Sitzen für Tatzlager.

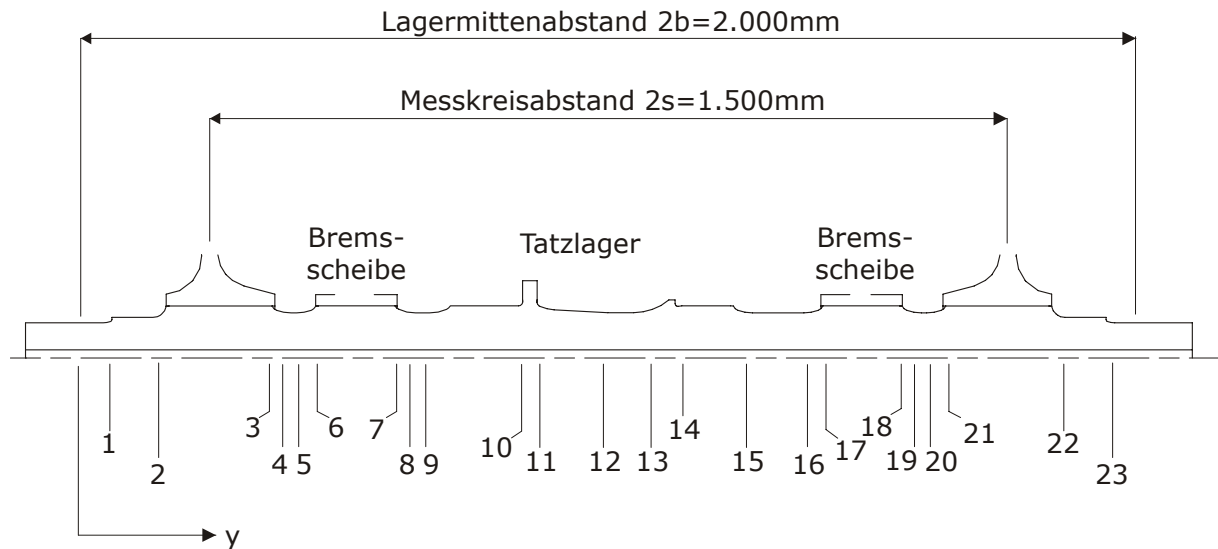


Bild J–1: Skizze des Radsatzes mit den Nachweisquerschnitten

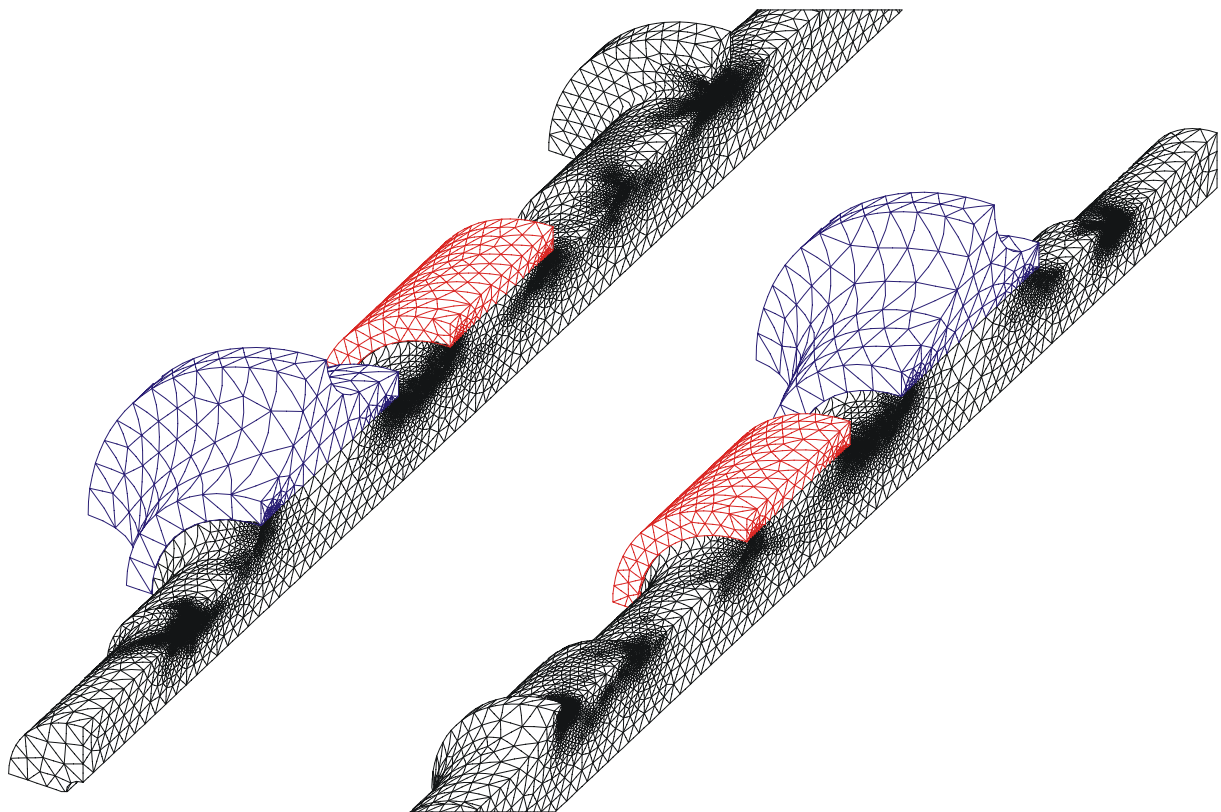


Bild J–2: Vernetzung des FEM-Modell mit den Naben von Rad- und Brems-scheiben

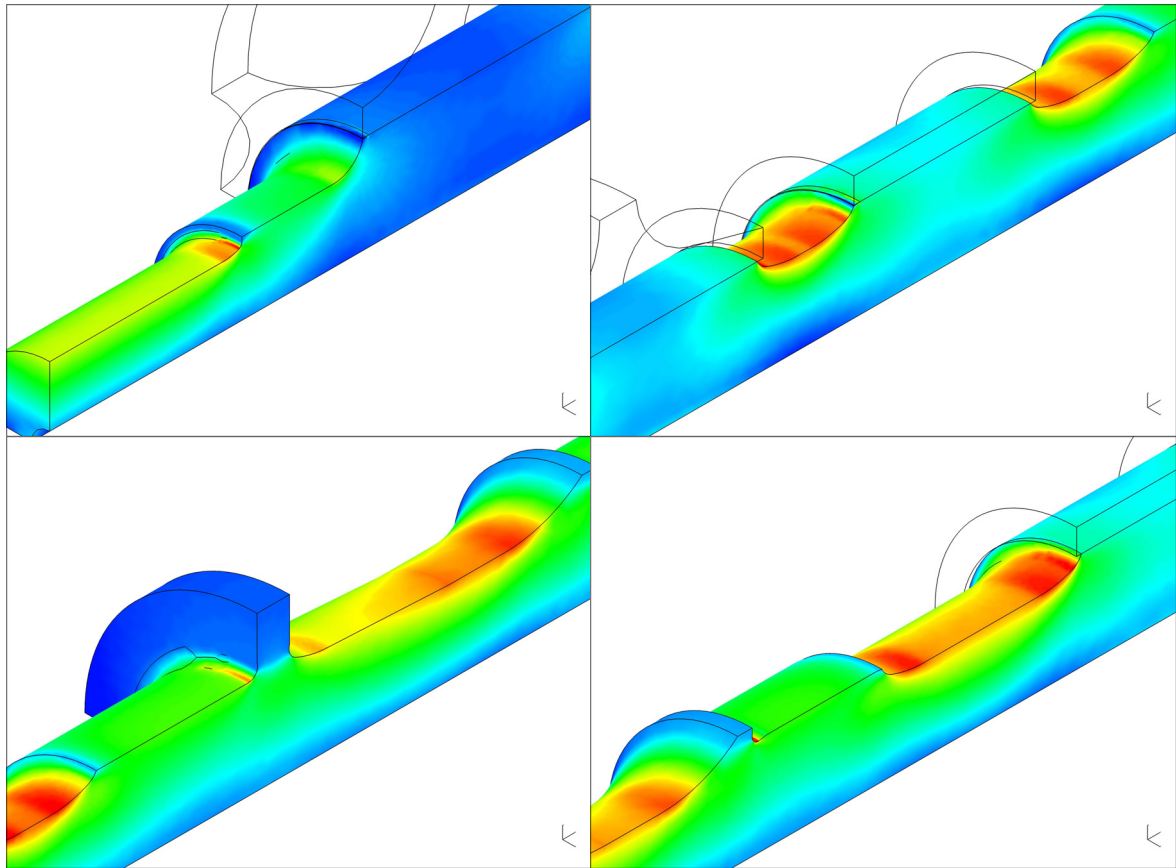


Bild J—3: Gemittelte Vergleichsspannungsverteilung für die einzelnen Nachweisquerschnitte (links oben: Schnitt 1 und 2, links unten: 6, 7 und 10, rechts oben: 10 bis 12, rechts unten: 13 bis 16)

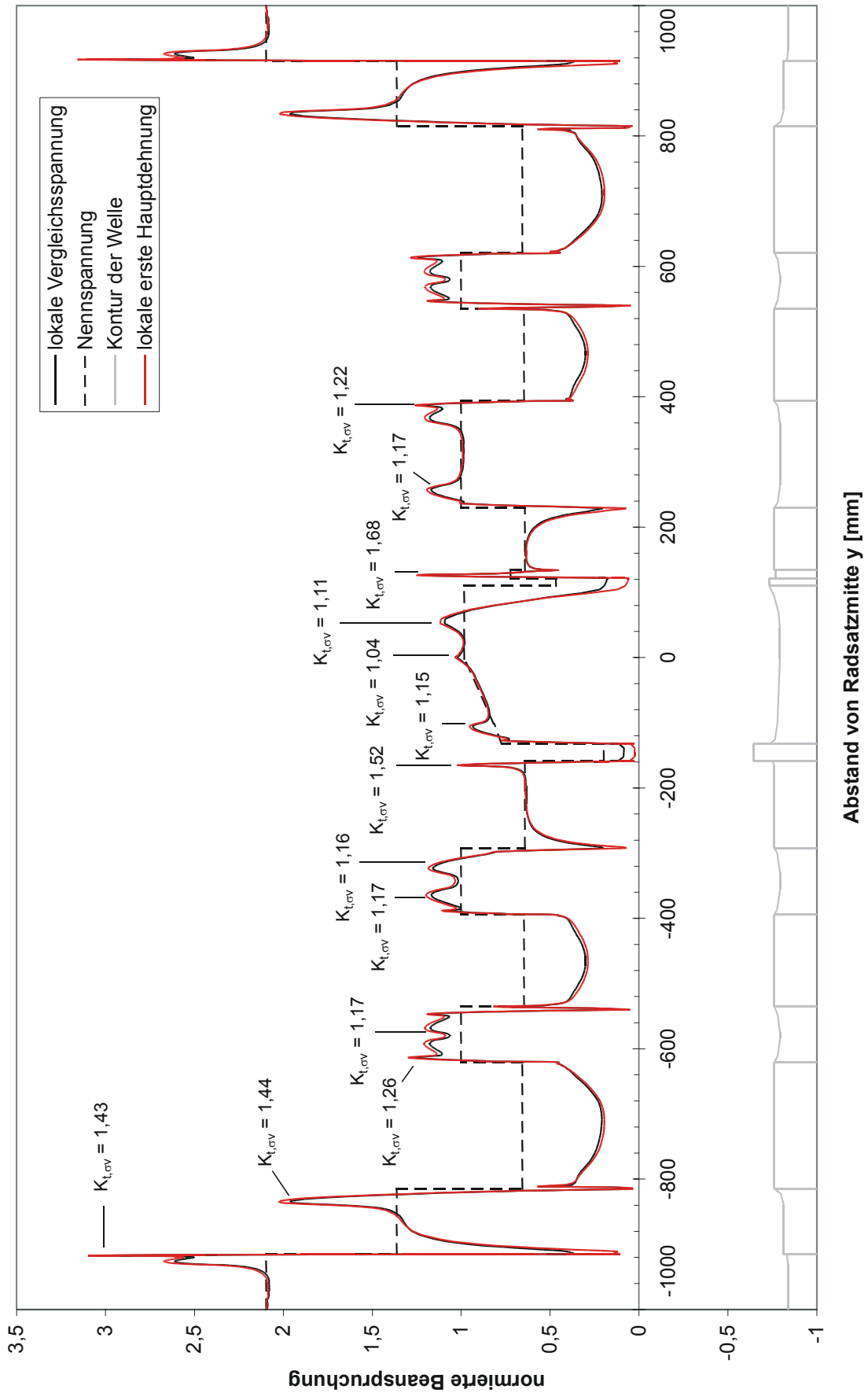


Bild J—4: FEM-Berechnung des Radsatzes einschließlich Naben unter normierter Biegebelastung

		Zone	Abstand von Radlagermitte	Schaftdurchmesser	Fügedurchmesser	Nabenaußendurchmesse r	Widerstandsmoment	Durchmesserverhältnis Presssitze	Kerbradius	(Vergleichsspannungs-) Formzahl	bezogener Spannungsgradient
	i	-	Y	D	D	D_N	W_b	D/d	r	$K_{t,\sigma V}$	χ^*
	-	-	mm	mm	Mm	mm	mm ³	-	mm	-	mm ⁻¹
Absatz Schenkel	1	1	74,1	129,8		150	214.083		4	1,43	0,514
Absatz Notschenkel	2	1	165,5	149,8		235	329.485		18	1,44	0,122
Nik Radscheibe	3	2	385,0	166,0	193	235	683.653	1,15			
Korbbogen Radscheibe	4	1	420,0	166,0		235	448.601		75	1,26	0,037
Korbbogen WBS außen	5	1	430,0	166,0		234	448.601		75	1,17	0,037
Nabenkante WBS außen	6	2	470,0	166,0	194	234	694.456	1,16			
Nabenkante WBS innen	7	2	611,0	166,0	194	234	694.456	1,16			
Korbbogen WBS innen	8	1	649,0	166,0		234	448.601		75	1,17	0,037
Korbbogen Tatzlager	9	1	675,0	166,0		193	448.601		75	1,16	0,038
Absatz Flansch außen	10	1	846,0	192,5		285	699.900		8	1,52	0,258
Absatz Flansch innen	11	1	872,5	180,9		285	581.017		10	1,15	0,209
zylindrischer Teil auf Kegel	12	1	997,8	167,0		167	456.769		100	1,04	0,032
Großer Radius Schulter innen	13	1	1.040,6	167,0		167	456.769		100	1,11	0,032
Radius Schulter außen	14	1	1.122,0	185,0		214	621.176		5	1,68	0,410
Korbbogen Tatzlager	15	1	1.263,0	166,0		193	448.601		75	1,17	0,038
Korbbogen WBS innen	16	1	1.351,0	166,0		234	448.601		75	1,22	0,037
Nabenkante WBS innen	17	2	1.389,0	166,0	194	234	694.456	1,16			
Nabenkante WBS außen	18	2	1.530,0	166,0	194	234	694.456	1,16			
Korbbogen WBS außen	19	1	1.570,0	166,0		234	448.601		75	1,17	0,037
Korbbogen Radscheibe	20	1	1.580,0	166,0		235	448.601		75	1,26	0,037
Nik Radscheibe	21	2	1.615,0	166,0	193	235	683.653	1,15			
Absatz Notschenkel	22	1	1.834,0	149,8		235	329.485		18	1,44	0,122
Absatz Schenkel	23	1	1.925,9	129,8		150	214.083		4	1,43	0,514

Tafel J-1: Geometrische Daten der Nachweisquerschnitte der Treibradsatzwelle Neigetechniktriebzuges

In der Welle befindet sich eine 30 mm Hohlbohrung.

Lastannahme

An dieser Stelle werden die Stoßfaktoren entsprechend dem Vorgehen zur Laufradsatzwelle die nach /EN 13104/ für Neigetechnikfahrzeuge angesetzt. Es wird angenommen, dass die auf diese Weise berechneten Momente den nach Abschnitt 9.3 abgeschätzten entsprechen. Die angenommenen Stoßfaktoren sind:

- vertikaler Stoßfaktor $\alpha = 0,25$
- horizontaler Stoßfaktor $\beta = 0,275$
- Faktor für Querschieben im Gleis $f_{y2} = 0,175$

Die Stoßfaktoren sollen dann für die Bemessungsstrecke sowie eine typische Strecken- und Beladungsverteilung gelten. Mit diesen Annahmen können die in **Tafel J-2** aufgeführten Belastungskomponenten abgeschätzt werden.

Dem Lastfall Bogenfahrt wird sowohl der Lastfall Bremsen als auch der Lastfall Anfahren überlagert.

		Biegemoment aus Bogenfahrt und Anbauteilen (vertikal)	Biegemoment Bremsen (vertikal)	Biegemoment Bremsen (horizontal)	Torsionsmoment Bremsen	Biegemoment vertikal	Biegemoment horizontal	Biegemoment Torsion	Gesamtbiegemoment	Gesamttorsionsmoment
i	Y	M _x	M _x	M _z	M _y	M _x	M _z	M _y		
-	mm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
1	74,1	6.992	1.201	629	0	26	67	0	8.248	0
2	165,5	16.240	2.789	1.461	0	61	90	0	19.153	0
3	385,0	50.093	6.604	2.275	9.888	120	113	111	56.867	9.999
4	420,0	49.608	7.213	2.275	9.888	127	113	111	56.998	9.999
5	430,0	49.469	7.386	2.275	9.888	129	113	111	57.035	9.999
6	470,0	48.915	8.082	2.275	9.888	137	113	111	57.184	9.999
7	611,0	46.870	9.298	2.275	9.888	164	113	111	56.382	9.999
8	649,0	46.294	9.298	2.275	9.888	171	113	111	55.814	9.999
9	675,0	45.900	9.298	2.275	9.888	176	113	111	55.425	9.999
10	846,0	43.199	9.298	2.275	9.888	218	131	111	52.771	9.999
11	872,5	42.754	9.298	2.275	9.888	218	131	111	52.325	9.999
12	997,8	40.562	9.298	2.275	9.888	218	131	111	50.136	9.999
13	1.040,6	41.298	9.298	2.275	9.888	264	144	111	50.918	9.999
14	1.122,0	42.679	9.298	2.275	9.888	220	119	111	52.252	9.999
15	1.263,0	44.893	9.298	2.275	9.888	188	113	111	54.432	9.999
16	1.351,0	46.239	9.298	2.275	9.888	171	113	111	55.760	9.999
17	1.389,0	46.820	9.298	2.275	9.888	164	113	111	56.333	9.999
18	1.530,0	48.886	8.082	2.275	9.888	137	113	111	57.154	9.999
19	1.570,0	49.445	7.386	2.275	9.888	129	113	111	57.011	9.999
20	1.580,0	49.585	7.213	2.275	9.888	127	113	111	56.975	9.999
21	1.615,0	50.075	6.604	2.275	9.888	120	113	111	56.849	9.999
22	1.834,0	16.291	2.798	1.465	0	61	90	0	19.213	0
23	1.925,9	6.992	1.201	629	0	26	67	0	8.248	0

Tafel J-2: In der Beispielberechnung angenommene Belastungsmomente für die Treibradsatz des Neigetechniktriebzuges

Die Welle ist aus dem Werkstoff A4T gefertigt. Ausgehend von einer Mindeststreckgrenze $R_{p0,2}$ von 420 MPa ergibt sich nach (10-5) die Zug-Druck-Wechselfestigkeit σ_{zdw} zu 285 MPa. Der Technologiefaktor F_T wird nach (10-11) zu 1,10 ermittelt. Mit diesen Werten kann die ertragbare lokale Spannung σ_{aD} berechnet werden.

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Oberflächenrauigkeit	äquivalente Oberfläche	Stützziffer	Statistischer Größeneinfluss	Faktor für Oberflächenrauigkeit	ertragbare Spannung
	i	Y	R_z	A	n	F_{stat}	F_O	σ_{aD}
	-	Mm	μm	mm^2	-	-	-	MPa
Absatz Schenkel	1	74,1	3	652	1,11	1,01	0,92	323,7
Absatz Notschenkel	2	165,5	3	3.387	1,06	0,93	0,92	282,5
Korbbogen Radscheibe	4	420,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Korbbogen WBS außen	5	430,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Korbbogen WBS innen	8	649,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Korbbogen Tatzlager	9	675,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,7
Absatz Flansch außen	10	846,0	3	1.934	1,08	0,96	0,92	297,5
Absatz Flansch innen	11	872,5	3	2.272	1,07	0,95	0,92	292,9
zylindrischer Teil auf Kegel	12	997,8	3	20.975	1,03	0,85	0,92	251,3
Großer Radius Schulter innen	13	1.040,6	3	20.975	1,03	0,85	0,92	251,3
Radius Schulter außen	14	1.122,0	3	1.162	1,10	0,98	0,92	311,1
Korbbogen Tatzlager	15	1.263,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,7
Korbbogen WBS innen	16	1.351,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Korbbogen WBS außen	19	1.570,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Korbbogen Radscheibe	20	1.580,0	3	15.637	1,03	0,86	0,92	255,5
Absatz Notschenkel	22	1.834,0	3	3.387	1,06	0,93	0,92	282,5
Absatz Schenkel	23	1.925,9	3	652	1,11	1,01	0,92	323,7

Tafel J-3: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Freien Oberfläche (Zone 1) der Treibradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges

	Nachweisquerschnitt	Abstand zur Radsatzlagermitte	Einfluss des Werkstoffes	Einfluss vom Verhältnis Schaft- zu Sitzdurchmesser	Einfluss vom Verhältnis Nabenaußen- zu Sitzdurchmesser	Kerbwirkungszahl	ertragbare Spannung
	i	y	$k_{f,w}$	$k_{f,d}$	$k_{f,DN}$	K_f	σ_{aD}
	-	mm	-	-	-	-	MPa
Nabenkante WBS außen	6	470,0	1,117	1,02	0,932	1,817	134
Nabenkante WBS innen	7	611,0	1,117	1,00	0,932	1,817	137
Nabenkante WBS innen	17	1.389,0	1,117	1,00	0,932	1,817	137
Nabenkante WBS außen	18	1.530,0	1,117	1,02	0,932	1,817	134

Tafel J-4: Berechnung der ertragbaren Spannungen für die Nachweisquerschnitte der Presssitze (Zone 2) der Treibradsatzwelle des Neigetechniktriebzuges

Die Radsitze sind geklebt und werden hier nicht weiter betrachtet. Die Antriebs- und Lagersitze werden ebenfalls nicht betrachtet. Der Faktor $k_{f,d}$ ist nach (10-27) berechnet.

	Nachweis- querschnitt	Abstand zur Rad- satzlagermitte	auf tretende Spannung	ertragbare Spannung	zulässige Spannung	Ausnutzungsgrad	Ausnutzungsgrad nach /EN 13104/
	I	y	σ_a	σ_{aD}	$\sigma_{a,zul}$	a	a _{EN}
	-	mm	MPa	MPa	MPa	-	-
Absatz Schenkel	1	74,1	55,1	324	231,2	0,24	0,47
Absatz Notschenkel	2	165,5	83,7	283	201,8	0,41	0,52
Korbbogen Radscheibe	4	385,0	161,9	256	182,5	0,89	0,90
Korbbogen WBS außen	5	420,0	150,4	256	182,5	0,82	0,90
Nabenkante WBS außen	6	430,0	83,3	136	97,5	0,85	0,96
Nabenkante WBS innen	7	470,0	82,1	136	97,5	0,84	0,95
Korbbogen WBS innen	8	611,0	147,3	256	182,5	0,81	0,88
Korbbogen Tatzlager	9	649,0	145,1	256	182,6	0,79	0,88
Absatz Flansch außen	10	675,0	116,1	297	212,5	0,55	
Absatz Flansch innen	11	846,0	105,0	293	209,2	0,50	
zylindrischer Teil auf Kegel	12	872,5	115,8	251	179,5	0,65	0,78
Großer Radius Schulter innen	13	997,8	125,5	251	179,5	0,70	
Radius Schulter außen	14	1.040,6	143,2	311	222,2	0,64	0,79
Korbbogen Tatzlager	15	1.122,0	143,7	256	182,6	0,79	0,86
Korbbogen WBS innen	16	1.263,0	153,4	256	182,5	0,84	0,88
Nabenkante WBS innen	17	1.351,0	82,1	136	97,5	0,84	0,95
Nabenkante WBS außen	18	1.389,0	83,2	136	97,5	0,85	0,96
Korbbogen WBS außen	19	1.530,0	150,4	256	182,5	0,82	0,90
Korbbogen Radscheibe	20	1.570,0	161,8	256	182,5	0,89	0,90
Absatz Notschenkel	22	1.580,0	92,1	283	201,8	0,46	0,50
Absatz Schenkel	23	1.615,0	55,1	324	231,2	0,24	0,47

Tafel J-5: Auftretende, ertragbare und zulässige Spannungen der Treibradsatzwelle des Neigetechtriebzuges sowie Ausnutzungsgrade nach /EN 13104/

Die Ausnutzungsgrade, die sich bei einer Sicherheitszahl von 1,4 ergeben sind in **Tafel J-5** aufgeführt. Der höchste Ausnutzungsgrad liegt mit 0,98 bei den Korbbögen vor den Radscheibensitzen vor. Die Ausnutzung. Für die Querschnitte 10, 11 und 13 können keine Ausnutzungsgrade nach /EN 13104/ vorgegeben werden, da diese in der Auslegung nicht berücksichtigt sind.