

Stefan Hofmann

Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen

Stefan Hofmann

Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen



TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

Universitätsverlag Chemnitz

2016

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Titelgrafik: Stefan Hofmann

Satz / Layout: Stefan Hofmann

Technische Universität Chemnitz / Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Chemnitz

09107 Chemnitz

<http://www.tu-chemnitz.de/ub/univerlag>

Herstellung und Auslieferung

readbox unipress

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

readbox unipress ist eine Marke der

readbox publishing GmbH

Ruhrallee 9

44139 Dortmund

<http://unipress.readbox.net>

ISBN 978-3-96100-004-3

<http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa-213676>



TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen

Von der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Chemnitz

genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Stefan Hofmann
geboren am 30. Januar 1982 in Zwickau

Tag der Einreichung: 05. April 2016

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich, TU Chemnitz

Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer, Universität Paderborn

Tag der Verteidigung: 19. August 2016

Vorwort

Die vorliegende Dissertationsschrift entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur Konstruktionslehre des Instituts für Konstruktions- und Antriebstechnik der Technischen Universität Chemnitz. Die Ergebnisse der Arbeit basieren auf Forschungsvorhaben, welche von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert wurden. In diesem Zusammenhang möchte ich dem FVA-Arbeitskreis „Welle-Nabe-Verbindungen“ unter Leitung des Obmannes Dr.-Ing. Georges Romanos für die fachliche Unterstützung danken.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich, dem Leiter der Professur Konstruktionslehre, für das mir entgegengebrachte Vertrauen sowie für die eifrige und intensive Betreuung während meiner Tätigkeit. Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Weiterhin bedanke ich mich ausdrücklich bei allen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen für die angenehmen und hilfreichen Diskussionen. Für die wertvolle Unterstützung in der Labor- und Prüfstandsarbeit danke ich Dipl.-Ing. Björn Prase, Dr.-Ing. Jan Reißmann und Torsten Auerbach.

Darüber hinaus gilt mein Dank Prof. Dr.-Ing. habil. Herbert Gropp und meinem langjährigen Zimmerkollegen Dr.-Ing. Bohumil Brůžek für die Hilfsbereitschaft sowie die fachlichen Diskussionen zum Themenbereich Welle-Nabe-Verbindungen.

Abschließend möchte ich meiner Familie und insbesondere meiner Frau Franziska für ihre Unterstützung und Geduld meinen ganz besonderen Dank aussprechen.

Crimmitschau, Oktober 2016

Stefan Hofmann

Inhaltsverzeichnis

Kurzzeichenverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Vorgehensweise	3
2 Grundlagen und Normung von Pressverbindungen	7
3 Stand der Forschung	15
3.1 Abgrenzung der Recherchearbeiten	15
3.2 Prolog	15
3.3 Festigkeitsbewertung auf Basis lokaler Kenngrößen	16
3.4 Betriebsfestigkeit	19
4 Experimentelle Untersuchungen	25
4.1 Überblick	25
4.2 Geometrie der Pressverbindung	25
4.3 Werkstoffe der Pressverbindung	27
4.4 Prüfstände für Ermüdungstests an Pressverbindungen	29
4.4.1 Unwuchtprüfstand (UWP)	30
4.4.2 Magnetlagerprüfstand (MLP)	32
4.4.3 Hydraulischer Drehzylinderprüfstand (HDP)	34
4.5 Ergebnisse der Ermüdungsversuche	36
4.5.1 Dauerfestigkeit	36
4.5.2 Zeitfestigkeit	39
4.5.3 Betriebsfestigkeit	45
4.5.4 Bruch- und Schlupfcharakteristik	51
5 Ableitung normativer Berechnungskennwerte	55
5.1 Kerbwirkungszahlen	55
5.2 Schadenssummen	59
6 Gegenüberstellung Pressverbindung - Kerbe	65
6.1 Ausgangssituation	65
6.2 Wellenabsatz mit scharfer Kerbe	65
6.3 Wellenabsatz mit Pressverbindungs-Kerbschärfe	69
6.4 Schlussfolgerung	71

7 Übertragung auf andere Geometrien	75
7.1 Problemstellung	75
7.2 Eigenschaften von Pressverbindungen mit Wellenabsatz	76
7.3 Analyse bestehender Berechnungskonzepte	77
7.3.1 Kerbe mit freier Oberfläche	78
7.3.2 Reibdauerbeanspruchte Kerbe (Presssitz)	78
7.4 Neues Übertragungskonzept für Pressverbindungen	82
7.5 Vereinfachtes 2D-Modell für Biegung	86
7.6 Qualitative Validierung unterschiedlicher Absatzgeometrien	91
7.7 Festigkeitsbewertung der Verbindung mit Absatz und Übergangsradius .	94
7.8 Festigkeitsbewertung der Verbindung mit Absatz und Freistich	99
7.9 Zusammenfassende Bewertungen und Diskussion	103
8 Zusammenfassung und Ausblick	107
9 Literatur	109
10 Anhang	113

Kurzzeichenverzeichnis

Zeichen	Einheit	Bedeutung
Formelzeichen		
A	%	Bruchdehnung
a	mm	Nabenüberstand
a_b	-	Auslastungsgrad (Biegung)
D_F	mm	Fugennennndurchmesser
D	-	Schadenssumme
D_{eff}	-	effektive Schadenssumme
D_M	-	Minersumme
d	mm	Durchmesser
d_p	mm	Bezugsdurchmesser
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
G'	mm^{-1}	bezogenes Spannungsgefälle
H_0	-	Kollektivumfang
j	-	Ordnungszahl
K	-	Gesamteinflussfaktor
K_1	-	Technologischer Größenfaktor
K_2	-	Geometrischer Größenfaktor
K_3	-	Geometrischer Größenfaktor
K_{AK}	-	Mittelspannungsfaktor
K_f	-	Kerbwirkungszahl
K_t	-	Formzahl
K_F	-	Rauheitsfaktor
$\tilde{K}_F$	-	Konstante
K_K	-	Kollektivfaktor
K_R	-	Rauheitsfaktor
K_V	-	Oberflächenfaktor
K_{WK}	-	Konstruktionsfaktor
k	-	Neigung Zeitfestigkeitsgerade
l_{el}	mm	Elementlänge
l_F	mm	Fugenlänge
M	-	Mittelspannungsempfindlichkeit
M_b	Nm	Biegemoment

Zeichen	Einheit	Bedeutung
M_t	Nm	Torsionsmoment
N	-	Schwingspielzahl
$\bar{N}$	-	gemittelte Lebensdauer
N_D	-	Abknickpunkt Wöhlerlinie
n	-	Anzahl Schwingspiele
n	-	Anzahl Versuche
n_d	-	Stützziffer (Belastung)
n_r	-	Stützziffer (Kerbe)
P	%	Vertrauenswahrscheinlichkeit
P_U	%	Überlebenswahrscheinlichkeit
p	MPa	Fugenpressung
Q	-	Durchmesser Verhältnis
q	-	Neigung Zeitfestigkeitsgerade
R	mm	Radius
R	-	Spannungsverhältnis
R_m	MPa	Zugfestigkeit
R_e	MPa	Streckgrenze
S	-	Sicherheit
S	MPa	Biegenennspannungsamplitude
S_D	MPa	Dauerfestigkeit Biegung
S_{WK}	MPa	Bauteil-Wechselfestigkeit
s	mm	Schlupf
T	MPa	Torsionsennspannungsamplitude
T_D	MPa	Dauerfestigkeit Torsion
T_D	-	Streuspanne
t	mm	Tiefe
t	s	Zeit
U	mm	Übermaß
v	-	Völligkeit
v	km/h	Geschwindigkeit
W	mm ³	Widerstandsmoment
$\bar{W}$	-	gemittelte Wiederholzahl
α	-	Formzahl
α	1/°C	Wärmeausdehnungskoeffizient

Zeichen	Einheit	Bedeutung
β	-	Kerbwirkungszahl
μ	-	Reibwert
ν	-	Querkontraktionszahl
ξ	$\%$	bezogenes Übermaß
σ	MPa	Normalspannung
$\sigma_{1,2,3}$	MPa	Hauptnormalspannungen
σ_{ADK}	MPa	Bauteilausschlagfestigkeit
σ_{ANK}	MPa	Zeitfestigkeit
σ_b	MPa	Biegenennspannung
$\sigma_{W,zd}$	MPa	Zug-(Druck)-Wechselfestigkeit
σ_z	MPa	axiale Normalspannung
τ	MPa	Schubspannung
τ_R	MPa	Reibschubspannung
$\vartheta_{A,erf}$	$^{\circ}\text{C}$	erf. Temperatur (Außenteil)
ϑ_I	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur (Innenteil)
ϑ_R, T_R	$^{\circ}\text{C}$	Raumtemperatur
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

A	Außenteil
a	Amplitude
a	außen
a	axial
al	Kollektivhöchstwert
aeq	schädigungsäquivalente Amplitude
max	maximale Amplitude
b	Biegung
D	dauerfest
d	Druck
el	elementar
er	erweitert
erf	erforderlich
F	Fuge
I	Innenteil
i	innen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
i		laufende Nummer
mo		modifiziert
or		original
P		Plastifizierung
R		Rutschen
r		radial
t		tangential
W		wechselfest
x		radiale Richtung
y		tangentiale Richtung
z		axiale Richtung
z		Zug
zul		zulässig
σ		Normalspannung
τ		Schubspannung

Abkürzungen

Abs	Absatz
BZF	Beanspruchungs-Zeit-Funktion
DMS	Dehnungsmessstreifen
HDP	Hydraulischer Drehzylinderprüfstand
IKAT	Institut für Konstruktions- und Antriebs- technik
MLP	Magnetlagerprüfstand
Om	Omission
UWP	Unwuchtprüfstand
VHCF	very high cycle fatigue

1 Einleitung

1.1 Motivation

Pressverbindungen gehören zu den klassischen Maschinenelementen und werden insbesondere in der Antriebstechnik häufig eingesetzt. Der Anwendungsbereich erstreckt sich von üblichen Welle-Zahnrad-Verbindungen in Getrieben bis hin zu Bahnwellen, bei denen die Räder aufgeschraubt werden. Die Hauptaufgaben dieser dem Reibschluss zugeordneten Welle-Nabe-Verbindungen sind die Übertragung und die Weiterleitung von Kräften und Drehmomenten.

Der Kraftschluss zwischen Welle und Nabe erfolgt durch die beim Fügen der Teile entstehende Zwangsverformung infolge der Durchmesserunterschiede und dem damit einhergehenden System-Eigenspannungszustand. Die eingebrachte statische radiale Verspannung muss einerseits ausreichend groß sein, um die Funktion zu gewährleisten. Andererseits dürfen die resultierenden Schrumpfspannungen die zulässigen Werkstofffestigkeiten nicht überschreiten. Hinzu kommen die Betriebsbeanspruchungen infolge äußerer Kräfte (Querkräfte, Axialkräfte), Biegemomente und des Drehmomentes. Häufig treten diese Belastungen dynamisch und zeitlich veränderlich auf. Für den Ingenieur stellt dieser Beanspruchungsmix eine große Herausforderung dar, zumal er angehalten ist, die Dimensionierung im Sinne des Leichtbaus zu handhaben. Zwar existieren heute umfangreiche Berechnungsgrundlagen zur Auslegung von Pressverbindungen, diese halten jedoch häufig einer kritischen Prüfung nicht Stand bzw. sie erfüllen die zunehmenden Anforderungen der Industrie nicht im gewünschten Maß.

Die ersten Untersuchungen an Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen gehen auf *August Wöhler* zurück, der bereits Mitte des 19. Jahrhunderts Belastungsmessungen an Eisenbahnachsen durchführte, **Bild 1**.

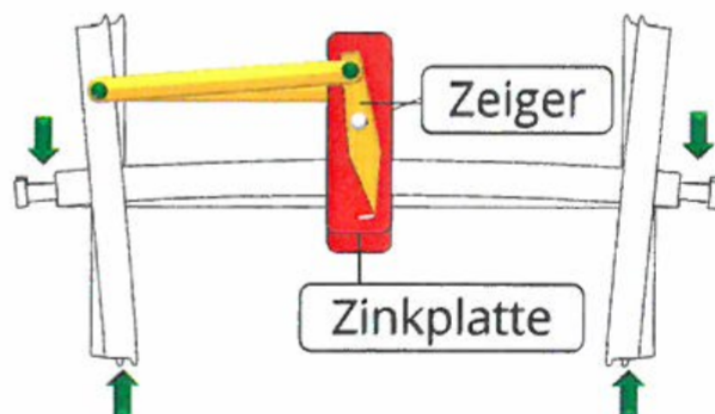


Bild 1: Mechanische Belastungsmessung an Eisenbahnachsen Mitte des 19. Jahrhunderts [1]

Hintergrund war die zu dieser Zeit festgestellte Gegebenheit, dass zyklisch beanspruchte Bauteile deutlich weniger Last ertragen als statisch beanspruchte. In diesem Zusammenhang wurde der Begriff Ermüdung erstmalig geprägt.

Bis heute sind die Zusammenhänge bzgl. des Versagens von Pressverbindungen unter äußeren Betriebslasten nicht vollständig geklärt. Eine beanspruchungsgerechte Gestaltung und Optimierung der Verbindung umfasst neben der Berücksichtigung der auftretenden Spannungen ebenso die Beachtung der tribologischen Schädigung im Kontakt. Unter diesen Gesichtspunkten ist vor allem die zeit- und betriebsfeste Dimensionierung der Pressverbindung heute unsicher. Auch der Einfluss der Verbindung auf eine benachbarte Kerbe (z. B. Wellenabsatz) bereitet Probleme. Aktuelle Schadensfälle am Beispiel der Bahn, siehe **Tabelle 1**, zeigen die Brisanz der Thematik.

Allgemein fehlen zur sicheren und zugleich wirtschaftlichen Bemessung von Pressverbindungen unter Betriebslasten generell gültige sowie abgesicherte normative Vorgaben bzw. Richtlinien für den Anwender. Insbesondere ist dies dann zutreffend, wenn Geometrien vorkommen, für welche keine Tabellen- bzw. Erfahrungswerte existieren. Die vorliegende Arbeit soll hierfür einen innovativen Beitrag leisten.

Tabelle 1: Aktuelle Schadensfälle an Bahnwellen, die in Verbindung mit Pressverbindungen stehen; nach [2]

Zug	IC (VT612)	ICE TD (VT605)	ICE 3 (VT403)
Achse/Welle	Nicht angetrieben	Angetrieben	Angetrieben
Max. v [km/h]	160	200	330
Material	42CrMo4	34CrNiMo6	34CrNiMo6
Jahr	2004	2002	2008
Festgestellter Mangel	Anrisse an zwei Wellen im Absatzradius -nach 1,8 Jahren (366.000 km); Risstiefe 25 mm -nach 2,8 Jahren (468.000 km); Risstiefe 25 mm	Bruch ausgehend vom Radsitz (Kontakt) -nach 1 Jahr (350.000 km)	Bruch ausgehend vom Absatzradius -nach 7,7 Jahren (3.000.000 km)
Maßnahme	Neue Wellen mit verändertem Material und Durchmesser	Neue verbesserte Wellen für eine begrenzte Anzahl von Zügen	Neue Wellen mit verändertem Material und Durchmesser

1.2 Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist die Validierung und Erweiterung einer Berechnungsmethode für biege- sowie torsionsbelastete Pressverbindungen. Im Fokus der Untersuchungen stehen die Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit der kraftschlüssigen Verbindung. In der Literatur wird einerseits die Pressverbindung durch die Einbindung in die Regelwerke DIN 743 [3] und FKM-Richtlinie [4] hinsichtlich ihres Ermüdungsverhaltens analog einer konventionellen Kerbe mit freier Oberfläche behandelt. In anderen Quellen liegt sehr viel Aufmerksamkeit auf der tribologischen Beanspruchung, also auf dem Verschleiß der gefügten Teile im Bereich der Nabenkante. Beide Vorgehensweisen werden in der Arbeit kritisch hinterfragt, um anschließend eine Empfehlung zur Auslegung derartiger Verbindungen geben zu können.

Folgende Fragestellungen (Teilziele) werden untersucht:

- Wie sollte eine dauerfeste Auslegung von Pressverbindungen erfolgen?
- Wie können bei Pressverbindungen veränderliche Belastungen und Lasten oberhalb der Dauerfestigkeit berücksichtigt werden?
- Wie kann eine Festigkeitsabschätzung auf Basis örtlicher Beanspruchungen gelingen?
- Wie können erzielte experimentelle Ergebnisse einer Standardgeometrie auf andere Pressverbindungs-Geometrien übertragen werden?

1.3 Vorgehensweise

Die methodische Vorgehensweise ist zusammenfassend in **Bild 2** veranschaulicht. Im Anschluss an die Darstellung der Grundlagen, der Normung und des Forschungsstandes von Pressverbindungen werden in Kapitel 4 umfangreiche experimentelle Untersuchungen zu den Verbindungen sowie deren Ergebnisse vorgestellt. Ziel der Experimente ist die Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit, im Speziellen der Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit, einer Standardgeometrie separat für Umlaufbiegung und Torsion. Darüber hinaus stehen zwei unterschiedliche Werkstoffe im Fokus der Untersuchungen. Danach erfolgt die Begutachtung und Bewertung der geprüften Proben hinsichtlich der Bruch- und Schlupfcharakteristik. Die Auswertung der experimentellen Ergebnisse wird in Kapitel 5 bzgl. normspezifischer Berechnungskennwerte durchgeführt. Gegenstand dieser Betrachtung sind die Kerbwirkungszahlen und Schadenssummen, welche für den Anwender im Auslegungsprozess entscheidend sind. Weiterhin werden die ermittelten Werte aus den Versuchen an den aktuellen Normwerten gespiegelt. In Kapitel 6 werden

Gemeinsamkeiten und Unterschiede zwischen der Pressverbindung und einer typischen Wellen-Kerbe sowie weiteren reibdauerbeanspruchten Bauteilen aufgezeigt. Dieser Vergleich bildet die Grundlage für eine vom Nennspannungskonzept abweichende örtliche Betrachtungsweise, welche in Kapitel 7 Untersuchungsgegenstand ist.

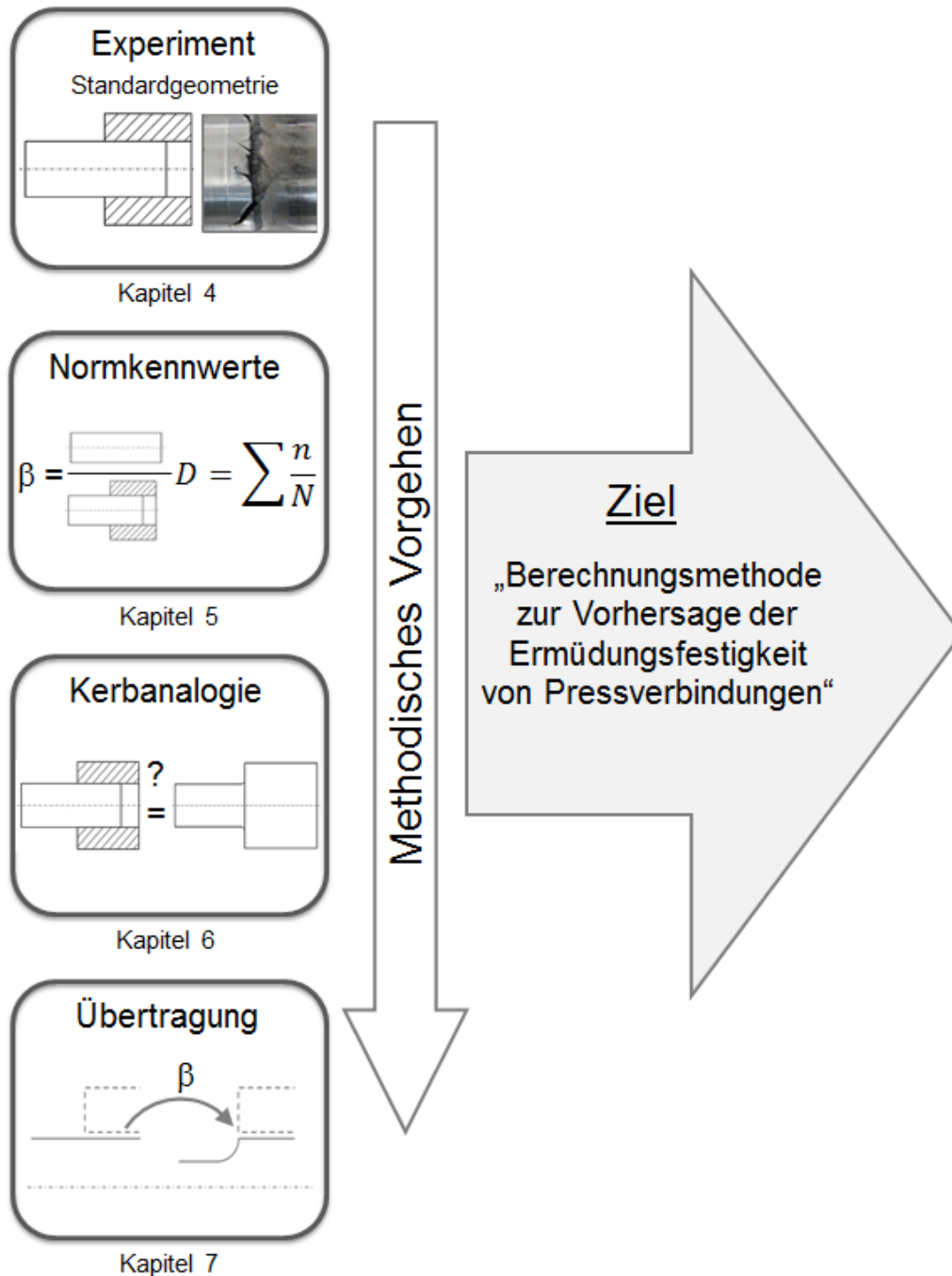


Bild 2: Methodische Vorgehensweise zur Erreichung der formulierten Ziele

Hierbei wird zunächst das Augenmerk auf die lokalen Beanspruchungen sowie deren kontaktspezifischen Einflussparameter am Versagensort der Pressverbindung gelegt. Als hilfreiches Werkzeug zur Ermittlung der Beanspruchungsgrößen dient die Methode der

Finiten Elemente (FEM). Weiterhin erfolgt die Darstellung einer Vorgehensweise, mit welcher störende Einflussgrößen auf die Beanspruchungshöhe und auf den kritischen Nachweisort, wie beispielsweise der Reibwert im Kontakt, vernachlässigt werden können. Darüber hinaus kommt es zur Erarbeitung eines neuen Konzeptes, bei dem mit Hilfe von Strukturintegralspannungen eine Übertragung auf andere Pressverbindungs-Geometrien möglich ist. Dieses Konzept wird sowohl qualitativ als auch eingeschränkt quantitativ validiert.

2 Grundlagen und Normung von Pressverbindungen

Eine Pressverbindung wird realisiert, indem die Welle im Durchmesser größer ausgeführt wird als die Nabe. Das Fügen von Welle und Nabe kann mit Temperatur (Querspressverbindung) oder durch axiales Einpressen (Längspressverbindung) erfolgen. Bedingt durch das Übermaß U kommt es zu einer kraftschlüssigen Verspannung der Teile. Hierbei wird die Welle radial gestaucht und die Nabe radial gedehnt. Alternativ können die Verbindungen mehrteilig als Mehrfachpressverbindung oder auch kegelförmig ausgeführt werden. Kegelpressverbindungen werden aufgrund der Montagevorteile häufig bei großen Durchmessern eingesetzt.

Vorteilhaft gegenüber anderen Verbindungen (z. B. Zahnwelle) ist die einfache Geometrie und damit verbunden eine vergleichsweise kostengünstige Herstellung der Wellen und Naben. Eine weitere positive Eigenschaft stellt die Spielfreiheit und die damit erzielbare hohe Dynamik dar. Als Nachteil ist aufgrund der reibschlüssigen Übertragung des Drehmomentes die Gefahr des Durchrutschens zu sehen.

Die Dimensionierung der Pressverbindung hinsichtlich der Übertragung des Drehmomentes ist nach DIN 7190 [5] standardisiert. Die Herleitung des Beanspruchungszustandes stützt sich auf das Modell des dickwandigen Rohres [6]. Somit basieren die Berechnungsgleichungen auf dem ebenen Spannungszustand und gelten für zylindrische Pressverbindungen mit gleicher axialer Länge von Innen- und Außenteil, vgl. **Bild 3** links.

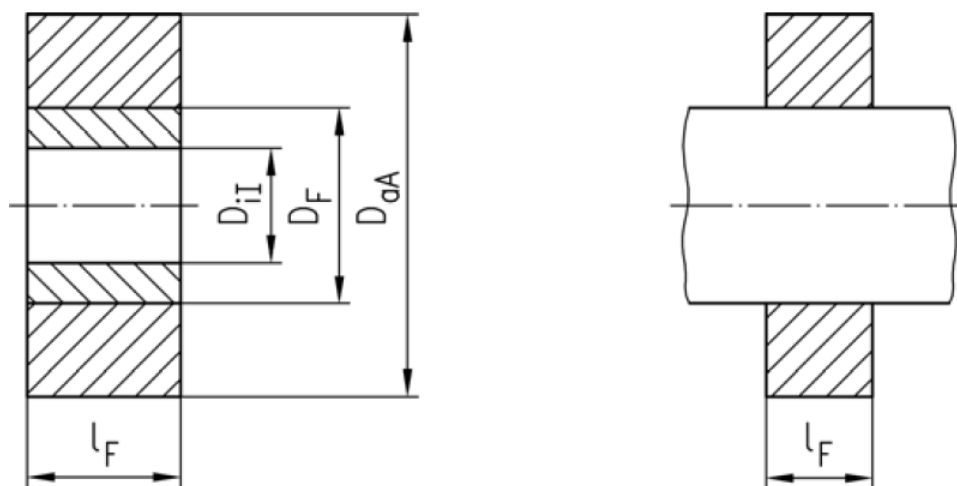


Bild 3: Berechnungsmodell nach DIN 7190 (links) und realer zylindrischer Pressverband (rechts) [5]

Infolge der Pressung resultiert sowohl in der Welle als auch in der Nabe ein zweiachsiger Spannungszustand. **Bild 4** zeigt die wirkenden Radialspannungen σ_r und Tangenti-

alspannungen σ_t im Querschnitt einer elastisch beanspruchten Pressverbindung. Im Fall der Vollwelle treten die größten Spannungen am Innendurchmesser der Nabe auf. Beide Spannungen in der Welle sind gleich groß und entsprechen der Pressung p . Zudem sind sie über den gesamten Querschnitt konstant.

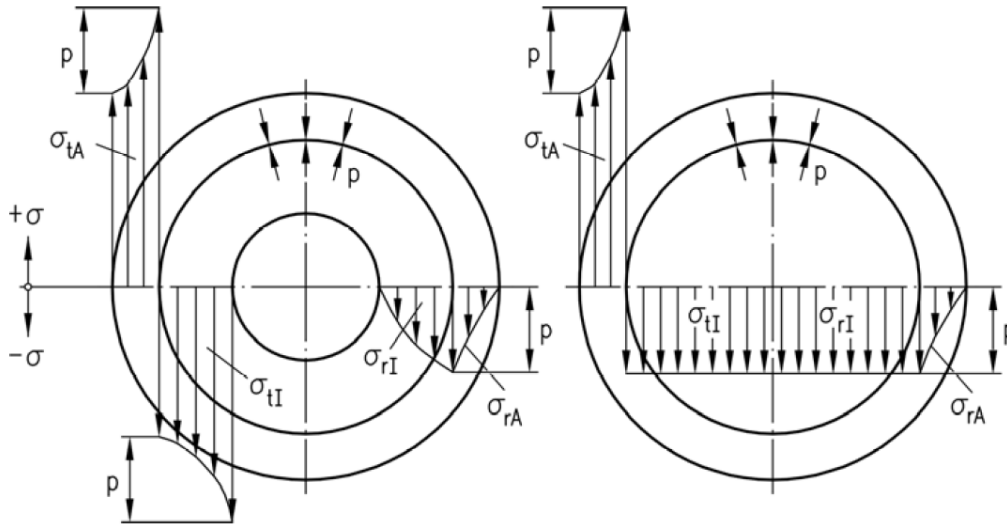


Bild 4: Verlauf der Radial- und Tangentialspannungen im Querschnitt einer elastisch beanspruchten Pressverbindung; Hohlwelle (links) und Vollwelle (rechts) [5]

Sind die Spannungen bekannt, können diese mit einer geeigneten Festigkeitshypothese in die Einachsigkeit überführt und mit der Streckgrenze des Werkstoffes in Bezug gesetzt werden. *Kollmann* empfiehlt hierzu die modifizierte Schubspannungshypothese [7], siehe auch DIN 7190. Anschließend kann die zulässige Pressung p_{zul} sowohl für das Außenteil nach Gleichung 1 als auch für das Innenteil nach Gleichung 3 (Vollwelle) berechnet werden. Bei gegebener Duktilität der Teile ist eine begrenzte elastisch-plastische Beanspruchung zulässig, um eine bessere Werkstoffausnutzung zu erzielen.

$$p_{zul,A} \leq \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3} \cdot S_P} \cdot R_e \quad (1)$$

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \quad (2)$$

$$p_{zul,I} \leq \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{3} \cdot S_P} \quad (3)$$

Die erforderliche Pressung p_{perf} in der Verbindung richtet sich nach dem zu übertragenden Drehmoment M_t , Gleichung 4. Beide Größen sind proportional und direkt über den Reibwert μ miteinander ins Verhältnis gesetzt.

$$p_{\text{perf}} = \frac{2 \cdot M_t \cdot S_R}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu} \quad (4)$$

Mit der erforderlichen und der zulässigen Pressung ist die Toleranzbreite der zu fügenden Teile vorgegeben. Das Übermaß U bzw. das bezogene Übermaß ξ kann am Beispiel der Vollwelle und gleichen Elastizitätskennwerten von Welle und Nabe mittels Gleichung 5 berechnet werden. Nach DIN 7190 wird zusätzlich zur dargestellten Ausführung eine sog. Glättung der Kontaktoberflächen berücksichtigt, worauf hier jedoch nicht weiter eingegangen wird.

$$\xi = \frac{2 \cdot p}{E \cdot (1 - Q_A^2)} \quad (5)$$

$$\xi = \frac{U}{D_F} \quad (6)$$

Die Anfangs genannte Annahme gleicher Längen von Welle und Nabe tritt in der praktischen Anwendung meist nicht auf. Häufig liegt ein Überstand der Welle vor, siehe Bild 3 rechts, sodass hier kein ebener Spannungszustand mehr vorherrscht. Im Bereich der Nabenkante kommt es infolge der sprunghaften Querschnitts- bzw. Steifigkeitsänderung zur Ausbildung einer axialen Spannungskomponente σ_a bzw. σ_z , welche außerhalb des Kontaktes positiv und im Kontakt negativ ist. Somit treten in diesem Bereich Normalspannungen in alle drei Raumrichtungen (axial, radial und tangential) auf, vgl. **Bild 5**; siehe auch *Leidich* [8].

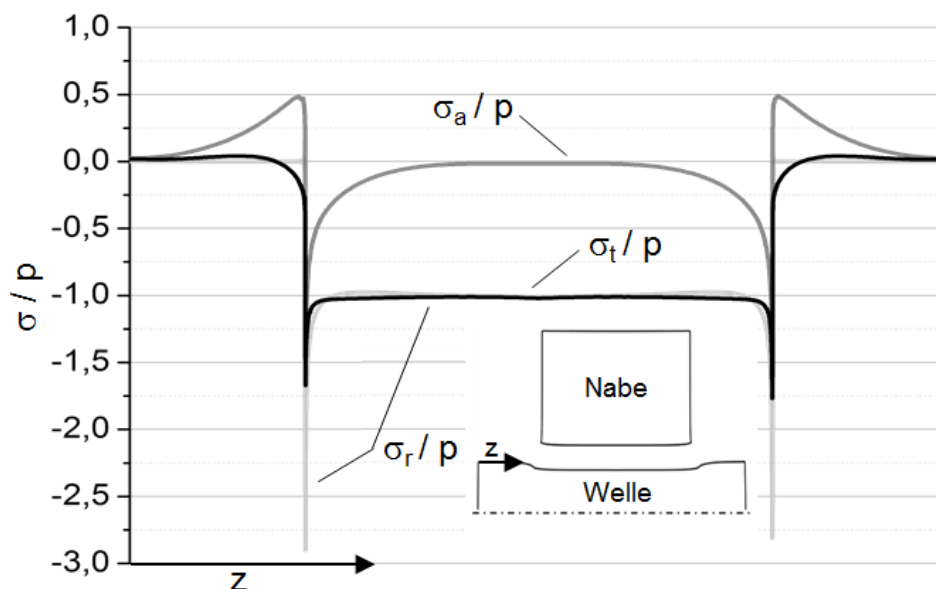


Bild 5: Verlauf der Normalspannungen entlang der Wellenoberfläche einer elastisch beanspruchten Pressverbindung im gefügten Zustand

Weiterhin liegt an der Nabenkante eine singuläre Stelle vor, an der die Spannungen rein theoretisch unendlich groß werden. Im realen Betriebsfall bauen sich diese Spannungsspitzen jedoch infolge tribologischer und materieller Nichtlinearitäten ab. Somit sind die in Bild 5 im Bereich der Nabenkante dargestellten Spannungen, welche aus einer linearen FE-Simulation herrühren, hinsichtlich ihrer Maximalwerte nicht aussagekräftig. Dies ist für die Betrachtung der Drehmoment-Übertragungsfähigkeit nicht von Bedeutung, jedoch für die rechnerische Bewertung der Festigkeit entscheidend, da der potentielle Versagensort der Welle im Bereich der Nabenkante liegt.

Nach dem Prinzip von St. Venant stellt sich der oben beschriebene zweiachsige Spannungszustand in einer Entfernung zur Nabenkante, welche etwa dem Wellendurchmesser entspricht, ein. Ist somit die Nabe im Vergleich zum Wellendurchmesser sehr schmal, sind die oben dargestellten Berechnungsgleichungen streng genommen nicht mehr gültig.

Eine in der Literatur oft hervorgehobene Eigenschaft bei Pressverbindungen im Vergleich zu gekerbten Strukturen mit freier Oberfläche ist der sog. Mikroschlupf. Aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeiten von Welle und Nabe entstehen bei äußerer Belastung im Bereich der Kraftüberleitung Mikrogleitbewegungen von wenigen Mikrometern, wenn die lokal zulässige Reibschubspannung in der Fuge überschritten wird. **Bild 6** zeigt die unterschiedlich großen axialen Verschiebungen auf der Zug- und Druckseite einer biegebelasteten Pressverbindung für die Welle und für die Nabe. Die Differenz der Verschiebungen beider Kontaktpartner wird als Schlupf bezeichnet.

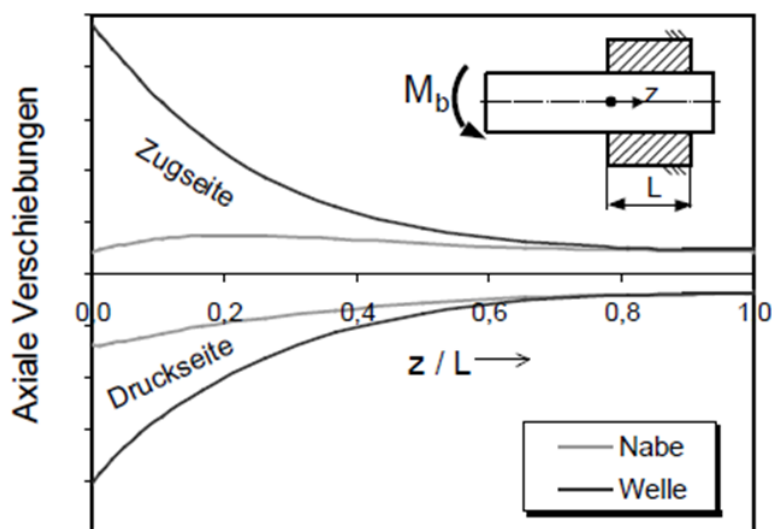


Bild 6: Axiale Verschiebungen von Welle und Nabe einer biegebelasteten Pressverbindung [9]

Dieser partiell auftretende Schlupf ist für die Übertragungsfähigkeit unproblematisch. Wesentlich bedeutungsvoller wird der Mikroschlupf im Zusammenhang mit der Ermü-

dungsfestigkeit gesehen. Da die Verbindungen i. d. R. dynamisch belastet werden, folgt zwangsläufig eine zyklische Mikrogleitbewegung zwischen Welle und Nabe, welche in der Literatur als Schwingungverschleiß deklariert wird. Die wiederkehrenden Reibbewegungen führen schon nach wenigen Wiederholungen zum sog. Passungsrost. Ist der Prozess sehr stark ausgeprägt, kann dies im Betrieb durch heraustretende Verschleißprodukte beobachtet werden, vgl. **Bild 7**.

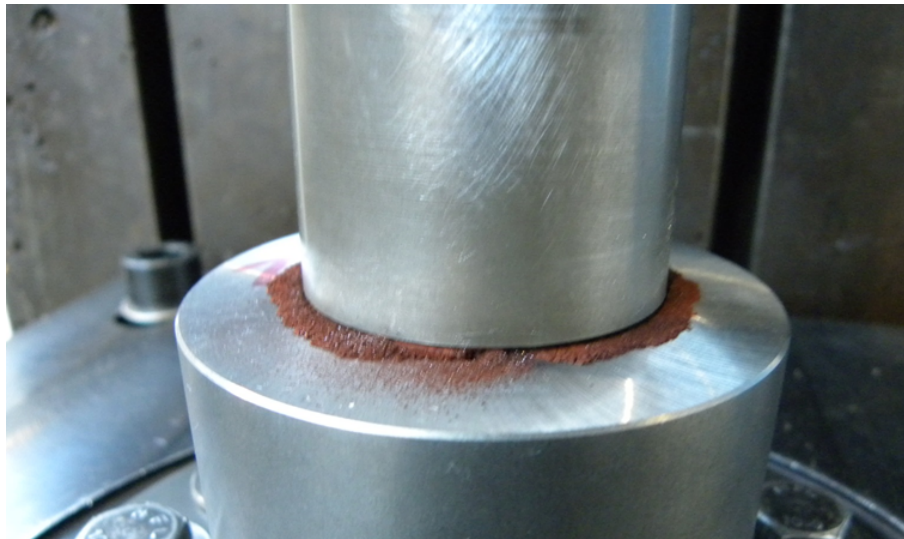


Bild 7: Heraustretender Passungsrost einer biegebelasteten Pressverbindung mit abgesetzter Welle

Dieses Phänomen wird in vielen Arbeiten als maßgeblicher Schädigungsmechanismus bei Pressverbindungen gesehen. Daher wurden in der Vergangenheit große Anstrengungen unternommen, den Schlupfweg in der Verbindung quantitativ zu ermitteln, um die Festigkeit der Verbindung vorhersagen zu können. Eine Abschätzung der Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen auf Basis lokaler festigkeitsbeeinflussender Parameter, wie Spannung und Schlupf, hat sich bis heute jedoch nicht durchgesetzt. Die Vorausberechnung der Festigkeit erfolgt daher meist auf Grundlage von Erfahrungs- bzw. Versuchswerten, welche sich in der Kerbwirkungszahl widerspiegeln.

Der Sicherheitsnachweis der Verbindung, bzw. die Sicherheit gegen Ermüdung der Welle, ist nach DIN 743 [3] standardisiert. Hier werden die beanspruchungsseitig wirkenden Nennspannungen der Werkstofffestigkeit, welche durch bauteilspezifische Einflüsse wie Kerbfaktoren, Größen- und Oberflächeneinflüsse herabgesetzt wird, gegenübergestellt. Am Beispiel der umlaufbiegebelasteten Pressverbindung ist der Nachweis wie folgt durchzuführen.

Die Amplitude der Nennspannung σ_{ba} an der Wellenoberfläche ist direkt an der Nabenkante aus dem dort vorliegenden Biegemoment nach Gleichung 7 zu ermitteln.

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{ba}}{W_b} \quad (7)$$

Die dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude σ_{bADK} wird, ausgehend von der Biege-wechselfestigkeit σ_{bW} des eingesetzten Werkstoffes, nach Gleichung 8 berechnet.

$$\sigma_{bADK} = \frac{\sigma_{bW} \cdot K_1}{K_\sigma} \quad (8)$$

Hierbei bildet der Gesamteinflussfaktor K_σ (Gleichung 9) die Unterschiede zwischen Werkstoff und Bauteil (Pressverbindung) ab.

$$K_\sigma = \left(\frac{\beta_\sigma}{K_2} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \quad (9)$$

Die entscheidende Größe bei dieser Umrechnung ist die Kerbwirkungszahl β_σ . Da bei Welle-Nabe-Verbindungen aufgrund des reibschädigenden Einflusses eine Abschätzung der Kerbwirkung über die Formzahl nicht möglich ist, basieren die in der Norm dargestellten Kerbwirkungszahlen auf experimentellen Ergebnissen. Demnach sind nahezu alle Einflüsse in diesem Faktor bereits erfasst und somit nicht zusätzlich zu berücksichtigen. Daher wird für derartige Verbindungen der Rauheitsfaktor K_F gleich eins gesetzt. Zusätzliche Größeneinflüsse sind über die Faktoren K_1 (technologischer Größenfaktor), K_2 und K_3 (geometrische Größenfaktoren) zu berücksichtigen. Hintergrund der genannten Faktoren ist, dass sowohl die Werkstofffestigkeiten als auch die Kerbwirkungszahlen nur für definierte Abmessungen gültig sind. Einflüsse aufgrund von Oberflächenveränderungen, z. B. Einsatzhärten oder Kugelstrahlen, können näherungsweise mit dem Oberflächenverfestigungsfaktor K_V abgeschätzt werden.

Der eigentliche Sicherheitsnachweis erfolgt mit der Gegenüberstellung der vorhandenen zur ertragbaren Nennspannungsamplitude (Gleichung 10). Hierbei wird eine Mindestsicherheit von 1,2 vorgeschrieben, um die verbleibende Unsicherheit der Berechnungsmethodik abzudecken.

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} \geq 1,2 \quad (10)$$

Die in antriebstechnischen Systemen häufig zusätzlich zur Biegung auftretenden statischen Drehmomentlasten werden nach DIN 743 als Mittelspannungen berücksichtigt, indem die ertragbare Biegespannungsamplitude verringert wird. Zyklische Verdrehungen der Welle-Nabe-Verbindung werden analog zur Biegung, unter Anwendung der Faktoren für Schubspannungen behandelt. Bei kombinierter Belastung aus Umlaufbiegung

und dynamischer Torsion werden die Einzelsicherheiten nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zusammengefasst.

Eine zeit- oder betriebsfeste Nachweisrechnung von gekerbten Wellen kann nach DIN 743 Teil 4 erfolgen. Für Pressverbindungen ist diese Vorgehensweise jedoch nicht gesichert. Die Zeitfestigkeit σ_{ANK} (Gleichung 11) kann bei Kenntnis des Abknickpunktes N_D der Wöhlerlinie aus der dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude mit Hilfe des Wöhlerlinienexponenten q (später mit k bezeichnet) abgeschätzt werden, siehe **Bild 8** links.

$$\sigma_{bANK} = \sigma_{bADK} \cdot \sqrt[q_\sigma]{\frac{N_D}{N_L}} \quad (11)$$

Liegen keine Erfahrungswerte vor, so wird ein Exponent von $q_\sigma = 5$ für Normalspannungen und $q_\tau = 8$ für Schubspannungen empfohlen. Für den Abknickpunkt zur Dauerfestigkeit kann ein Wert von $N_D = 1 \cdot 10^6$ angenommen werden. Der Sicherheitsnachweis erfolgt hier analog zur dauerhaftesten Auslegung, jedoch unter Anwendung der Zeitfestigkeit (Gleichung 12).

$$S = \frac{\sigma_{bANK}}{\sigma_{ba}} \geq 1,2 \quad (12)$$

Bei der betriebsfesten Auslegung wird, um die oben beschriebene Form der Nachweisführung beibehalten zu können, das vorliegende Beanspruchungskollektiv nach Gleichung 13 in eine schädigungsäquivalente Amplitude σ_{baeq} überführt. Die Schädigungsberechnung bzw. die Akkumulation der Teilschädigungen erfolgt linear nach der *Miner-Regel*.

$$\sigma_{baeq} = \frac{\sigma_{ba1}}{K_K} \quad (13)$$

Der Kollektivfaktor K_K (Gleichung 14) wird maßgeblich durch die sog. Völligkeit v des Kollektivs beeinflusst. Weiterhin wird der Korrekturfaktor D_M (in der Literatur häufig als effektive Schadenssumme D_{eff} bezeichnet) eingeführt, da in der Vergangenheit festgestellt wurde, dass im Mittel die Bauteile früher versagen, als es die Theorie vorhersagt. Diese Korrektur wird in Abhängigkeit der Lage der Lebensdauerlinie zur Wöhlerlinie vollzogen, wobei nach DIN 743 ein Korrekturfaktor von $D_M = 0,3$ empfohlen wird. Eine detaillierte Erklärung hierzu ist im Stand der Forschung aufgezeigt.

$$K_K = \sqrt[q_\sigma]{\left(\frac{1}{v_\sigma^{q_\sigma}} - 1\right) \cdot D_M + 1} \quad (14)$$

DIN 743 verwendet in der Schädigungsberechnung eine Modifikation der *Miner*-Regel mit der Bezeichnung *Miner*-erweitert. Hierbei werden Laststufen unterhalb der Dauerfestigkeit bis zum Abknickpunkt der Wöhlerlinie N_D berücksichtigt. Das darüber hinausgehende Kollektiv wird abgeschnitten, vgl. Bild 8 rechts. Die hier dargestellte Indizierung bezieht sich auf eine Nachweisführung bei Biegebelastung (Normalspannungen).

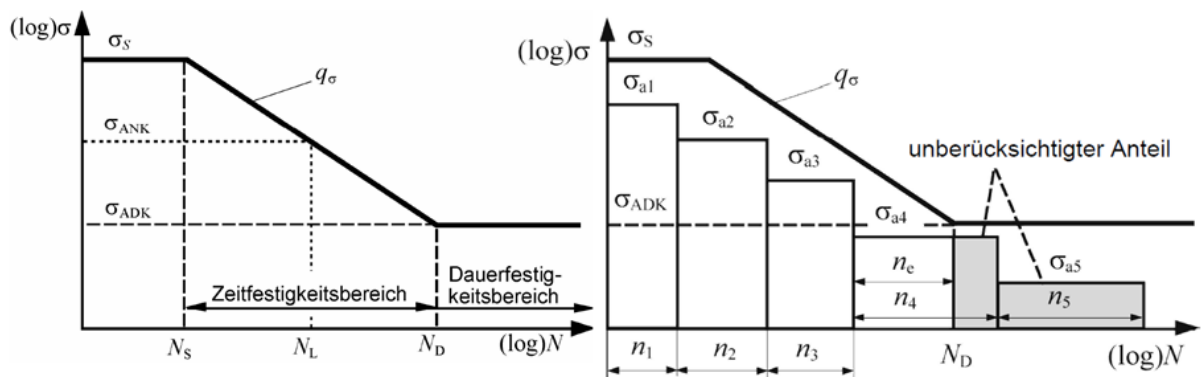


Bild 8: Zu berücksichtigende Kollektivanteile unterhalb der Dauerfestigkeit nach DIN 743 [3]

Eine Alternative zur DIN 743 stellt die FKM-Richtlinie [4] dar, die in ihrer Nachweisführung deutlich umfangreicher ist, weil sie einen größeren Anwendungsbereich abdeckt. Wesentlicher Unterschied zur DIN 743 ist hierbei die Möglichkeit neben Stahlbauteilen, Aluminium- und Gussbauteile beliebiger Geometrie sowie Schweißverbindungen zu berechnen. Sowohl in der Methode als auch in der Methodik der Nachweisrechnung von Pressverbindungen gibt es keinen Unterschied zur DIN 743. Daher wird an dieser Stelle nicht weiter auf die FKM-Richtlinie eingegangen. Lediglich die Betriebsfestigkeitsberechnung weist Abweichungen auf, die im Stand der Forschung näher erläutert werden.

3 Stand der Forschung

3.1 Abgrenzung der Recherchearbeiten

Der Fokus dieser Arbeit liegt in der Untersuchung ertragbarer Betriebsbelastungen von Pressverbindungen. Daher wird das Hauptaugenmerk in der Darstellung des Forschungs- und Wissensstandes nicht auf das Übertragungsverhalten der Verbindung, welches u. a. ausführlich in *Gropp* [10] untersucht wurde, gelegt. Vielmehr werden die Vor- und Nachteile älterer und neuerer festigkeitsrelevanter Methoden und Konzepte vorgestellt, mit welchen versucht wurde, die eingangs aufgezeigten Problemstellungen in Bezug auf Pressverbindungen zu lösen. Darüber hinaus werden aktuelle Erkenntnisse hinsichtlich der Thematik Betriebsfestigkeit aufgezeigt und bewertet.

3.2 Prolog

Die Festigkeitslehre versteht sich als Querschnittsdisziplin und vereint die beiden großen Fachgebiete der Mechanik sowie der Werkstoffwissenschaften. Prinzipiell sind die Entwicklungen auf dem Gebiet der Bauteilfestigkeit insbesondere durch die komplexen Maschinenelemente (Schraubenverbindungen, Schweißverbindungen, Lager, Zahnräder und auch Welle-Nabe-Verbindungen) vorangetrieben worden. Dabei ist nach vielen Jahrzehnten der Forschung zu konstatieren, dass vor allem die Erfahrung und weniger das Verständnis dazu beigetragen hat, dass heute für den Ingenieur praktikable Berechnungskonzepte zur Verfügung stehen. Die zunehmende Forderung nach Leichtbau und Energieeffizienz verlangt jedoch eine immer größere Genauigkeit der Konzepte und damit einhergehend kleinere Sicherheitszahlen. Dies gelingt jedoch nicht mehr mit allgemeingültigen Lösungsansätzen, sondern verlangt Einzellösungen für ein spezielles Problem.

Für zyklisch belastete Welle-Nabe-Verbindungen besteht seit jeher der Wunsch nach einer Auslegungs- bzw. Gestaltungsrichtlinie, mit welcher die Dauerfestigkeit vorausberechnet werden kann. Dieser Aufgabe haben sich sehr viele Wissenschaftler angenommen, weshalb hierzu zahlreiche Untersuchungen vorliegen. Literatur zur Ermüdungsfestigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen bis zum Jahr 1970 ist sehr ausführlich durch *Seefluth* [11], der ebenfalls Untersuchungen durchführte, zusammengetragen worden. Die bereits zu dieser Zeit vorliegenden Quellen zum Thema Dauerfestigkeit und Prüftechnik von Welle-Nabe-Verbindungen belaufen sich laut *Seefluth* auf 5000 Exemplare. Somit lagen bereits damals zahlreiche Empfehlungen für die Gestaltung von Welle-Nabe-Verbindungen vor. Insbesondere Aussagen zum Werkstoff-, Größen- und Spannungseinfluss konnten vervollständigt werden.

Diese Ergebnisse bilden die heutige Basis in Form von Kerbwirkungszahlen für die Normberechnung, siehe Kapitel 2. Neuere Erkenntnisse zu experimentell ermittelten Festigkeiten von Pressverbindungen sind u. a. in [12] dargelegt.

3.3 Festigkeitsbewertung von Pressverbindungen auf Basis lokaler Kenngrößen

Ähnlich wie bei anderen Maschinenelementen werden bei Pressverbindungen Anstrengungen unternommen, um die Festigkeit bzw. die Lebensdauer anhand örtlicher Schädigungsparameter vorhersagen zu können. Der Vorteil dieser Herangehensweise im Vergleich zum Nennspannungskonzept mit Kerbwirkungszahlen ist i. d. R. die Erzielung der Unabhängigkeit zur Geometrie. Die Kerbwirkungszahl, welche ausschließlich im Versuch ermittelt werden kann, ist nur für die untersuchte Geometrie bzw. für die eingestellten Versuchsbedingungen gültig.

Im Unterschied zu gekerbten Bauteilen mit freier Oberfläche, bei denen mit der Kenntnis der Struktur, des Werkstoffes und des Spannungszustandes hinsichtlich einer Festigkeitsbewertung bereits vieles bekannt ist, ergeben sich bei zyklisch belasteten Pressverbindungen zusätzliche Unwägbarkeiten. Diese resultieren vorwiegend aus dem Kontaktstatus zwischen Welle und Nabe und lassen sich schwierig messen und simulieren. Die entscheidenden Probleme bzgl. einer Festigkeitsberechnung sind am Beispiel einer biegebelasteten Pressverbindung in **Bild 9** aufgezeigt.

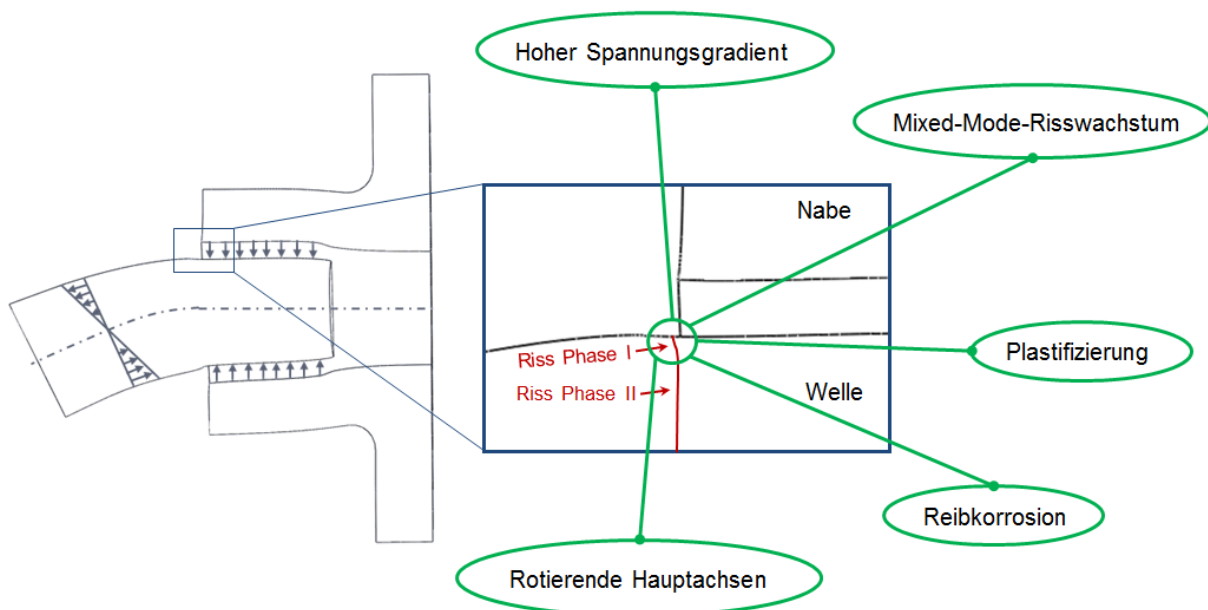


Bild 9: Komplexe werkstoffmechanische und tribologische Prozesse am Versagensort einer biegebelasteten Pressverbindung [13]

Insbesondere die Reibkorrosion und der damit einhergehende Schwingungsverschleiß werden generell bei Welle-Nabe-Verbindungen als kritisch erachtet. Unter diesen Gegebenheiten entwickelten sich unterschiedliche Methoden, mit denen auf Basis örtlicher Schädigungsgrößen versucht wurde, die Festigkeit bzw. Lebensdauer der Verbindungen zu berechnen.

Funk [14] untersuchte anhand der die Reibarbeit bildenden Parameter Pressung p und Schlupf s den Einfluss auf die Reibdauerermüdung. Er stellte fest, dass im Vergleich zur ungekerbten Probe ohne Oberflächenschädigung, die Festigkeit bei Vergrößerung der beiden Kontaktgrößen deutlich sinkt. Auf Grundlage dieser Ergebnisse entwickelte *Funk* ein reibarbeitsbasiertes Versagenskriterium ($p \cdot s$). Allerdings wird in diesem Zusammenhang darauf verwiesen, dass zur eingebrachten Reibarbeit zusätzlich Zugspannungen vorliegen müssen, um ein Versagen generieren zu können.

Leidich [8] entwickelte auf Basis dieser Erkenntnisse zur Auslegung von dynamisch beanspruchten Pressverbindungen einen Gütefaktor, welcher ein auf das Rutschmoment bezogenes Grenzmoment darstellt, bei dem noch kein schädlicher Schlupf auftritt. Dieser definierte Grenzschlupf kann jedoch nicht generell als feste Größe verankert werden, sondern ist von weiteren Parametern abhängig [15]. Darüber hinaus bestehen enorme Schwierigkeiten in der Schlupfermittlung. Experimentell sind hier wegen der sehr kleinen Messgrößen von wenigen Mikrometern und der schwierigen Zugänglichkeit Grenzen gesetzt. Auch theoretisch, beispielsweise mittels numerischer Methoden, ergeben sich große Unterschiede, je nachdem welcher Reibwert in der Fuge angenommen wird. Ergebnisse zur Ermittlung der Relativbewegung bei Pressverbindungen sind beispielsweise in [16], [17] und [18] vorzufinden. Weitere Untersuchungen im deutschsprachigen Raum, welche einen eindeutigen Einfluss der Schlupfamplitude auf die Reibdauermfestigkeit ausweisen, sind in [19] und [20] aufgeführt. Eine Verknüpfung der Erkenntnisse internationaler Forschungsgruppen wird in [21] präsentiert.

Zur Vorhersage des Anrissortes bei Welle-Nabe-Verbindungen wird häufig der Ansatz nach *Ruiz* und *Chen* [22] (Gleichung 15) herangezogen. Der hier verwendete Fretting-Fatigue-Damage-Parameter (FFDP) besagt, dass die dissipierte Reibarbeit im direkten Zusammenhang mit dem Versagen bei einer Reibbeanspruchung steht.

$$FFDP = \sigma_z \cdot \tau_R \cdot s_a \quad (15)$$

Dieser Schadensparameter wurde von *Ziaei* [23] und später von *Vidner* [24] mit Hilfe der Formulierungen von *Ding* [25] hinsichtlich einer Festigkeitsbewertung weiterentwickelt und experimentellen Ergebnissen an reib- und formschlüssigen Verbindungen gegenübergestellt. Dabei konnten teils gute Übereinstimmungen erzielt werden.

Im Vergleich zum Nennspannungskonzept ist es jedoch bei den genannten Arbeiten erforderlich, die örtlichen Verformungen und Beanspruchungen sowie den Verschleiß im Kontakt zu ermitteln. Diese Voraussetzung verlangt vom Anwender aufwändige Messungen oder Simulationen. Darüber hinaus liegt bei Welle-Nabe-Verbindungen der Versagensort meist an geometrischen Unstetigkeiten, was den Aufwand deutlich erschwert und auch die Genauigkeit der Ergebnisse in Frage stellt. Möglichkeiten den Verschleiß zu berücksichtigen wurden u. a. von *Paysan* [26] mit dem sog. Wirkzonenkonzept vorgestellt. Dieses wurde in [27] und [28] auf torsionsbelastete-, biegebelastete sowie kombiniert belastete Pressverbindungen angewendet. Mit Blick auf eine Festigkeitsberechnung werden damit allerdings die auftretenden Schwierigkeiten, wie singuläre Stellen, nicht vollständig beseitigt.

Der Vorteil örtlicher Konzepte gegenüber dem Nennspannungskonzept liegt in der Möglichkeit Änderungen am Welle-Nabe-System berücksichtigen zu können. Somit sind beispielsweise Einflüsse infolge veränderter Lastein- bzw. Lastableitungsverhältnisse oder einer höheren Pressung im Kontakt auf die mechanischen und tribologischen Beanspruchungen erfassbar. Wenn allerdings die örtlichen Zustände im Modell nicht richtig abgebildet werden, besteht für den Anwender die Gefahr, dass die Beanspruchung und damit die Festigkeitsbetrachtung deutlich von der Realität abweichen können. Ebenfalls nachteilig im Hinblick auf eine tribologische respektive reibungsbezogene Festigkeitsbewertung ist das Fehlen zulässiger Grenzwerte.

Neben den genannten tribologischen bzw. kombinierten tribo-mechanischen Konzepten werden zur Festigkeitsbewertung von Welle-Nabe-Verbindungen rein spannungsmechanische Ansätze verfolgt. Hierbei sind zwei Vorgehensweisen zu unterscheiden, wobei meist von einer fehlerbehafteten Verbindung ausgegangen wird. Im ersten Fall wird im kritischen Bauteil von einem technischen Anriss von etwa 0,5 mm Länge ausgegangen. Anhand bewährter Methoden der klassischen Bruchmechanik kann die Lebensdauer bis zur instabilen Rissausbreitung oder der Schwellwert für den Rissfortschritt (Dauerfestigkeit) abgeschätzt werden. In [29], [30] und [31] erfolgten hierzu ausführliche Untersuchungen an Bahnwellen mit Presssitz. Mit bruchmechanischen Ansätzen an Pressverbindungen unter Berücksichtigung von Verschleiß beschäftigte sich ebenfalls *Hattori* [32]. Konzepte, welche Risse bestimmter Größe zulassen, erfordern jedoch geeignete Sicherheitsmaßnahmen (Schadenstoleranz), in denen sichergestellt wird, dass die Risse im Betrieb nicht oder nur bis zu definierten Grenzwerten wachsen.

Im zweiten Fall wird auch eine fehlerbehaftete, d. h. oberflächengeschädigte Verbindung betrachtet. Voraussetzung ist, dass infolge der Reibkorrosion Mikrorisse in etwa der Korngröße vorliegen. Zudem wird der Versagensort der Welle-Nabe-Verbindung

als gewöhnliche Kerbe mit einem Spannungsgradienten und einer Spannungskonzentration betrachtet, die einer nichtproportionalen Beanspruchung ausgesetzt ist. Es existieren hierfür zahlreiche Festigkeitshypothesen. Diese werden einerseits direkt an der Kontaktoberfläche oder andererseits etwas entfernt davon (critical distance method) angewendet, um den Spannungsgradienten und somit auch Größeneinflüsse berücksichtigen zu können. In [33], [34] und [35] wurden hierzu Untersuchungen an Welle-Nabe-Verbindungen durchgeführt. Diese stellen jedoch nur einen kleinen Ausschnitt der verfügbaren Literatur dar. Auch Zeise [36] führte unter Anwendung des bereits genannten Wirkzonenkonzeptes [26] Analysen an Pressverbindungen durch. Die mehrachsigen Spannungen wurden hierbei in einem eingelaufenen stabilen Zustand ermittelt und anschließend auf Basis einer neuen Festigkeitshypothese [37] ausgewertet. Denkbar ist auch die Anwendung des Kerbspannungskonzeptes der FKM-Richtlinie [4], obwohl es für Festigkeitsnachweise im Reibkontakt nicht vorgesehen ist.

Bei allen genannten Verfahrensweisen ergeben sich jedoch, wie auch bei den reibenergetischen Konzepten, Probleme bei der Ermittlung der lokalen Beanspruchungen. Zudem weisen alle rein spannungsbasierten und bruchmechanischen Schädigungsparameter den für die Charakterisierung der Reibdauerermüdung vermeintlichen Nachteil auf, dass die auftretenden Relativbewegungen bzw. die im Reibkontakt dissipierte Reibarbeit bei der Auslegung nicht berücksichtigt werden.

Es sei an dieser Stelle darauf verwiesen, dass zur hier formulierten Überschrift, also vor allem zu den Themengebieten Reibkorrosion, Verschleiß und Festigkeitshypothesen, weitaus mehr Literaturquellen vorliegen. Ein sehr umfangreicher Einblick in die genannten Gebiete wird in der Arbeit von Vidner [38] gegeben.

3.4 Betriebsfestigkeit

Je nach Anwendungsfall können Bauteile zeit-, dauer oder betriebsfest dimensioniert werden, wobei die betriebsfeste Auslegung vor allem aus wirtschaftlichen Gründen immer größere Bedeutung erlangt. Wird für die Nachweisrechnung das Nennspannungskonzept, welches derzeit maßgeblich für Welle-Nabe-Verbindungen ist, herangezogen, werden die beanspruchungsseitig auftretenden Nennspannungen der Nennspannungswöhlerlinie gegenübergestellt. Die Wöhlerlinie kann eine nach den Regelwerken abgeschätzte oder auf experimentellen Daten basierende Kurve sein. Zur Schädigungsbewertung wird in den meisten Fällen die lineare Schadensakkumulation nach *Palmgren-Miner* [39], [40] herangezogen. **Bild 10** zeigt die prinzipielle Vorgehensweise für ein dreistufiges Kollektiv.

Ein den Schädigungsfortschritt beschreibender Parameter bzw. der Bezug zwischen Kollektiv und Wöhlerlinie ist die Schadenssumme D nach Gleichung 16. Die Schadenssumme ergibt sich aus der Aufsummierung einzelner Teilschädigungen D_i .

Versagen tritt ein, wenn der Wert eins erreicht wird.

$$D = \sum_{i=1}^k D_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (16)$$

In der originalen Form der *Miner*-Regel werden Stufen unterhalb der Dauerfestigkeit nicht in die Schädigungsberechnung einbezogen. Aufgrund dieser Unsicherheit wurden im Laufe der Zeit eine Vielzahl von Modifikationen der linearen Schadensakkumulation entwickelt. Einen ausführlichen Überblick gibt *Haibach* [41].

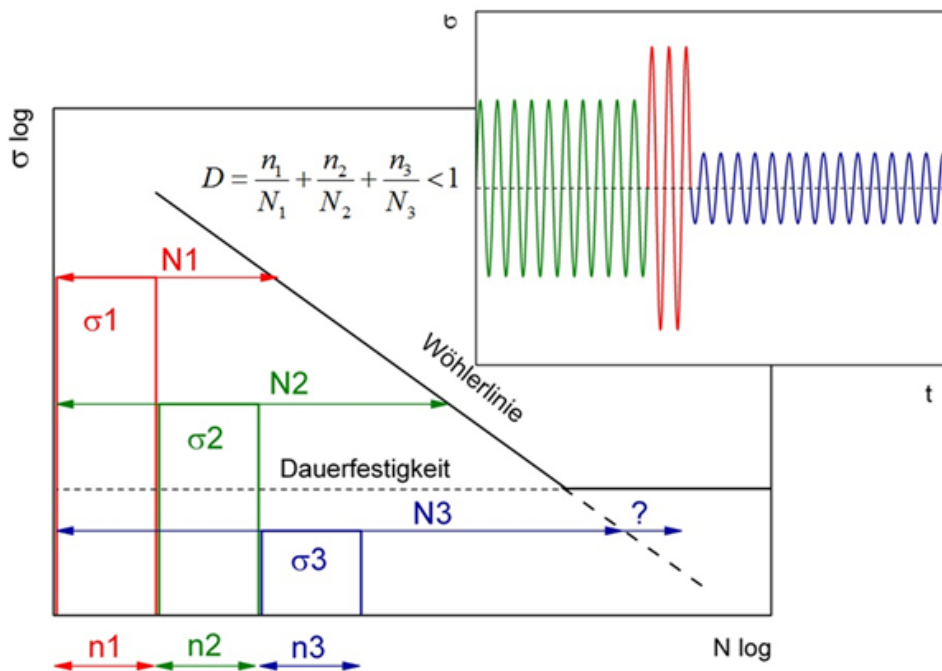


Bild 10: Prinzip der linearen Schadensakkumulation für ein dreistufiges Kollektiv

Um auch Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit in die Schädigung einfließen zu lassen, wird nach *Miner*-elementar die Bezugswöhlerlinie am Abknickpunkt zur Dauerfestigkeit mit der gleichen Neigung fortgesetzt. Daraus resultiert, dass es zu einer Schädigung auf allen Spannungshorizonten kommt. Eine weitere Variante mit der Bezeichnung *Miner*-konsequent wurde von *Haibach* vorgestellt. Die Dauerfestigkeit sinkt nach dieser Methode in Abhängigkeit von der Vorschädigung, sodass eine iterative Berechnung durchgeführt werden muss, was den Aufwand erhöht. Eine vereinfachte Form dieser Hypothese ist die Methode *Miner*-modifiziert, bei der die Neigung zwischen den

beiden erst genannten Hypothesen fortgesetzt wird. Damit ist sichergestellt, dass Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit zwar schädigen, jedoch in einem geringeren Maße als bei der elementaren Form. Einige beschriebene Modifikationen sind in **Bild 11** dargestellt. Ebenfalls werden Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit von *Zenner* und *Liu* in einer abgewandelten Version der originalen *Miner*-Regel berücksichtigt. Hierbei ist eine Rissfortschritts-Wöhlerlinie, vgl. Bild 11, die als Wöhlerlinie des schlechtesten Bauteiles interpretiert wird, heranzuziehen. Die neue Neigung ergibt sich als Mittelwert aus den Neigungen der Rissfortschritts- und Bauteil-Wöhlerlinie. Der Wert der Dauerfestigkeit wird auf die Hälfte herabgesetzt.

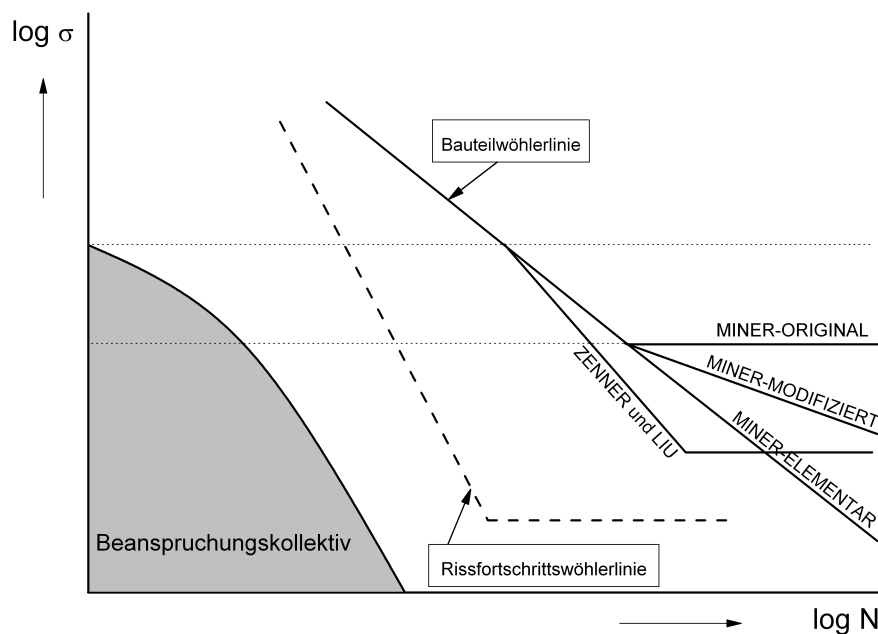


Bild 11: Modifikationen der originalen Miner-Regel

Eine andere Form der Lebensdauerberechnung, stellt *Marquard* 2004 mit der Anwendung von Künstlich Neuronen Netzen (KNN) vor. Eine ausführliche Beschreibung ist in [42] zu finden.

Entscheidend für die Bewertung solcher Verfahren zur Lebensdauerabschätzung ist nicht allein die Treffsicherheit zur Schadenssumme eins, sondern die Streuung, die sich nach dem jeweiligen Berechnungsverfahren ergibt. Eine Abweichung zu $D = 1$ kann später mit einem Korrekturfaktor an experimentelle Ergebnisse angepasst werden (Relative *Miner*-Regel). Die aktuellen Regelwerke (DIN 743 und FKM-Richtlinie) verwenden in der Nachweisrechnung Modifikationen der *Miner*-Regel, die Laststufen unterhalb der Dauerfestigkeit teilweise oder vollständig berücksichtigen. Die Richtlinie empfiehlt die Methoden *Miner*-elementar sowie *Miner*-konsequent, DIN 743 beinhaltet die Methode *Miner*-erweitert, die bereits im Kapitel 2 vorgestellt wurde. Nach beiden Vorschriften

wird jedoch die berechnete Lebensdauer, je nach Lage der Lebensdauerlinie zur Wöhlerlinie, um einen Korrekturfaktor D_{eff} zur sicheren Seite hin korrigiert, vgl. **Bild 12**.

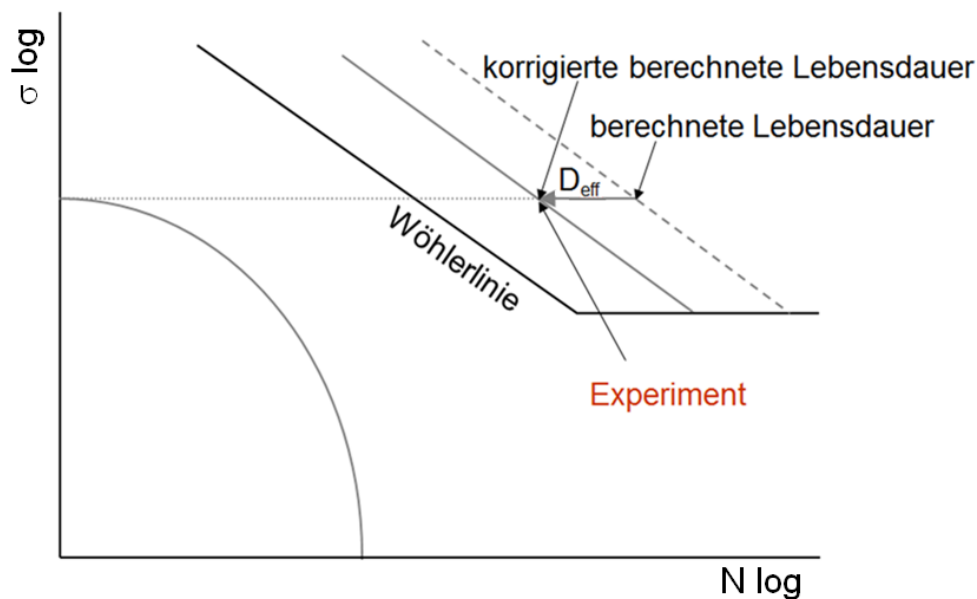


Bild 12: Korrektur der berechneten Lebensdauer (Relative Miner-Regel)

Hierbei versprechen neuere Korrekturverfahren (IMAB1, IMAB2, vgl. **Bild 13**) [43], welche ebenfalls die Kollektivform auf die effektive Schadenssumme als wesentliche Einflussgröße berücksichtigen, eine größere Treffsicherheit. Die Implementierung dieser Verfahren erfolgte bereits in der neuen Ausgabe der FKM-Richtlinie 2012.

Ein bedeutender Aspekt in der Betriebsfestigkeitsprüfung ist die Versuchszeit. Es ist anzustreben, die reale Beanspruchungs-Zeit-Funktion eines Bauteiles für den Laborversuch zu kürzen. Neben der Möglichkeit ein völligeres, härteres Kollektiv zu fahren, wird oft auf das Weglassen kleiner Amplituden (Omission) zurückgegriffen. Welche Amplituden im Experiment ausgelassen werden können, ohne den Schädigungsinhalt wesentlich zu ändern, lässt sich nicht allgemein vorhersagen. *Zenner* [44] empfiehlt das Weglassen von Amplituden kleiner 50% der Dauerfestigkeit in der Anrissphase. In der Rissfortschrittsphase nimmt aufgrund der kontinuierlichen Rissverlängerung die Spannungintensität für gleiche Lastamplituden ständig zu, sodass immer mehr Schwingspiele eines Kollektivs zur Schädigung beitragen. Weiterhin beschreibt *Zenner*, dass Omission bei Reibkorrosion, also bei Welle-Nabe-Verbindungen, nicht zulässig ist. Ausführliche Untersuchungen zum Einfluss des Weglassens kleiner Amplituden wurden in [45] an einsatzgehärteten Getriebewellen durchgeführt. Eine allgemeingültige Aussage zur Omission wird jedoch nicht gegeben. Für die untersuchten Bauteile wird empfohlen, zukünftig die Mittelspannungsempfindlichkeit bei der Versuchszeitkürzung zu berücksichtigen.

Der Einfluss von Überlasten und Sonderereignissen im Betrieb ist ebenfalls Forschungsgegenstand im Bereich der Betriebsfestigkeit. Welle-Nabe-Verbindungen sind davon ebenso betroffen, wie anderweitig gekerbte Bauteile mit freier Oberfläche. Allerdings ist, im Gegensatz zur freien Kerboberfläche, wo Lastspitzen zu einer Plastifizierung des Werkstoffes führen, bei Verbindungen eher mit einem Übertragungsversagen zu rechnen. Insbesondere bei rein kraftschlüssigen Verbindungen bedeutet dies, dass derart große Lasten zum tangentialen sowie zum axialen Rutschen und somit zum Ausfall der Verbindungen führen können.

Der oben vorgestellte Rechercheinhalt zur Betriebsfestigkeit einschließlich Grafiken entstammt dem FVA-Forschungsbericht „Kollektivbelastungen WNV“ [46], dem weitere Informationen entnommen werden können.

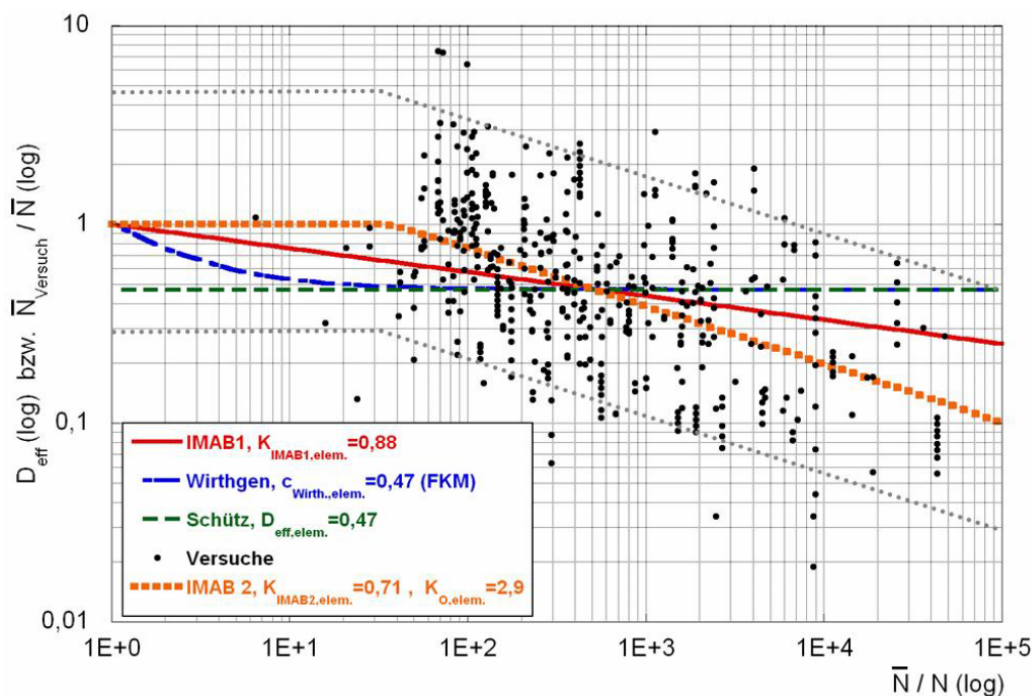


Bild 13: Verlauf der Lebensdauerkorrekturlinien in Abhängigkeit des Lebensdauervielfachen am Beispiel der elementaren Miner-Regel [43]

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Überblick

Im Hinblick auf die genannte Zielstellung wurden umfangreiche Ermüdungsversuche mit Pressverbindungen durchgeführt. Die untersuchten Parameter sind zusammenfassend in **Tabelle 2** aufgezeigt. Vorangehend zu den Ergebnissen in den einzelnen Lastbereichen werden in den folgenden Abschnitten die Geometrie der Pressverbindungen, die Werkstoffspezifizierung und die verwendeten Prüfstände vorgestellt.

Tabelle 2: Untersuchungsparameter in den Ermüdungsversuchen

Lastbereich	Werkstoff	Belastung	bez. Übermaß	Omission
Dauerfestigkeit	C45+N	Umlaufbiegung	1,00‰	75%
Zeitfestigkeit	42CrMo4+QT	Torsion	1,25‰	50%
Betriebsfestigkeit			1,70‰ 2,00‰	25%

4.2 Geometrie der Pressverbindung

Alle Ermüdungsversuche beziehen sich auf eine definierte Wellen- und Nabengeometrie, wobei die Welle einen Voll- und die Nabe einen Hohlzylinder abbildet. Die Prüfgeometrie sowie die geometrischen Abmessungen sind in **Bild 14** und **Tabelle 3** dargestellt. Die abgebildete Geometrie wird im Folgenden als Standardpressverbindung bezeichnet.

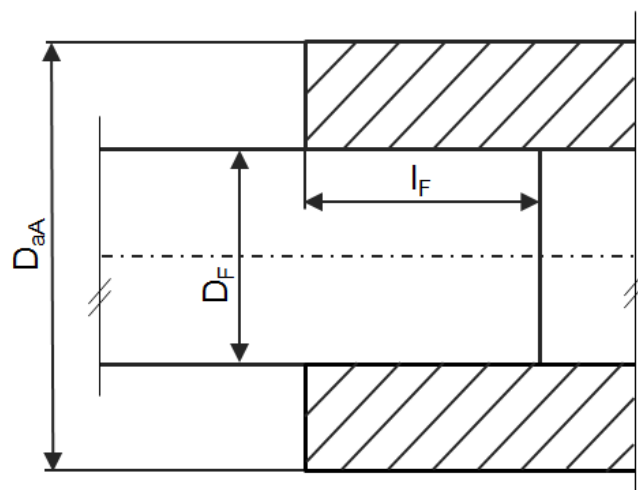


Bild 14: Geometrie der experimentell untersuchten Standardpressverbindung

Tabelle 3: Abmessungen der Standardpressverbindung

Fugennenndurchmesser D_F	40 mm
Durchmesserverhältnis der Nabe Q_A	0,5
Bezogene Fügelänge l_F/D_F	1,1

Um ein gezieltes Versagen in der Verbindung zu erreichen, muss die Anbindung der Prüfgeometrie an den Prüfstand so gestaltet sein, dass die Beanspruchungen im Prüfbetrieb in der Übergangsgeometrie dauerhaft ertragen werden können. Dafür ist nabenseitig eine Flanschverbindung und wellenseitig eine Klemmverbindung mit entsprechend größeren Abmessungen als bei der Prüfgeometrie realisiert worden. Diese Variante der Prüfstandsanbindung hat sich in früheren Forschungsprojekten bewährt. Anhand dieser Überlegungen erfolgte die Erstellung der technischen Zeichnungen (siehe Anhang A2). Im Anschluss wurden die Wellen und Naben gemäß den Vorgaben gefertigt, siehe **Bild 15**. Die Vorbearbeitung der Geometrie erfolgte mittels Feindrehen der Kontur.



Bild 15: Probengeometrie nach der Fertigung

Zur Realisierung der geforderten Übermaße in den Verbindungen wurde wie folgt vorgegangen. Nach der Vorfertigung erfolgte das Schleifen des Fugendurchmessers aller Naben auf ein einheitliches Passmaß H7. Das Aufmaß der Wellen betrug im Bereich der späteren Fuge 0,3 mm bezogen auf den Durchmesser. Nach dem anschließenden Vermessen der Naben wurden die Wellen auf das gewünschte Paarungsmaß geschliffen. Diese Vorgehensweise bietet eine deutlich größere Genauigkeit hinsichtlich der Erzielung einheitlicher Übermaße, als die Fertigung nach vorgegebenen Passungen. Die im Nachhinein in Stichprobenmessungen festgestellte Abweichung zum Soll-Übermaß betrug maximal $5\ \mu\text{m}$ ($\cong 0,125\%$).

Im Anschluss an die Fertigung wurden die Wellen und Naben entsprechend ihrer Zuordnung gefügt. Die Montage erfolgte in Form des Aufschrumpfens durch einen Temperaturunterschied zwischen beiden zu fügenden Teilen. Hierzu kann nach DIN 7190 die erforderliche Temperaturdifferenz bzw. die erforderliche Nabentemperatur ϑ_{Aerf} nach Gleichung 17 berechnet werden.

$$\vartheta_{Aerf} = \vartheta_R + \frac{U_F}{\alpha \cdot D_F} + 1 \cdot (\vartheta_I - \vartheta_R) \quad (17)$$

$$U_F = U + 0,001 \cdot D_F \quad (18)$$

Bild 16 zeigt die zum Fügen notwendige Temperatur der Nabe in Abhängigkeit vom bezogenen Übermaß für zwei Ausgangstemperaturen der Welle. Um die Naben nicht zu sehr erwärmen zu müssen, wurden anhand dieser Analyse die Wellen je nach Übermaß zusätzlich auf etwa -25 °C in einer Kühlkammer abgekühlt. Die anschließende Montage von Welle und Nabe erfolgte händisch.

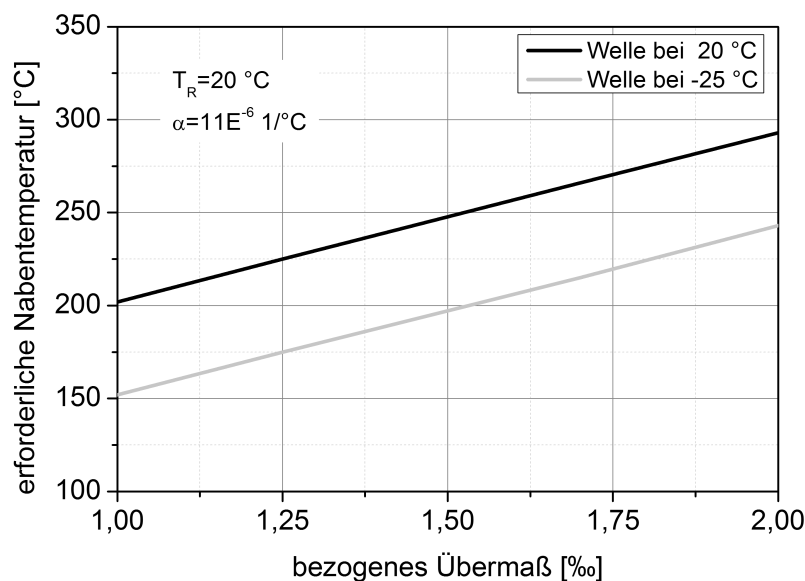


Bild 16: Erforderliche Nabentemperatur zum Fügen in Abhängigkeit des Übermaßes

4.3 Werkstoffe der Pressverbindung

Die Ermüdungsversuche an Pressverbindungen erfolgten mit zwei unterschiedlichen Werkstoffen. Es wurde ein Vergütungsstahl C45+N im normalisierten Zustand verwendet. Bei diesem ist in Charge 1 (Ch1) und Charge 2 (Ch2) zu unterscheiden. Weiterhin

wurde ein höherfester Vergütungsstahl 42CrMo4+QT im vergüteten Zustand herangezogen. Es erfolgte stets eine Paarung mit gleichen Werkstoffen von Welle und Nabe.

Für die ausgewählten Werkstoffe wurden sowohl statische als auch dynamische Festigkeitswerte des Wellenhalbzeuges (Durchmesser 75 mm) ermittelt. Hierbei erfolgte die Entnahme der Werkstoffproben, wie in **Bild 17** dargestellt, aus dem Halbzeug im Durchmesser 40 mm (Prüfdurchmesser der Pressverbindung). Diese Vorgehensweise gewährleistet die korrekte Werkstofffestigkeit am Ausgangsort des Versagens der Verbindung.

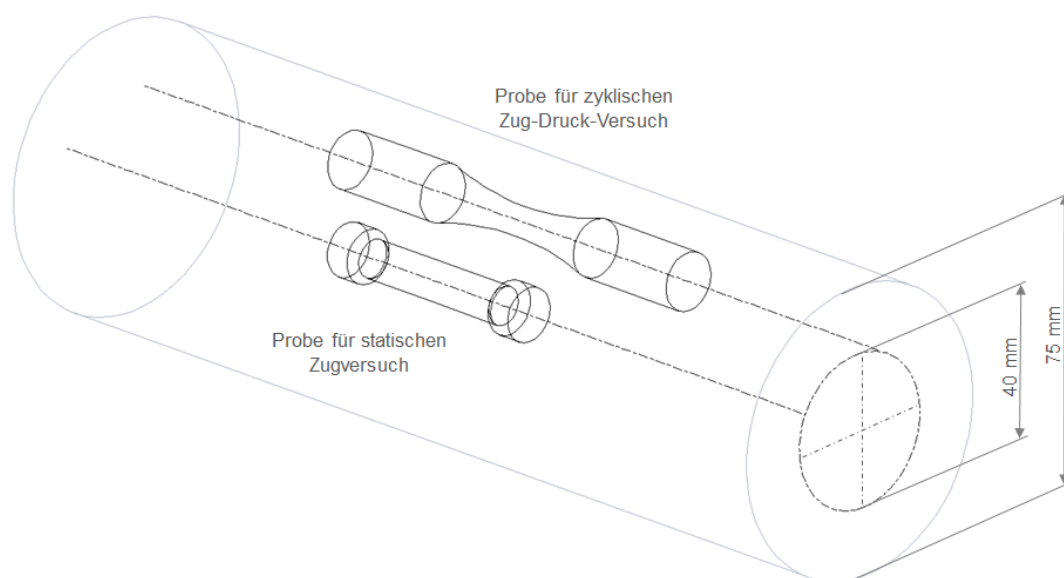


Bild 17: Wellenhalbzeug mit den Entnahmeorten der Werkstoffproben

Die Ermittlung der Werkstofffestigkeiten diene hauptsächlich zur Kontrolle bzw. zur Qualitätssicherung der geforderten Eigenschaften der Materialien. Weiterhin werden diese Kennwerte benötigt, um die später erforderlichen Kerbwirkungszahlen ableiten zu können. Die Ergebnisse der Werkstoffuntersuchungen sind zusammenfassend in **Tabelle 4** dargestellt.

Tabelle 4: Experimentell ermittelte Werkstoffkennwerte

	R_m^* [MPa]	R_e^* [MPa]	A^* [%]	$\sigma_{W,zd}^{**}$ [MPa]
C45+N (Ch1)	672	347	23,7	272
C45+N (Ch2)	669	381	22,0	270
42CrMo4+QT	1049	890	15,2	470

* Zugversuche nach DIN EN ISO 6892-1:2009; Mittelwert aus 3 Versuchen

** Zyklische Versuche bei $R = -1$ an polierten Proben $d = 7,5$ mm; $P_U = 50\%$

Die ermittelten Festigkeiten liegen im Erwartungsbereich und bilden die tabellarischen Werte in den Normen gut ab, zumal diese immer Mindestwerte darstellen. Auch die in [3] und [4] gegebene Abschätzung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit aus der statischen Zugfestigkeit wird hier bestätigt. Das Verhältnis beider Werte ($\sigma_{W,zd}/R_m$) beträgt im normalisierten Fall 0,4 und im vergüteten Fall 0,45.

Weiterhin wurden Mikroschliffuntersuchungen für die vorliegenden Materialien durchgeführt. **Bild 18** zeigt die Gefüge der Wellenwerkstoffe. Die bei C45+N ersichtliche Anisotropie in Längsrichtung ist nicht unüblich. Sie wird durch Phosphorseigerungen verursacht. Ferrit und Perlit liegen in erwarteter Häufigkeit und Verteilung vor. Auch der Werkstoff 42CrMo4+QT weist in dem Untersuchungsgebiet ausgeprägte Seigerungsstreifen auf, was ebenfalls üblich ist. Allgemein zeigt sich ein typisches Vergütungsgefüge.

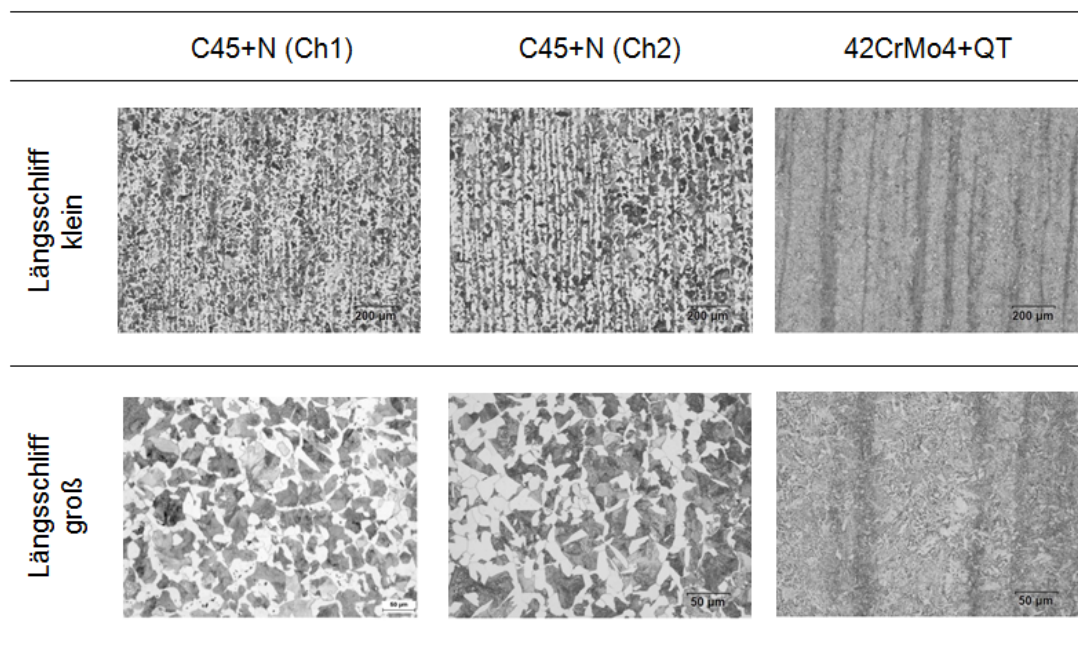


Bild 18: Gefüge der untersuchten Wellenwerkstoffe

4.4 Prüfstände für Ermüdungstests an Pressverbindungen

Die Ermüdungsversuche an den Pressverbindungen erfolgten stets unter einer zyklischen Einzellast. Hierbei wurden Versuche mit Umlaufbiegung und mit wechselnder Torsion durchgeführt. **Bild 19** zeigt zusammenfassend die verwendeten Prüfprinzipien bzw. Prüfstände. Im Folgenden werden diese hinsichtlich Funktionalität sowie ihrer Besonderheiten genauer erläutert.

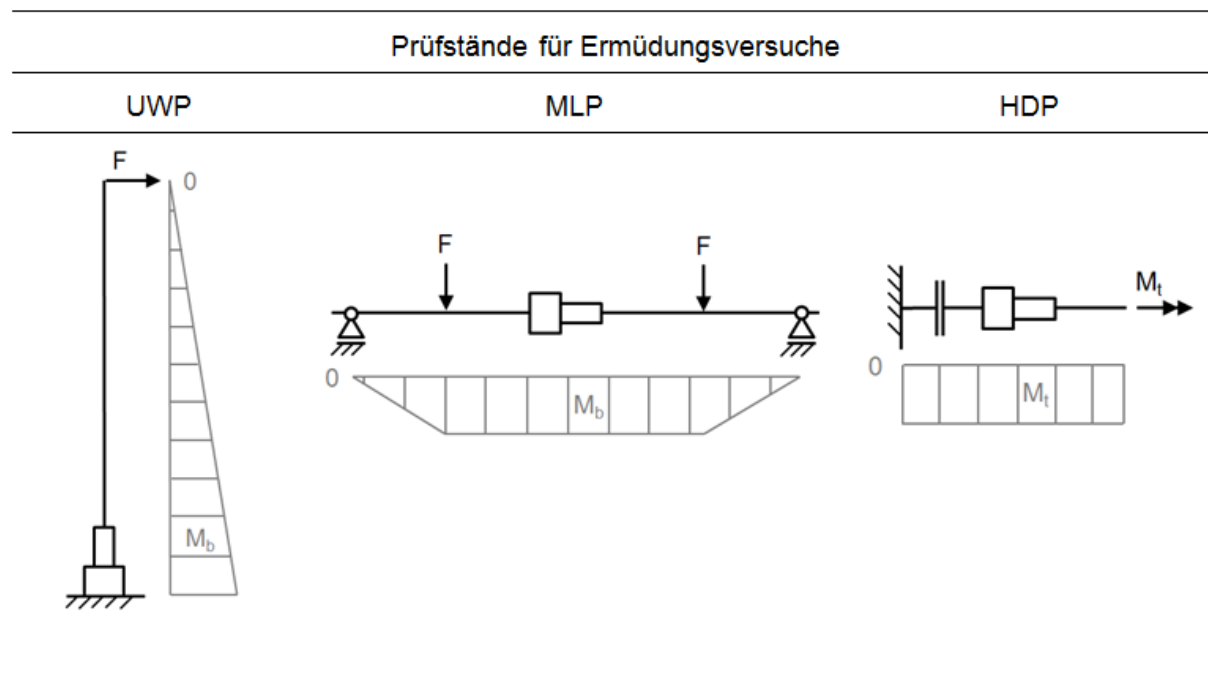


Bild 19: Prüfprinzipien für Ermüdungstests an Pressverbindungen

4.4.1 Unwuchtprüfstand (UWP) für Umlaufbiegung

Das Funktionsprinzip des Prüfstandes entspricht dem Modell eines eingespannten Balkens (Bild 19 links). Die periodische Lastaufbringung erfolgt durch den Umlauf der Kraft F , wobei die Probe selbst nicht rotiert. Die Kraft resultiert aus einer exzentrisch rotierenden Masse und entspricht daher einer Fliehkraft. Aus der Winkelgeschwindigkeit, dem Abstand zur Mittelachse sowie dem Betrag der Unwuchtmasse ergibt sich die Größe der Fliehkraft. Sie bildet zusammen mit dem Hebelarm das erforderliche, ebenfalls umlaufende Biegemoment M_b . Optimal ist ein langer Hebel, ausgehend von dem Ort der Krafterzeugung zum Prüfquerschnitt, um die resultierende Querkraft klein zu halten. Diese Forderung ist im vorliegenden Aufbau erfüllt. **Bild 20** zeigt die konstruktive Umsetzung. Die Unwucht wird über einen Servomotor angetrieben, wobei die umlaufende Kraft über ein Radiallager auf die Haltewelle übertragen wird, welche mit der Pressverbindung verbunden ist. Mit der dargestellten Torsionseinheit und der Balgkupplung kann der Biegung zusätzlich eine statische Torsion überlagert werden. Dies ist jedoch für die vorliegende Arbeit nicht relevant. Das maximal erreichbare dynamische Biegemoment an der Probe beträgt etwa 5000 Nm. Die Prüffrequenz lag bei den Versuchen im Bereich 15 bis 18 Hz.

Bei statischer Auslenkung der Haltewelle kann von einem linearen Biegemomentverlauf ausgegangen werden. Hierfür ist es ausreichend, die Belastung an einer beliebigen Stelle im Kraftfluss zu ermitteln. Dazu wurden Dehnmessstreifen (DMS) auf der

Haltewelle appliziert, um die Beanspruchung in Form einer Dehnung bzw. Stauchung messen zu können. Die gemessene Beanspruchung kann dann auf den Prüfquerschnitt (Nabenkante) mit Hilfe der bekannten Längenverhältnisse umgerechnet werden. Dieser Kennwert wurde als Regelgröße herangezogen.

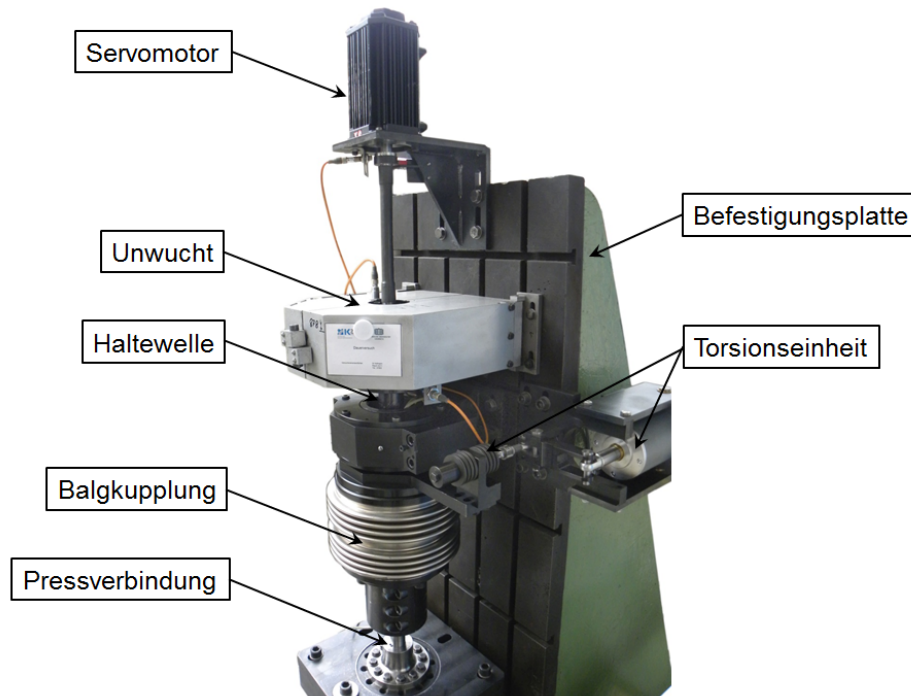


Bild 20: Unwuchtprüfstand (UWP) für Umlaufbiegeversuche mit konstanter bzw. blockweiser Lastaufbringung

Aufgrund der resultierenden Biegelinie erzeugt nicht nur die Masse der Unwucht das Biegemoment. Alle Massen, die eine Auslenkung aus der Mittelachse erfahren und die umlaufende Bewegung vollführen, bewirken eine Erhöhung des Biegemomentes an der Probe. Dieser zusätzliche dynamische Lastanteil ist maßgeblich von der Auslenkung und der Schwingfrequenz abhängig. Für den geprüften Lastbereich wurde daher eine Kalibrierung des Prüfstandes durchgeführt, indem zu Beginn einer Lastreihe eine Probe mit DMS appliziert wurde. So konnte der dynamische Lastanteil für diesen Bereich ermittelt und in der Regelung berücksichtigt werden.

Über die Steuerung der Drehzahl des Servomotors kann die Höhe der Belastung eingestellt werden. Die Mess-, Steuer- und Regelungsaufgaben wurden mit der Software NI LabView durchgeführt. Die Schwingspielzahl (Anzahl der Umdrehungen) wurde softwaretechnisch bzw. mit Hilfe des Dehnungssignals ermittelt. Darüber hinaus wurde ein zusätzlicher Lastwechselzähler unabhängig von der Software eingesetzt.

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Prüfstandstechnik ist die Abschaltung des Systems. Einerseits muss der Prüfbetrieb nach einer festgelegten Lastwechselzahl gestoppt

werden, was über die Software realisiert wurde. Andererseits muss der Prüfstand beim Versagen der Proben aus Sicherheitsgründen abschalten. Dies wurde umgesetzt, indem eine Grenzfrequenz vorgegeben wurde, bei der die Abschaltung ausgelöst wird. Denn aufgrund der Lastregelung erfolgt bei einem Anriss der Probe (Verringerung der Steifigkeit) zwangsläufig eine Absenkung der Schwingfrequenz. Darüber hinaus sind in der Höhe der Unwucht Abstandssensoren angebracht, die ab einer bestimmten Auslenkung auslösen und damit den Betrieb stoppen.

Der Prüfstand erlaubt neben der Durchführung von Schwingfestigkeitsversuchen mit zeitlich konstanter Last auch das automatisierte Fahren von veränderlichen Lasten. Aufgrund der Trägheit des Systems, kann dies jedoch nur blockweise erfolgen. Hierbei sollte der zeitliche Anteil, welcher für den Wechsel des Lastniveaus erforderlich ist, deutlich kleiner sein, als der Anteil des Blockes selbst. Demnach sollte ein Block mindestens 10^3 Schwingspiele beinhalten, bevor ein Stufenwechsel erfolgt.

4.4.2 Magnetlagerprüfstand (MLP) für Umlaufbiegung

Um der beim UWP genannten Einschränkung der blockweisen Festigkeitsprüfung zu begegnen, wurde ein zweiter Biegeprüfstand entwickelt. Dieser sog. Magnetlagerprüfstand entspricht dem mechanischen Modell der Vier-Punkt-Biegung (Bild 19 mitte). Auch hier rotiert die Probe nicht um ihre eigene Achse, sondern schwingt um die Prüfstandsachse infolge zweier umlaufender Querkkräfte. Der Prüfstand ist in **Bild 21** dargestellt.

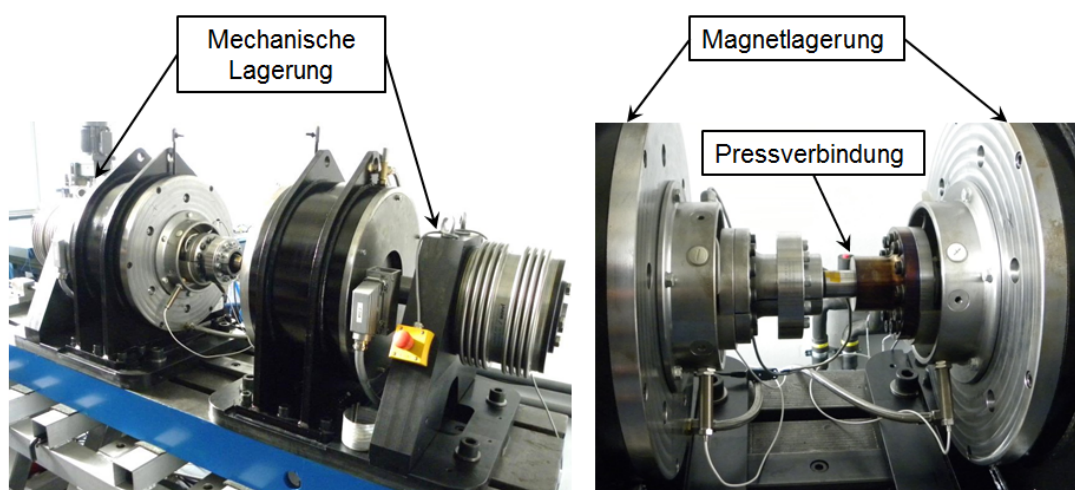


Bild 21: Magnetlagerprüfstand (MLP) für Umlaufbiegeversuche mit veränderlichen Lasten

Die anfangs beschriebene Probengeometrie kann bei diesem neuen Prüfstand beibehalten werden, indem auch hier nabenseitig eine Flanschverbindung und wellenseitig eine Klemmverbindung realisiert wurde. Die Pressverbindung ist im Prüfaufbau mittig ange-

ordnet. An beiden Enden der Prüfgeometrie ist jeweils eine Haltewelle montiert, welche außen mechanisch gelagert ist. Die Lagerung erfolgt mit Gelenklagern, welche eine Verdrehung um die Biegeachse zulassen. Eine Rotation um die Prüfstandsachse wird durch eine Balgkupplung unterbunden. Die Einleitung der beiden Querkräfte erfolgt elektromagnetisch mit Hilfe zweier Magnetlager. Dabei werden die Haltewellen und somit auch die Probe durch das umlaufende Magnetfeld ausgelenkt und entsprechend belastet. In dem Bereich zwischen den beiden angreifenden Kräften, wo sich die Pressverbindung befindet, bildet sich ein konstanter Biegemomentenverlauf aus. Darüber hinaus gibt es in der Prüfprobe keine Querkraftbeanspruchung.

Die Lastregelung erfolgt nach der Dehnung bzw. Stauchung der Haltewellen in dem Bereich, wo ein konstantes Moment vorliegt. Hierzu wurden DMS auf speziell dafür vorgesehene Bereiche, in denen eine ungestörte Geometrie vorliegt, appliziert. Eine Kalibrierung erfolgte wiederum mittels DMS-bestückter Pressverbindungen. Die Regelgröße im Speziellen ist der Lastzeiger, bestehend aus Betrag und Richtung der Durchbiegung bzw. Dehnung. Wie in **Bild 22** dargestellt, spannt dieser Zeiger je nach gewünschter Last eine Kreisbahn auf. Dabei entspricht ein Umlauf der Probe um 360° einem Schwingenspiel.

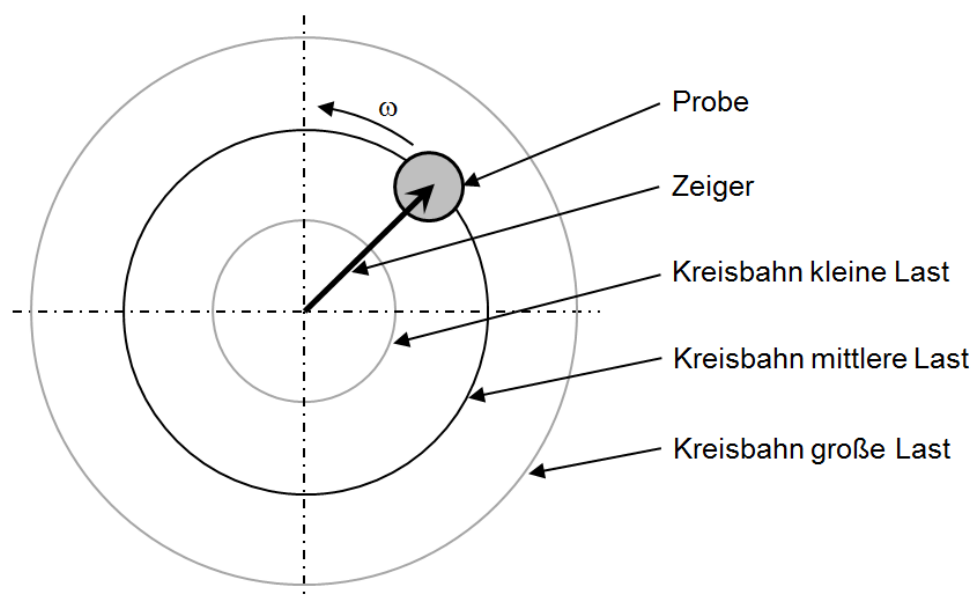


Bild 22: Regelung nach Lastzeiger am MLP

Die Einstellung der Regelparameter erfordert bestimmte Kompromisse. Das heißt, der Wunsch nach einer sehr schnellen Regelung geht zwangsläufig mit einer Erhöhung der Empfindlichkeit einher. Damit besteht die Gefahr des unkontrollierten Überschwingens. Dieser Eigenschaft kann mit der Verringerung der Schwingfrequenz begegnet werden, was jedoch eine längere Versuchszeit mit sich bringt. Nach einigen Voruntersuchungen wurde eine Einstellung für den Prüfbetrieb festgelegt, welche die Durchführung der Be-

triebsfestigkeitsversuche bei ca. 15 Hz erlaubt. Die Änderung der Last erfolgt dennoch Blockweise, aber deutlich schneller als am UWP. Es werden generell 5 Schwingenspiele konstanter Last vorgegeben. In dieser Zeit realisiert der Regler die Anpassung ausgehend von der vorherigen Laststufe, vgl. **Bild 23**. Da dieses Übergangsverhalten sowohl bei einer Laststeigerung als auch bei einer Lastminderung auftritt, kann angenommen werden, dass sich der Unterschied bezüglich des Sollsignals ausgleicht. Trotzdem wurde jede Probe mit DMS appliziert, um einen Vergleich zwischen Ist- und Sollsignal zu schaffen.

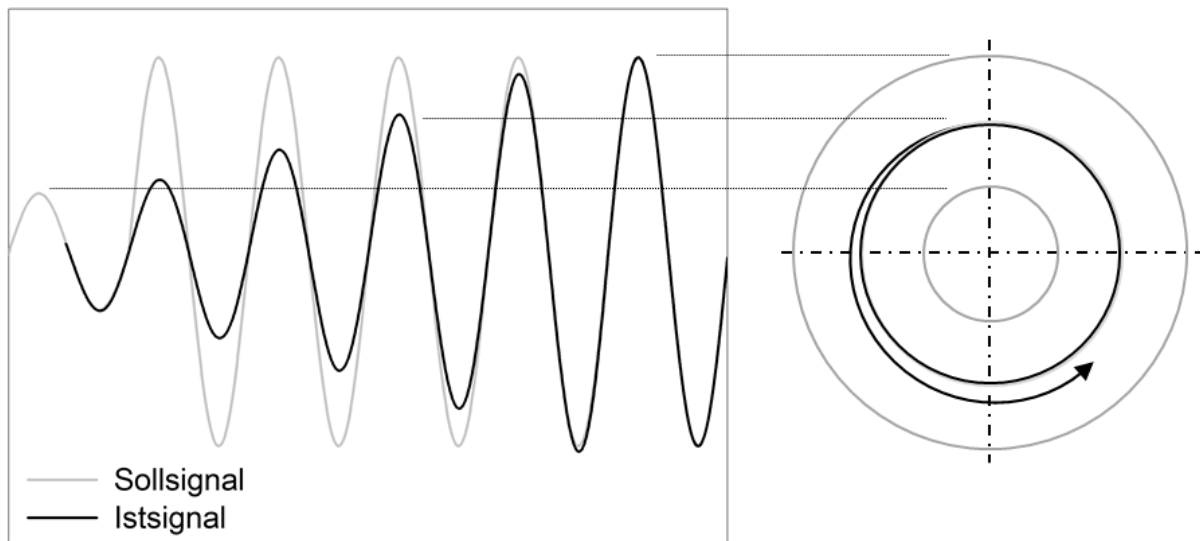


Bild 23: Regelverhalten des MLP

Die Abschaltung des Prüfstandes beim Versagen der Pressverbindung erfolgte analog zum UWP. Lagesensoren am Umfang erkennen eine rissbedingte größere Auslenkung der Probe, worauf die Abschaltung eingeleitet wird.

4.4.3 Hydraulischer Drehzylinderprüfstand (HDP) für dynamische Torsion

Bei der Torsionsprüfung bietet sich aufgrund der großen Drehmomente sowie der hohen Prüffrequenz von ca. 20 Hz eine hydraulische Krafterzeugung an. Die Prüfmaschine kann bei dieser Frequenz ein Drehmoment von etwa 6000 Nm aufbringen. Die Voraussetzung dafür ist ein entsprechend kleiner Verdrehwinkel von wenigen Grad. Der Drehzylinderprüfstand ist in **Bild 24** dargestellt. Die bereits beschriebene Probengeometrie kann beibehalten werden. Die Messung des Drehmomentes erfolgt an einer Kraft- bzw. Drehmomentmessdose, welche zwischen der Nabe und dem Lager zur Torsionsabstützung verbaut ist. Aufgrund der hohen erzielbaren Dynamik des Prüfstandes können sowohl Schwingfestigkeits- als auch Betriebsfestigkeitsversuche durchgeführt werden.

Dabei kann, trotz der hohen Schwingfrequenz, jedes Schwingspiel mit einer anderen Belastung gefahren werden. Der verbaute Regler ermöglicht somit nach einer kleinen Last sofort eine große Last aufzubringen.

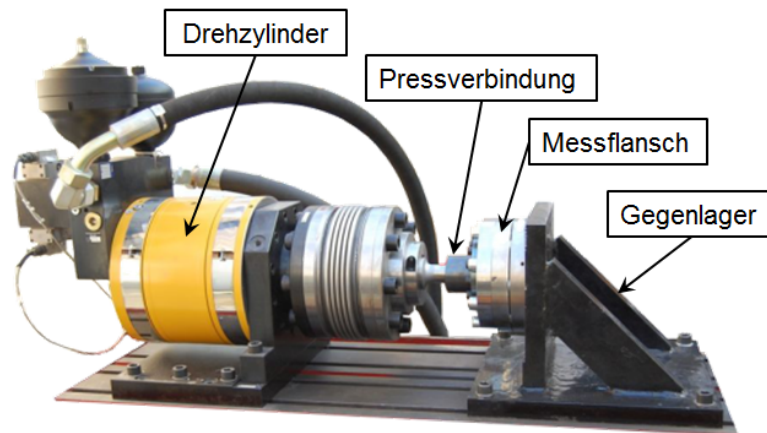


Bild 24: Hydraulischer Drehzylinderprüfstand (HDP) für Torsionsversuche mit konstanten sowie veränderlichen Lasten

Zur Kontrolle des gefahrenen Lastsignales wurden auch bei Torsion die geprüften Verbindungen mit DMS beklebt. Somit konnte stets ein Abgleich des Sollsignales mit der tatsächlichen Beanspruchung erfolgen. Die Abschaltung des Prüfstandes wurde über eine vorgegebene Winkelgrenze eingeleitet. Detailliertere Hinweise zur Abschaltung und Auswertung der Versuche, auch bei Biegung, werden im anschließenden Kapitel gegeben.

4.5 Ergebnisse der Ermüdungsversuche

4.5.1 Dauerfestigkeit

Der Begriff Dauerfestigkeit ist historisch begründet und steht für eine unendlich oft ertragbare Spannungsamplitude eines Bauteiles oder einer Werkstoffprobe. Er basiert auf Beobachtungen, bei denen die Schwingenspielzahl bis zum Versagen mit kleinerer Spannungsamplitude immer größer wird. In doppelt logarithmischer Auftragung ergibt sich hieraus die Zeitfestigkeitsgerade. Diese Eigenschaft lässt sich bis zum sog. Abknickpunkt beobachten, wo zunächst kein Versagen mehr festzustellen ist. Ab hier beginnt der Bereich der Dauerfestigkeit. Mit der Weiterentwicklung der Prüfstände für Ermüdungsuntersuchungen hat sich diese Theorie nicht als allgemeingültig erwiesen. In vielen Fällen gibt es einen weiteren Abfall der Festigkeit, dessen Charakteristik von unterschiedlichen Einflussfaktoren (z. B. Werkstoff) abhängig ist [47], [48]. Hierbei hat sich in den letzten Jahren ein neuer Forschungsbereich - very high cycle fatigue (VHCF) - etabliert, bei dem Materialien bei sehr hohen Schwingenspielzahlen geprüft werden. Die Begriffe Dauerfestigkeit oder auch Langzeitfestigkeit [49] finden jedoch insbesondere in Verknüpfung mit einer Festigkeitsberechnung immer noch Verwendung.

Die eingangs dargestellte Übersichtstabelle wurde für diesen Abschnitt, in welchem die Ermittlung der Dauerfestigkeit im Fokus steht, angepasst (siehe **Tabelle 5**), indem die hier nicht relevanten Parameter farblich in den Hintergrund gesetzt wurden. Es erfolgte eine Kombination beider Werkstoffe mit beiden Beanspruchungsarten. Das bezogene Übermaß wurde bei den Versuchen mit $\xi = 1,00\%$ bei Biegung und $\xi = 1,25\%$ bei Torsion gering gehalten und nicht variiert. Aufgrund der Gefahr des Durchrutschens bei Torsion wurde hier das Übermaß etwas höher als bei Biegung gewählt.

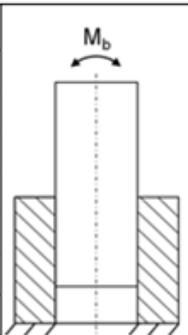
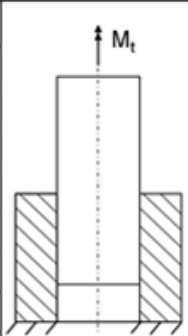
Tabelle 5: Untersuchungsparameter in den Dauerfestigkeitsversuchen

Lastbereich	Werkstoff	Belastung	bez. Übermaß	Omission
Dauerfestigkeit	C45+N	Umlaufbiegung	1,00‰	75%
Zeitfestigkeit	42CrMo4+QT	Torsion	1,25‰	50%
Betriebsfestigkeit			1,70‰ 2,00‰	25%

Zur experimentellen Ermittlung der Dauerfestigkeit wurde das Treppenstufenverfahren angewendet. Beim Versagen der Probe auf einem festgelegten Lastniveau wird diese Stufe so lang um einen definierten Betrag verringert, bis ein sog. Durchläufer erzielt wird. Anschließend wird die Last wieder gesteigert. Als Durchläufer wurden diejenigen Ver-

bindungen bezeichnet, welche ohne zu Versagen eine Schwingspielzahl von 10^7 erreichen. Die auf diese Weise ermittelte Dauerfestigkeit der Pressverbindung kann somit als schwingspielbezogene Festigkeitsgrenze verstanden werden. Ein weiterer Festigkeitsabfall der Verbindung bei höheren Schwingspielzahlen kann nicht ausgeschlossen werden. Diese Untersuchung ist allerdings nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Für die Pressverbindungen mit dem Werkstoff C45+N (beide Chargen) sind die gefahrenen Treppenstufenfolgen in **Bild 25** zum einen für Umlaufbiegung und zum anderen für Torsion zusammengefasst. Die Ergebnisse beziehen sich auf die Nennspannung der Welle am Ort der Nabenkante ($D_F = 40$ mm).

S [MPa]	X Bruch; 0 Durchläufer; F fiktiver Versuch									
125										
120	X									
115	0 X									
110	X		X		0				F	
105	0 0									
100										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Pressverbindung Umlaufbiegung R=-1										
Werkstoff C45+N; 1,0‰										
Dauerfestigkeit bei 10^7; $S_{D,50\%}$=111 MPa										

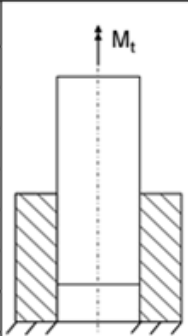
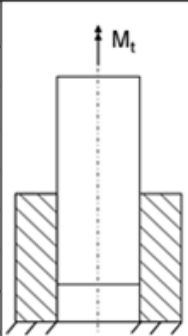
T [MPa]	X Bruch; 0 Durchläufer; F fiktiver Versuch							
130								
125	F							
120	X 0							
115	0		X		0			
110	0							
105								
	1	2	3	4	5	6	7	
Pressverbindung Torsion R=-1								
Werkstoff C45+N; 1,25‰								
Dauerfestigkeit bei 10^7; $T_{D,50\%}$=117 MPa								

Bild 25: Treppenstufenverfahren zur Ermittlung der Dauerfestigkeit der Pressverbindung aus C45+N bei Biegung und Torsion

Für die Auswertung der Treppenstufenfolge stehen unterschiedliche Verfahren zur Verfügung. Untersuchungen zeigen, dass diese Verfahren bezüglich des Mittelwertes (Überlebenswahrscheinlichkeit 50%) keine nennenswerten Unterschiede liefern [50]. Die hier ermittelten Festigkeiten an Pressverbindungen wurden mit der Methode nach *Hück* [51] erzielt. In [50] wurden Untersuchungen zur Güte von Dauerfestigkeitsschätzungen durch-

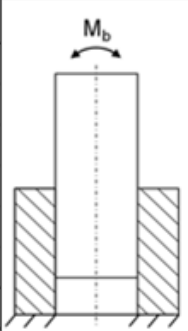
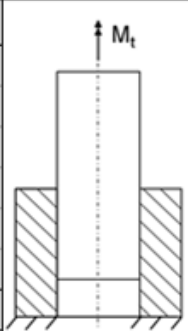
geführt. Evident ist, dass mit einer zunehmenden Versuchsanzahl die Abschätzung im Hinblick auf die Grundgesamtheit besser wird. Die Untersuchungen zeigen, dass für die hier gewählten Stichprobenversuche (z. B. $n = 8$) in vier von fünf Schätzungen der Fehler bei maximal 8% liegt, vgl. **Tabelle 6**. Es ist anzumerken, dass die Ergebnisse als Richtwerte zu verstehen sind, die aus Simulationen mit angenommenen Parametern resultieren.

Tabelle 6: Schätzgüte bzw. Treffsicherheit und Streuspanne der Dauerfestigkeit in Abhängigkeit der Probenzahl [50]

Einzusetzender Mindeststichproben- umfang n	Streuspanne T	Faktor zwischen mittlerer Treffsicherheit und 90%-Quantil ($=T^{0,5}$)
6	1,18	1,09
8	1,16	1,08
10	1,14	1,07
15	1,11	1,05
20	1,09	1,04

Trotz des aufgezeigten Fehlerpotentials werden die hier ermittelten Ergebnisse aus den Treppenstufenverfahren gegenüber früheren Untersuchungen als genauer eingeschätzt. Der Grund dafür ist die in der Vergangenheit meist angewandte Methode der normierten Wöhlerlinie bei Press- und Passfederverbindungen. Hierbei wurden zur Abschätzung der Dauerfestigkeit Ergebnisse aus dem Bereich der Zeitfestigkeit auf den Bereich der Dauerfestigkeit extrapoliert. Da für die Verbindungen jedoch kaum Erfahrungen bzgl. Neigungen und Abknickpunkten der Zeitfestigkeitsgeraden vorliegen, wird diese Vorgehensweise kritisch gesehen.

Bild 26 zeigt die durchgeführten Treppenstufenfolgen sowie die ermittelten Werte für den Werkstoff 42CrMo4+QT bei Umlaufbiegung und bei Torsion. Wie zu erwarten, sind diese Werte höher als bei C45+N. Während bei den Versuchen mit dem normalisierten Werkstoff die Nennfestigkeiten zwischen Biegung und Torsion nahezu gleich sind, resultiert bei 42CrMo4+QT eine vergleichsweise niedrige Torsions-Dauerfestigkeit. Versuche mit einem ähnlichen Vergütungs-Material (34CrNiMo6+QT), jedoch gleicher Werkstoffzugfestigkeit, zeigen hier höhere Festigkeiten unter Torsion. In [52] wurden Durchläufer bei einer Torsionsnennspannung von $T = 160$ MPa, also etwas höher als mit dem hier geprüften 42CrMo4+QT, erzielt. Eine detaillierte Bewertung der Ergebnisse in Bezug zur Werkstofffestigkeit erfolgt in Kapitel 5.

S [MPa]	X Bruch; 0 Durchläufer; F fiktiver Versuch							
200								
190	(X)							
180		X		X				
170			0		X		F	
160						0		
150								
	1	2	3	4	5	6	7	
Pressverbindung Umlaufbiegung R=-1								
Werkstoff 42CrMo4+QT; 1,0‰								
Dauerfestigkeit bei 10⁷; S_{D, 50%}=172 MPa								

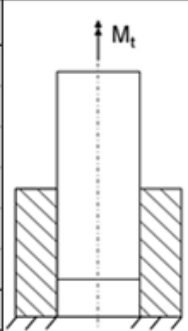
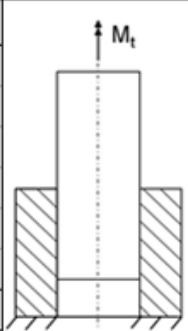
T [MPa]	X Bruch; 0 Durchläufer; F fiktiver Versuch						
150							
140			X		X		
130		0		0		F	
120	(0)						
110							
100							
	1	2	3	4	5	6	
Pressverbindung Torsion R=-1							
Werkstoff 42CrMo4+QT; 1,25‰							
Dauerfestigkeit bei 10⁷; T_{D, 50%}=134 MPa							

Bild 26: Treppenstufenverfahren zur Ermittlung der Dauerfestigkeit der Pressverbindung aus 42CrMo4+QT bei Biegung und Torsion

4.5.2 Zeitfestigkeit

Bei den Versuchen im Zeitfestigkeitsgebiet ist es erforderlich, ein einheitliches Kriterium für das Versagen festzulegen. Hierzu wurde bei den Umlaufbiegeversuchen am UWP ein definierter Steifigkeitsabfall infolge des Anrisses zugelassen. Das heißt, die erzielte Schwingspielzahl wurde dokumentiert, wenn die Frequenz, wie in **Bild 27** dargestellt, um 2% gesunken war. Dieser Zustand wird als Bruch definiert, da zu diesem Zeitpunkt die Welle bereits weit angerissen ist. Weiterhin war zu Beginn des Versuches ein Frequenzanstieg zu beobachten, welcher auf eine Versteifung der Verbindung infolge des Reibwertanstieges im Kontakt zurückgeführt werden kann.

In gleicher Weise, wie oben beschrieben, wurde bei der Auswertung der Versuche mit Torsion vorgegangen. Anrisse in der Verbindung führen zu größeren Drehwinkeln, die während der Versuchsdauer gemessen wurden. Ab einer definierten Verdrehung der Probe wird die Bruchschwingspielzahl dokumentiert. Um die Übertragungssicherheit gegen

axiales sowie tangenciales Rutschen zu gewährleisten, kann die Nennspannungsamplitude nicht beliebig gesteigert werden. Daher erfolgte eine Begrenzung der zyklischen Beanspruchung. Das führt dazu, dass die erzielte Lebensdauer der einzelnen Versuche stets größer 10^5 ist. Diese Erkenntnis ist für die praktische Anwendung sehr bedeutungsvoll, da somit eine zeitfeste Bemessung unter 10^5 Schwingspielen, zumindest ohne reibungserhöhende Maßnahmen, nicht möglich ist.

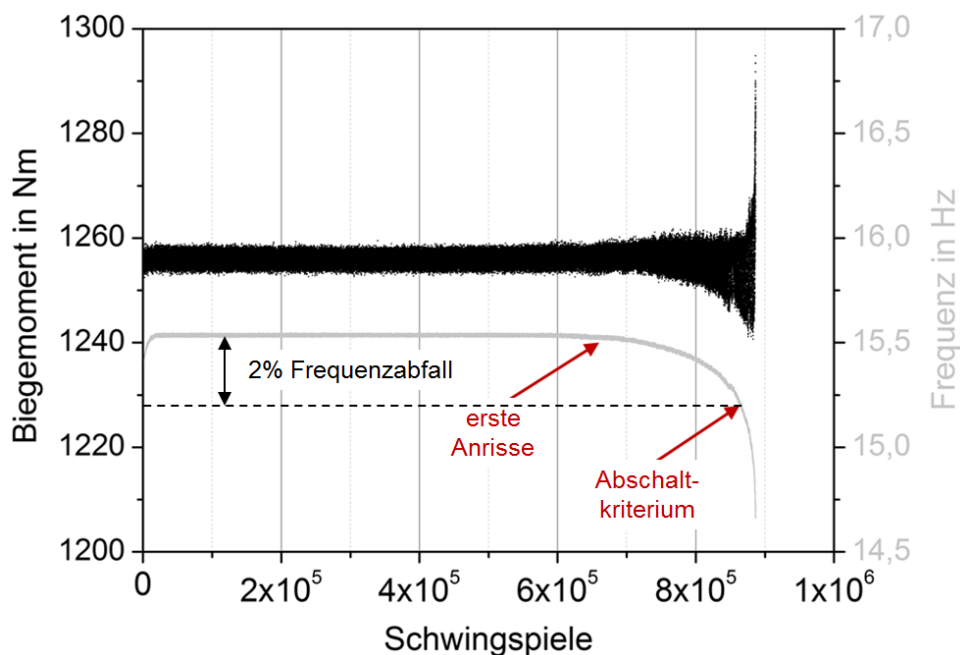


Bild 27: Abschaltkriterium des Prüfstandes am Beispiel des UWP

Zur Übersicht wurden erneut die relevanten Parameter in den Zeitfestigkeitsversuchen dargestellt (siehe **Tabelle 7**). Es wurden beide Werkstoffe mit beiden Beanspruchungsarten kombiniert. Zusätzlich erfolgte eine Variation der Übermaße.

Tabelle 7: Untersuchungsparameter in den Zeitfestigkeitsversuchen

Lastbereich	Werkstoff	Belastung	bez. Übermaß	Omission
Dauerfestigkeit	C45+N	Umlaufbiegung	1,00‰	75%
Zeitfestigkeit	42CrMo4+QT	Torsion	1,25‰	50%
Betriebsfestigkeit			1,70‰	25%
			2,00‰	

Die entscheidenden Zielgrößen dieser Versuche sind die Neigungen sowie die Abknickpunkte zur Dauerfestigkeit der einzelnen Varianten. Diese Kenngrößen dienen als Basis für die spätere Auswertung der Betriebsfestigkeitsversuche. Um eine bessere Vergleichbarkeit zu schaffen, wurden die Nennspannungen auf die entsprechende Dauerfestigkeit

normiert. **Bild 28** zeigt die Ergebnisse der zeitfesten Untersuchungen mit dem Werkstoff C45+N für Umlaufbiegung. In der doppelt logarithmischen Darstellung wurde eine lineare Regression durchgeführt, welche den Mittelwert (50% Überlebenswahrscheinlichkeit) repräsentiert. Versuche mit unterschiedlichem Übermaß wurden dabei zusammengefasst.

Bei Umlaufbiegung konnte zwischen den beiden Varianten mit verschiedenen Übermaßen kein Unterschied in der Lebensdauer festgestellt werden. Die ermittelte Neigung liegt im Streubereich der Literaturwerte [41] (gekerbte Bauteile unter Biegung). Der Abknickpunkt ist jedoch etwas zu höheren Schwingspielzahlen verschoben.

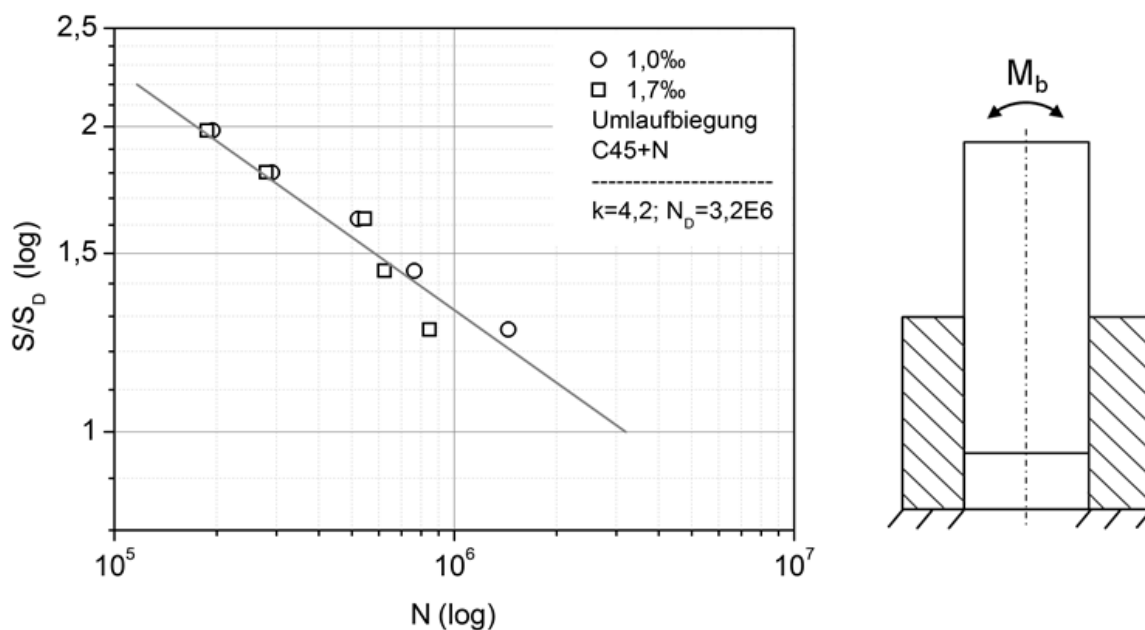


Bild 28: Zeitfestigkeitsversuche mit C45+N unter Umlaufbiegung

Problematischer gestaltete sich die Schwingfestigkeitsprüfung von C45+N unter Torsion (siehe **Bild 29**). Hierbei kam es im Bereich der Zeitfestigkeit zu einer starken Erwärmung der Welle, weshalb die Frequenz reduziert werden musste. Daher liegen auch weniger auswertbare Ergebnisse vor. Die Erwärmung resultiert vermutlich aus dem größeren Anteil an plastischen Dehnungen, da die Vergleichsnormalspannung sehr nah an der Streckgrenze des Werkstoffes liegt.

Die Versuchspunkte und Ausgleichsgeraden für den Werkstoff 42CrMo4+QT sind für Biegung in **Bild 30** und für Torsion in **Bild 31** dargestellt. Bei der Ermittlung der Ausgleichsgeraden wurden wiederum beide Übermaßvarianten zusammengefasst. Die Ergebnisse für Umlaufbiegung liegen bei dem vergüteten Werkstoff sowohl hinsichtlich der Neigung als auch des Abknickpunktes im Streubereich der bekannten Werte für gekerbte Bauteile.

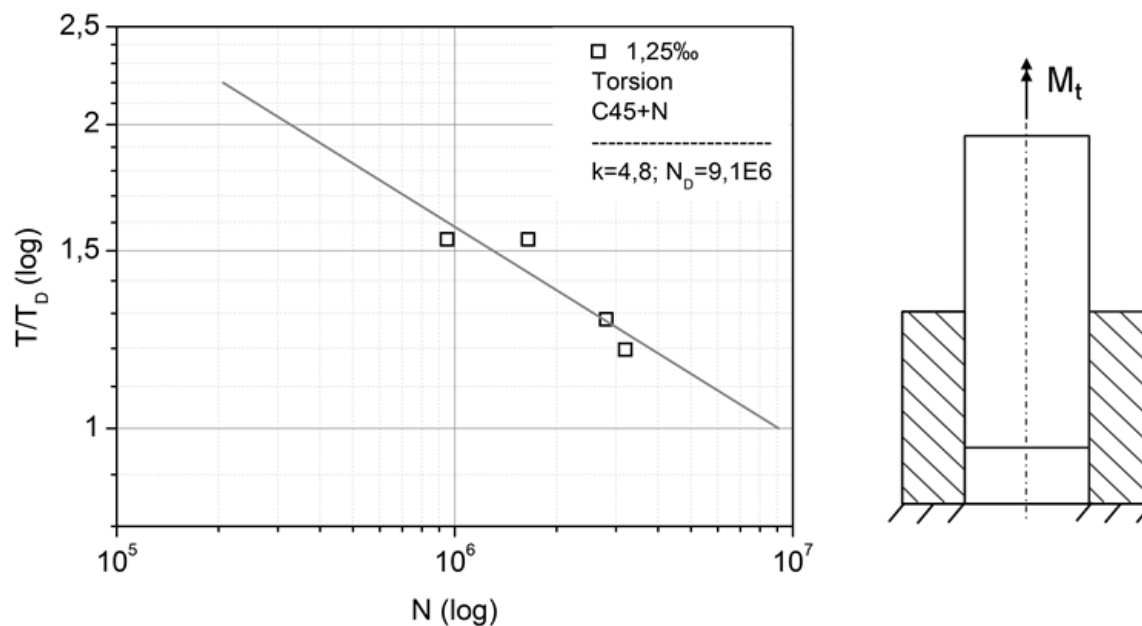


Bild 29: Zeitfestigkeitsversuche mit C45+N unter Torsion

Bei Torsionsbeanspruchung bestätigen diese Ergebnisse jene von C45+N bzgl. einer steileren Neigung. Die für Schubspannungen übliche Neigung von $k = 8$ wird bei Pressverbindungen nicht bestätigt.

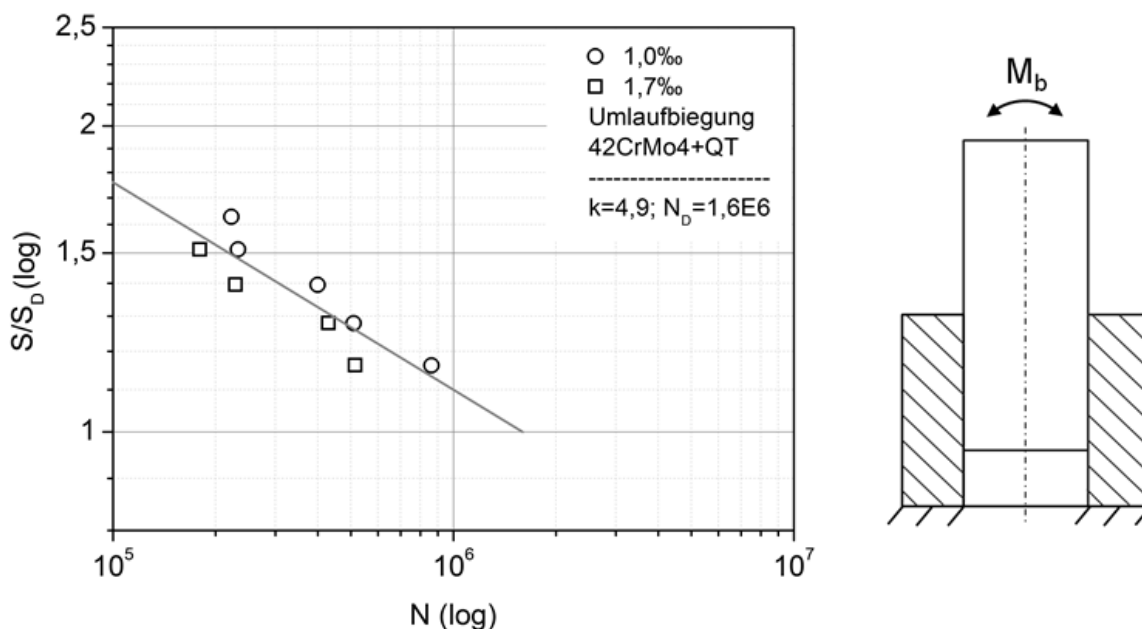


Bild 30: Zeitfestigkeitsversuche mit 42CrMo4+QT unter Biegung

Ein steilerer Anstieg der Zeitfestigkeitsgeraden kann mit einer größeren Kerbschärfe erklärt werden. Auch geschweißte Verbindungen weisen eine steilere Neigung auf. Insbesondere die Kraftübertragung von der Welle auf die Nabe ist zwischen Biegung und

Torsion vollkommen unterschiedlich. Die reibschlüssige Übertragung des Drehmomentes erfolgt am gesamten Umfang relativ abrupt, wenn im Bereich der Nabenkante ein sehr hoher Reibwert vorliegt (sog. Hochtrainieren). Das heißt, die Kraftflussumlenkung ist sehr stark, was mit einer erhöhten Spannungskonzentration einhergeht. Bei Biegung ist aufgrund der kombinierten reib- / formschlüssigen Übertragung auf der zugbelasteten Seite wegen des geringeren Fugendruckes ein moderaterer Übergang zu erwarten.

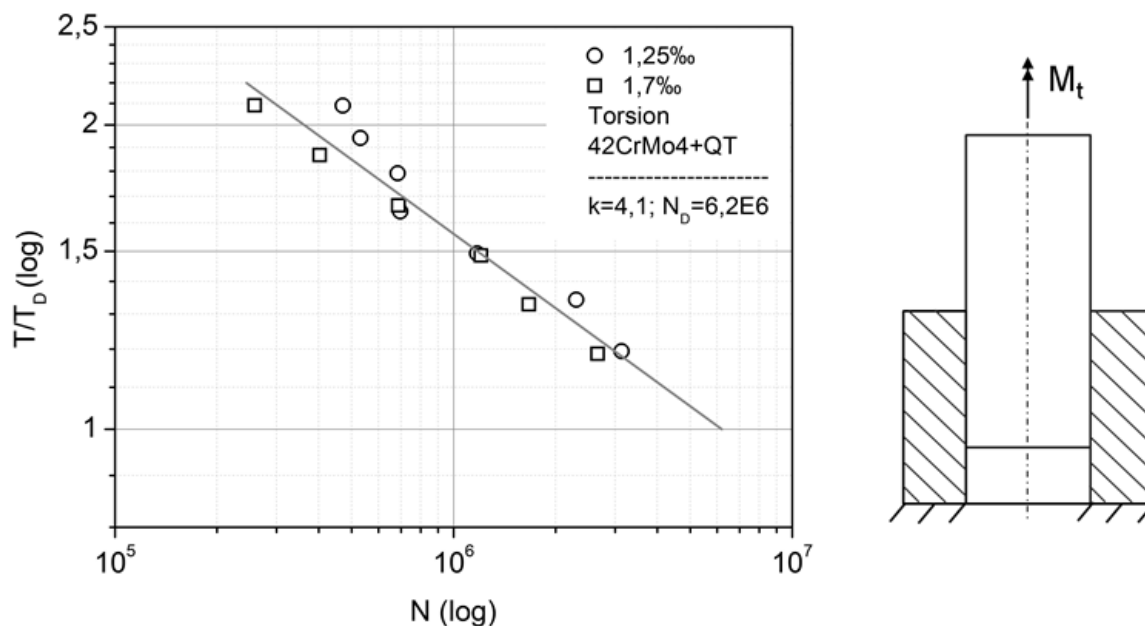


Bild 31: Zeitfestigkeitsversuche mit 42CrMo4+QT unter Torsion

Eine weitere interessante Erkenntnis aus den Versuchen mit dem vergüteten Werkstoff ist der Einfluss des Übermaßes. Bei Umlaufbiegung sowie bei Torsion sinkt die Lebensdauer mit größerem Übermaß in der Verbindung. Dies konnte bei Pressverbindungen aus C45+N nicht beobachtet werden. Die Neigungen zwischen den Versuchen mit unterschiedlichen Übermaßen sind jedoch nahezu gleich.

Insgesamt ist festzustellen, dass alle Neigungen inklusive der Torsionsergebnisse sehr eng beieinander liegen. Daher bietet sich die Darstellung aller erzielter Ergebnisse im Zeitfestigkeitsgebiet in einem Diagramm an, vgl. **Bild 32**. Hierbei fällt auf, dass bei nahezu ähnlichen Neigungen vor allem die Abknickpunkte sehr stark variieren. Trotzdem spannen die Ergebnisse einen Bereich auf, welcher durch zwei Kurven abgegrenzt werden kann. Dabei bilden die beiden in der FKM-Richtlinie empfohlenen Wöhlerlinien für geschweißte und nichtgeschweißte Bauteile unter Normalspannungen die Grenzlinien der Pressverbindungs-Versuche unter Umlaufbiegung und Torsion.

Um später nicht mit beliebig vielen Wöhlerlinien arbeiten zu müssen, empfiehlt sich die Ableitung gemittelter Zeitfestigkeitsgeraden, siehe **Bild 33**. Für Torsion ist die Mit-

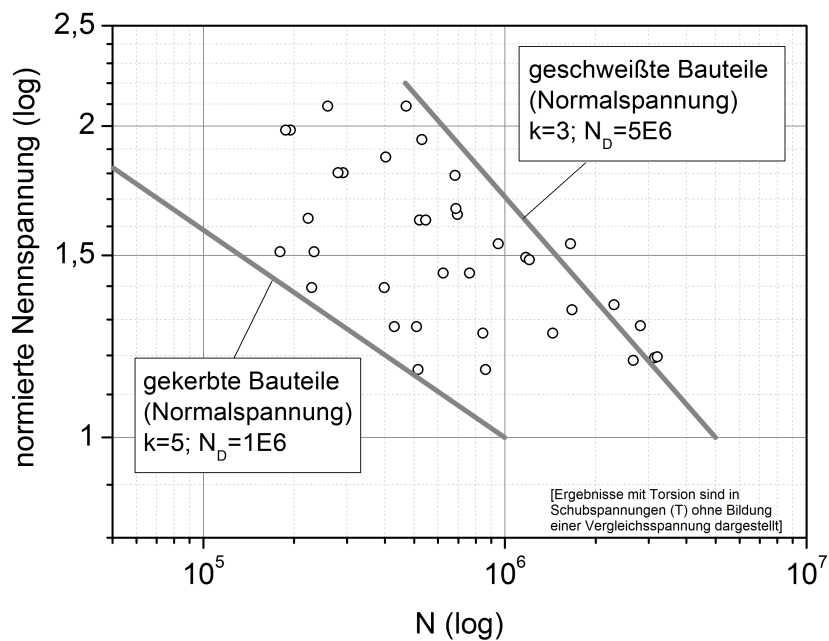


Bild 32: Darstellung aller Zeitfestigkeitsversuche und Abgrenzung durch Wöhlerlinien für geschweißte und nichtgeschweißte Bauteile unter Normalspannungen gemäß [4]

telwertbildung evident. Hier kann in guter Näherung eine Neigung von $k = 4,5$ und ein Abknickpunkt von $N_D = 8 \cdot 10^6$ angenommen werden.

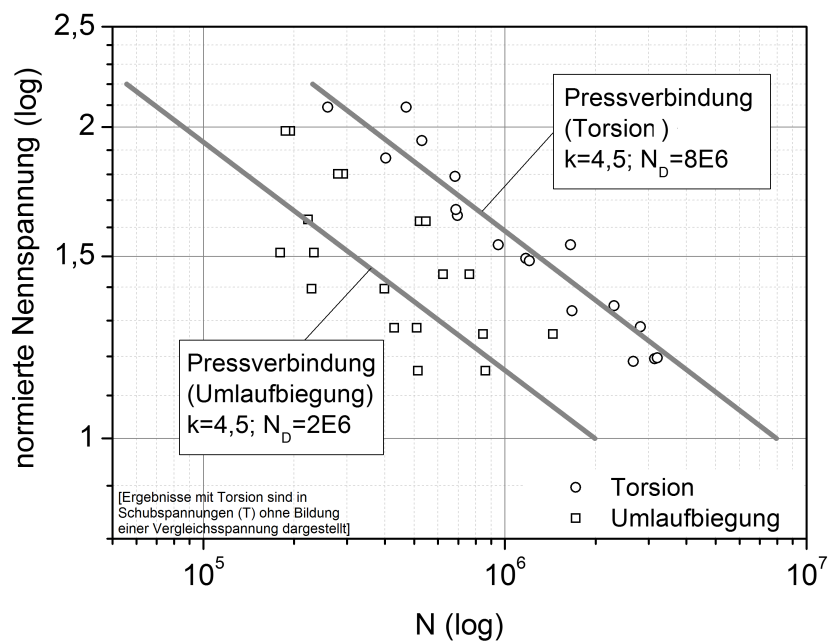


Bild 33: Darstellung aller Zeitfestigkeitsversuche mit Pressverbindungen und Mittelung bzgl. der Neigungen und Abknickpunkte getrennt nach Biegung und Torsion

Bei Biegung ist allerdings zwischen beiden Werkstoffen ein Unterschied in der Lage der Zeitfestigkeitsgeraden festzustellen. Hierbei ist jedoch zu bemerken, dass die Biegemomente bei den Verbindungen mit vergütetem Werkstoff nahezu doppelt so groß sind als bei den Verbindungen mit normalisiertem Werkstoff. Insbesondere im Lasteinleitungsbereich der Pressverbindung sind hierdurch Unterschiede zu erwarten (z. B. Klaffen), welche sich durchaus auf die Lage des Abknickpunktes auswirken können. Eine Mittelwertbildung führt hier zwangsläufig aufgrund der verschobenen Versuchspunkte zwischen beiden Werkstoffvarianten zu einer größeren Streuung. Für umlaufbiegebelastete Pressverbindungen wird eine Neigung von $k = 4,5$ und ein Abknickpunkt von $N_D = 2 \cdot 10^6$ empfohlen. Eine Verschiebung der Geraden hin zu höheren Schwingenspielzahlen würde später in einem Betriebsfestigkeitsnachweis zu weniger konservativen Werten führen. Die gemittelten Wöhlerlinien sind für alle Varianten in **Bild 34** zusammenfassend dargestellt.

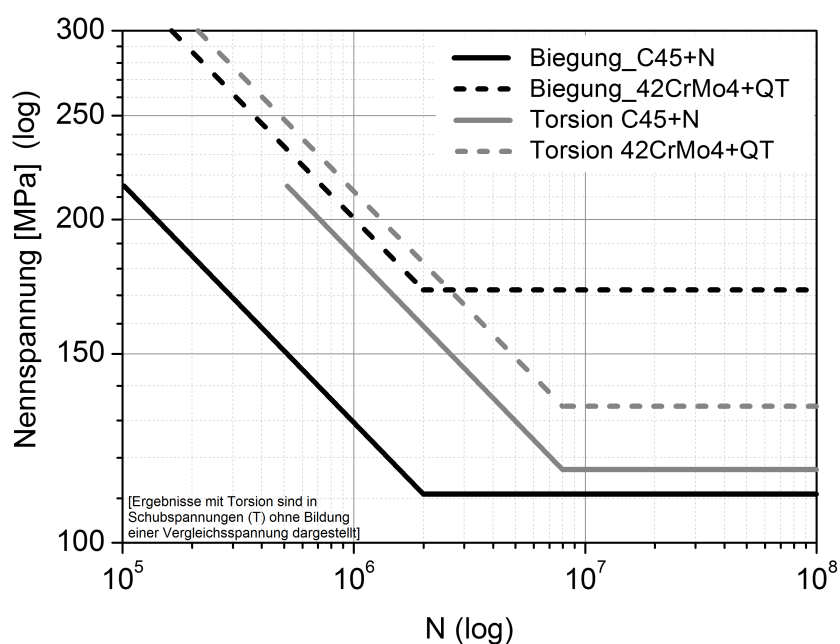


Bild 34: Bezüglich Neigung und Abknickpunkt gemittelte Wöhlerlinien für Pressverbindungen

4.5.3 Betriebsfestigkeit

Die experimentellen Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit von Pressverbindungen beinhalten ausschließlich Zufallslastenversuche mit hoher Dynamik. Hierbei erfolgen stetige Änderungen der Last, wobei die Aufeinanderfolge der Amplituden zufällig ist. Ziel ist, wie bei den Versuchen im Zeitfestigkeitsgebiet, die Ermittlung der Lebensdauer unter

verschiedenen Einflüssen. Die Einflussparameter zur Betriebsfestigkeitsprüfung sind in **Tabelle 8** aufgeführt, wobei zu bemerken ist, dass nicht jede denkbare Parameterkombination untersucht wurde.

Tabelle 8: Untersuchungsparameter in den Betriebsfestigkeitsversuchen

Lastbereich	Werkstoff	Belastung	bez. Übermaß	Omission
Dauerfestigkeit	C45+N	Umlaufbiegung	1,00‰	75%
Zeitfestigkeit	42CrMo4+QT	Torsion	1,25‰	50%
Betriebsfestigkeit			1,70‰ 2,00‰	25%

Als Vorarbeit zur experimentellen Durchführung sind die Generierung, die Bearbeitung sowie die Software-Implementierung der Beanspruchungs-Zeit-Funktion (BZF) erforderlich. Die Häufigkeitsverteilung der Beanspruchung kann je nach Anwendungsfall beliebig aussehen. Das Last-Spektrum in einem Windgetriebe hat andere Eigenschaften als beispielsweise jenes für ein Schaltgetriebe in einem PKW. Diese beiden Beispiele unterscheiden sich wiederum sehr stark von der Last-Charakteristik einer Pressverbindung in der Fördertechnik. Daher kommen in der Betriebsfestigkeitsprüfung oft standardisierte Häufigkeitsverteilungen zum Einsatz. In dieser Arbeit wurde ein gaußverteiltes Kollektiv verwendet, welches den Vorteil hat, dass es hinsichtlich der Versuchszeit angemessen ist. Darüber hinaus existieren umfangreiche Versuchsergebnisse beliebiger Bauteile als Vergleichsbasis.

Für die Generierung des Zeitsignals wurde ein Programm in der Programmierumgebung LabView erstellt. Hier können beliebige Kollektivparameter wie Kollektivumfang und Formparameter (Verteilung) vorgegeben werden. Das Programm erstellt anhand der Eingabeparameter eine randomisierte BZF. **Bild 35** zeigt die Benutzeroberfläche des Programmes. Das erstellte Signal wird anschließend von der Prüfstandssteuerung eingelesen und nachgefahren.

Eine weitere Fragestellung bzgl. der Kollektivkürzung soll ebenfalls Bestandteil der Untersuchungen sein. Das Weglassen von kleinen Amplituden (Omission) in der Betriebsfestigkeitsprüfung kann zu einer erheblichen Kürzung der Versuchszeit führen. Allerdings muss dabei die schädigende Wirkung des Kollektivs beibehalten werden. Das heißt, es dürfen nur Schwingspiele aus dem Kollektiv entfernt werden, die keinen nennenswerten Beitrag zur Schädigung liefern. Um dies zu untersuchen, wurden unterschiedlich gekürzte Kollektive geprüft. Das Entfernen der kleinen Amplituden erfolgte ebenfalls mit dem oben vorgestellten Programm.

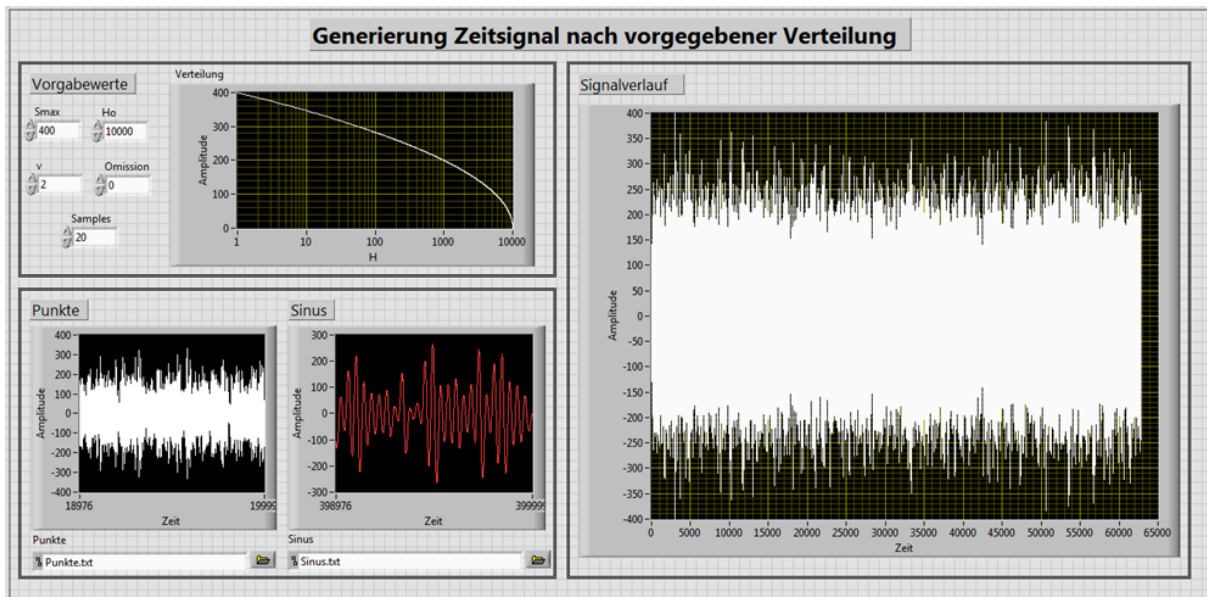


Bild 35: Programm zur Generierung der Beanspruchungs-Zeit-Funktion

Die experimentellen Untersuchungen wurden mit drei unterschiedlichen Stufen bzgl. Omission durchgeführt. Dabei wurde das Ausgangskollektiv um 75%, 50% und 25% hinsichtlich der Dauerfestigkeit gekürzt, vgl. **Bild 36**. Versuche mit einer kleineren Amplitude als 25% der Dauerfestigkeit wurden nicht gefahren.

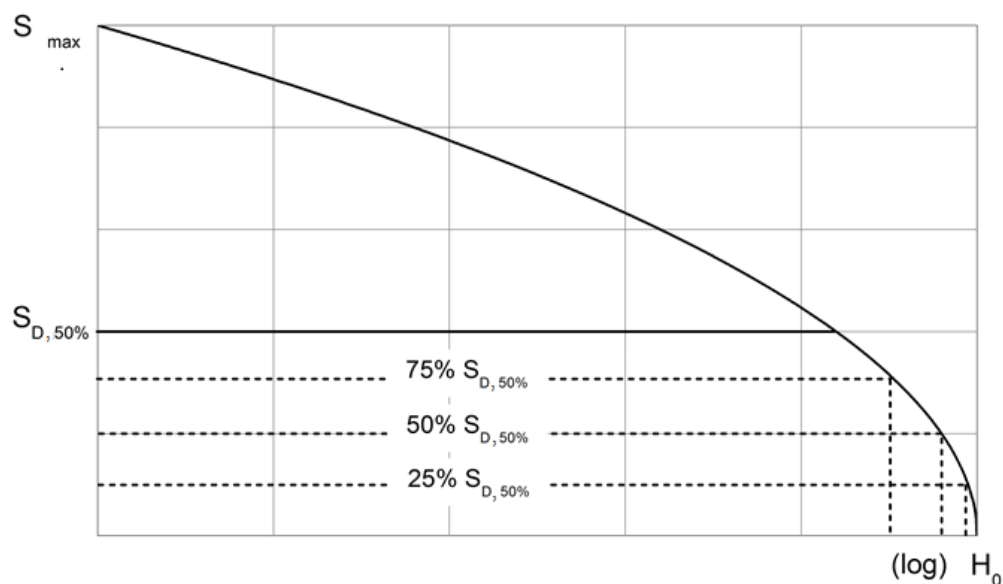


Bild 36: Experimentell untersuchte Kollektivkürzungen (Omission)

Durch die Kollektivkürzung wird die kleinste Laststufe im Kollektiv festgelegt. Die größte Amplitude wurde entsprechend einiger Voruntersuchungen sowie anhand der Erfahrungen aus den Zeitfestigkeitsversuchen bestimmt, siehe **Tabelle 9**. Dabei darf die größte Last nicht zum Übertragungsversagen (Durchrutschen) führen.

An dieser Stelle sei darauf verwiesen, dass die realen Omission-Stufen leicht von den vorgegebenen Prozentwerten abweichen. Trotzdem werden in der weiteren Beschreibung die genannten prozentualen Stufen beibehalten.

Tabelle 9: Kollektivkennwerte in den Zufallslastenversuchen

	$S; T_{max}$ [MPa]	$S; T_{75\%}$ [MPa]	$S; T_{50\%}$ [MPa]	$S; T_{25\%}$ [MPa]	H_0
Biegung; C45	200	86	58	28	$5 \cdot 10^4$
Torsion; C45	239	90	-	-	$1 \cdot 10^5$
Torsion; 42CrMo4	318	105	70	35	$1 \cdot 10^5$

Neben der Kollektivlänge, dem Werkstoff und der Belastungsart ist das Übermaß ein Untersuchungsparameter in den Betriebslastenversuchen. Die Höhe der Übermaße wurde analog zu den Zeitfestigkeitsversuchen gewählt bzw. variiert. Darüber hinaus wurde in einigen Fällen ein sehr hohes Übermaß von $\xi = 2\text{‰}$ realisiert. Die erzielten Schwingspiele in den Umlaufbiegeversuchen an Pressverbindungen aus C45+N sind für die unterschiedlichen Parameter in **Bild 37** dargestellt. Jeder Lebensdauerwert in der Grafik entspricht dem logarithmischen Mittelwert aus 5 Einzelwerten und ist somit gut abgesichert. Beim Vergleich der Ergebnisse mit gleichem Prüf-Kollektiv (z. B. 75% Omission) zeigt sich eine etwas längere Lebensdauer mit größerem Übermaß.

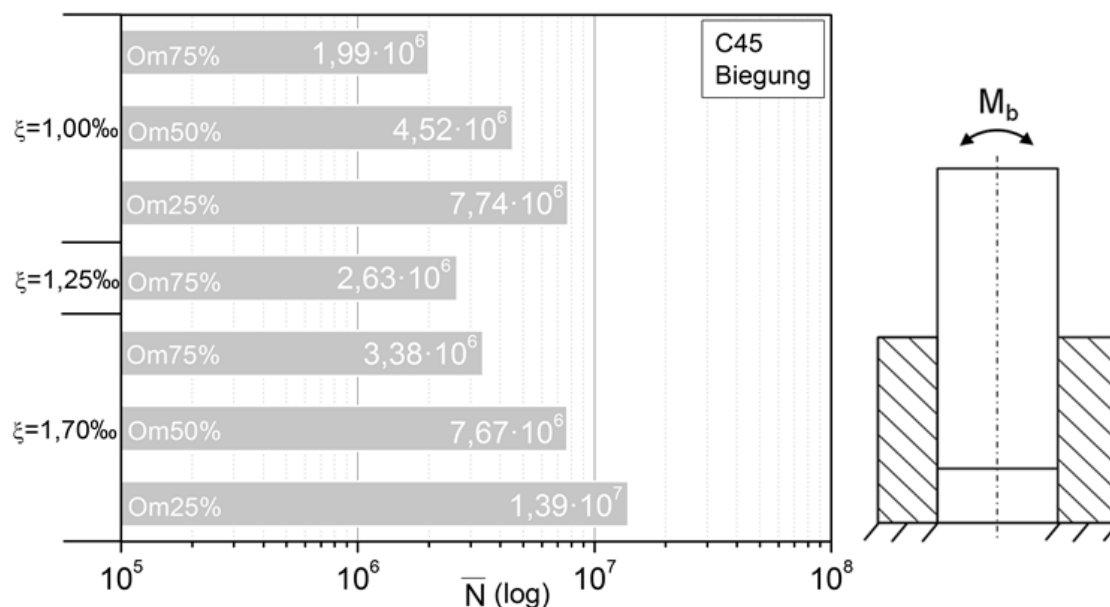


Bild 37: Erzielte Lebensdauerwerte in Zufallslastenversuchen mit C45+N unter Biegung

Entscheidend für den Einfluss der Kollektivkürzung auf die Schädigungswirkung ist die Anzahl an erreichten Kollektiv-Wiederholungen, vgl. **Bild 38**.

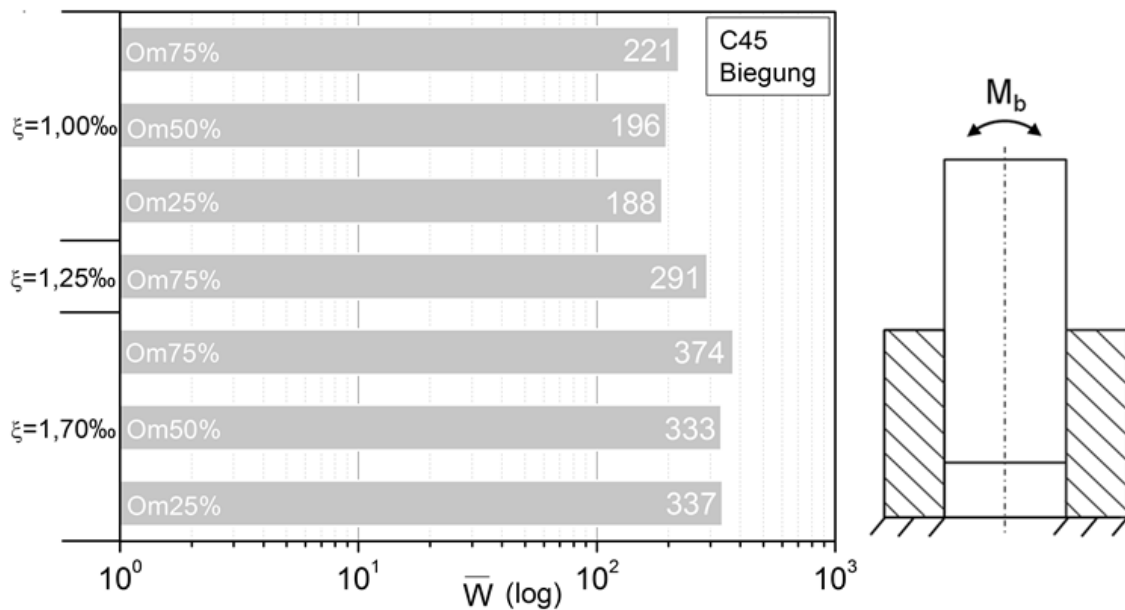


Bild 38: Erzielte Kollektiv-Wiederholungen in Zufallslastenversuchen mit C45+N unter Biegung

Die erzielten Wiederholungen unterscheiden sich im Mittel nur sehr wenig. Das heißt, der Fehler bei einer Betriebsfestigkeitsprüfung mit gekürztem Kollektiv bis zu 75% der Dauerfestigkeit ist sehr gering. Dabei ist eine Reduzierung der Versuchszeit um den Faktor 5 bzgl. des ungekürzten Kollektivs zu verzeichnen.

Auch bei Zufallslastenversuchen mit Torsion (siehe **Bild 39**) wurde der Einfluss des Übermaßes an Pressverbindungen aus C45+N untersucht. Im Fall der Torsion ist im Vergleich zur Biegung jedoch ein gegensätzlicher Einfluss festzustellen.

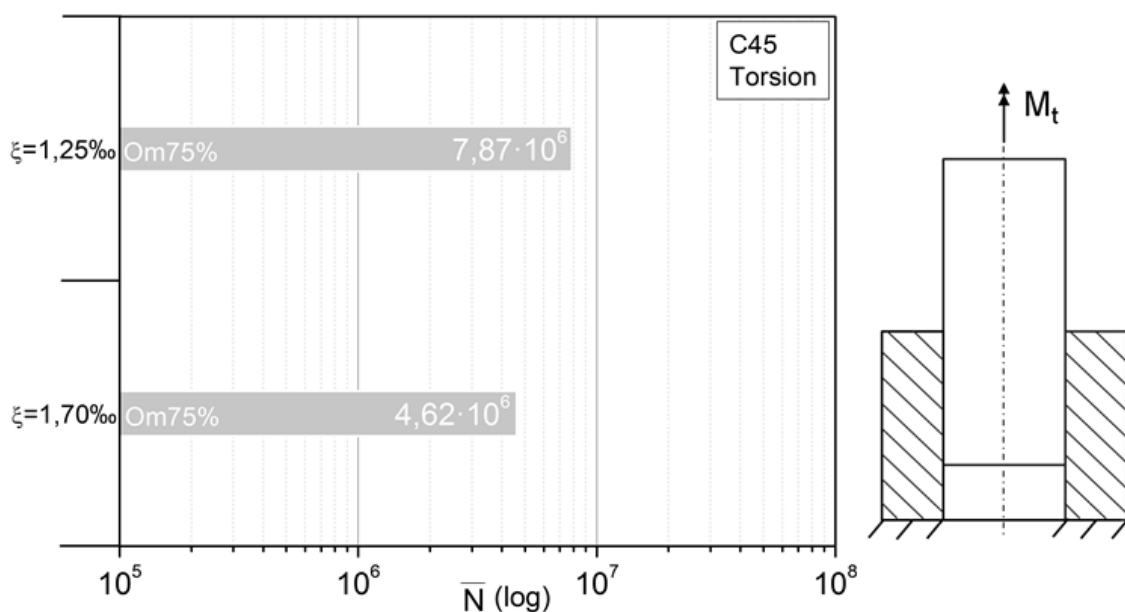


Bild 39: Erzielte Lebensdauerwerte in Zufallslastenversuchen mit C45+N unter Torsion

Der höherfeste Werkstoff 42CrMo4+QT ist ausschließlich in den Betriebslastenversuchen mit Torsion zum Einsatz gekommen. Dabei wurde ebenfalls der Einfluss des Übermaßes und der Kollektivkürzung untersucht. Die Ergebnisse sind zusammenfassend in **Bild 40** und **Bild 41** dargestellt.

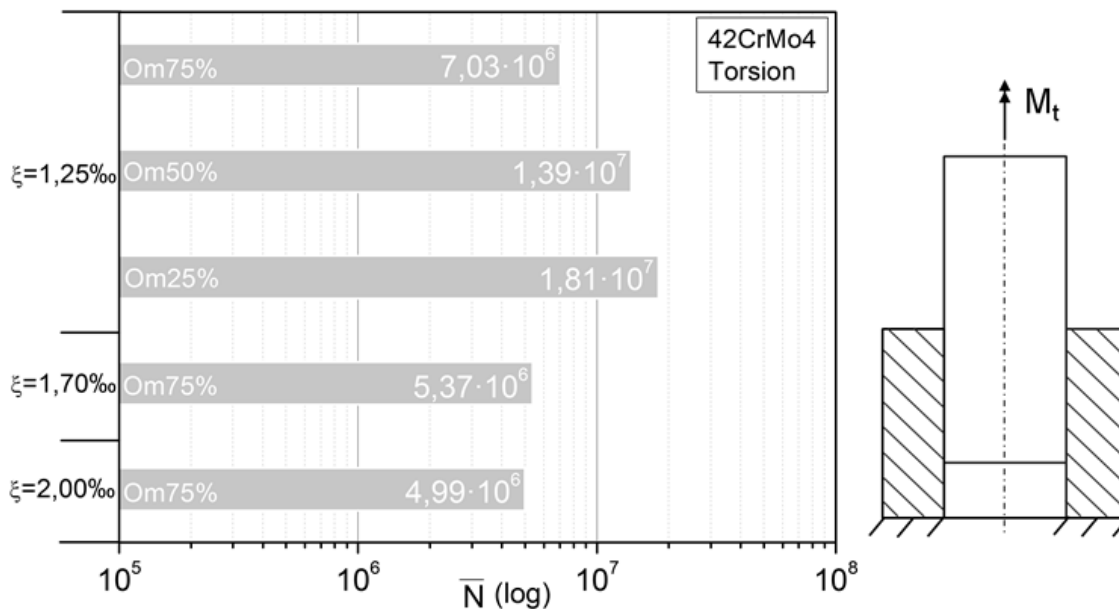


Bild 40: Erzielte Lebensdauerwerte in Zufallslastenversuchen mit 42CrMo4+QT unter Torsion

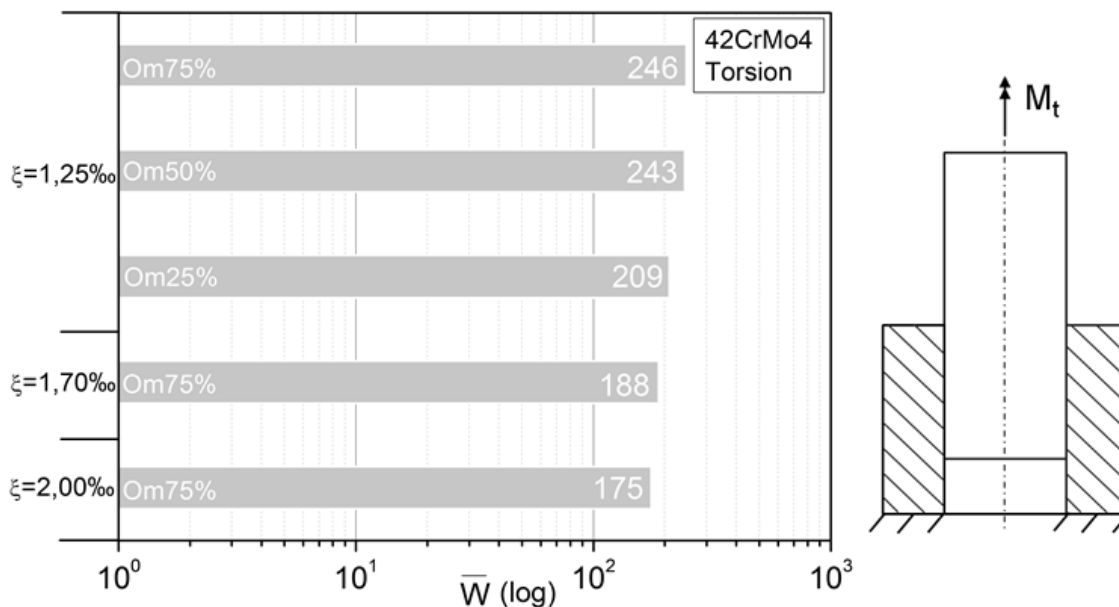


Bild 41: Erzielte Kollektiv-Wiederholungen in Zufallslastenversuchen mit 42CrMo4+QT unter Torsion

Es zeigt sich auch hier, analog zu den Torsionsversuchen mit C45+N, eine Verringerung der Lebensdauer mit größerer Fugenpressung. Diese Tendenz konnte, im Gegensatz zur Biegung, ebenfalls in den Zeitfestigkeitsversuchen beobachtet werden. Zum Einfluss der

Kollektivkürzung verhält es sich ähnlich wie bei Biegung. Versuche mit kleinen Amplituden zeigen keinen eindeutigen Einfluss auf die Schädigung. Kollektive mit 25% Kürzung bewirken zwar eine Verringerung der ertragbaren Kollektiv-Wiederholungen, allerdings wird dies durch die Versuche mit 50% Kürzung nicht bestätigt, da die Anzahl an Wiederholungen nahezu gleich der Versuche mit 75% Kürzung ist. Alle Einzelergebnisse aus den Zufallslastenversuchen sowie aus den Ein-Stufen-Versuchen sind im Anhang A1 tabellarisch aufgezeigt.

4.5.4 Bruch- und Schlupfcharakteristik

Im Anschluss an die Ermüdungsversuche wurden die Verbindungen hinsichtlich ihres Versagens begutachtet. Dies erfolgte in Form des Auftrennens der Naben und nicht durch das Auspressen, um das Erscheinungsbild der Wellen nicht zu verfälschen. Zur Analyse der Bruchflächen wurden anschließend die angerissenen Wellen geöffnet.

In **Bild 42** sind beispielhaft zwei Wellen nach dem Labortest unter Biegung dargestellt. Die Anrisse verlaufen erwartungsgemäß entlang der Nabenkante 90° zur Wellenlängsachse. In einigen Fällen wurde der Rissbeginn nicht an, sondern etwas hinter der Nabenkante festgestellt. Diese Unterschiede ließen sich jedoch nicht durchgängig speziellen Versuchsvarianten zuordnen. In der Kontaktfuge konnten ausgeprägte Passungsrostgebiete festgestellt werden. Diese wurden, ausgehend von der Nabenkante, zunächst vollständig geschlossen und zum Ende hin nur noch vereinzelt (inselförmig) vorgefunden. Unterschiede in den Erscheinungsbildern aus Versuchen mit verschiedenen Werkstoffen wurden nicht festgestellt.

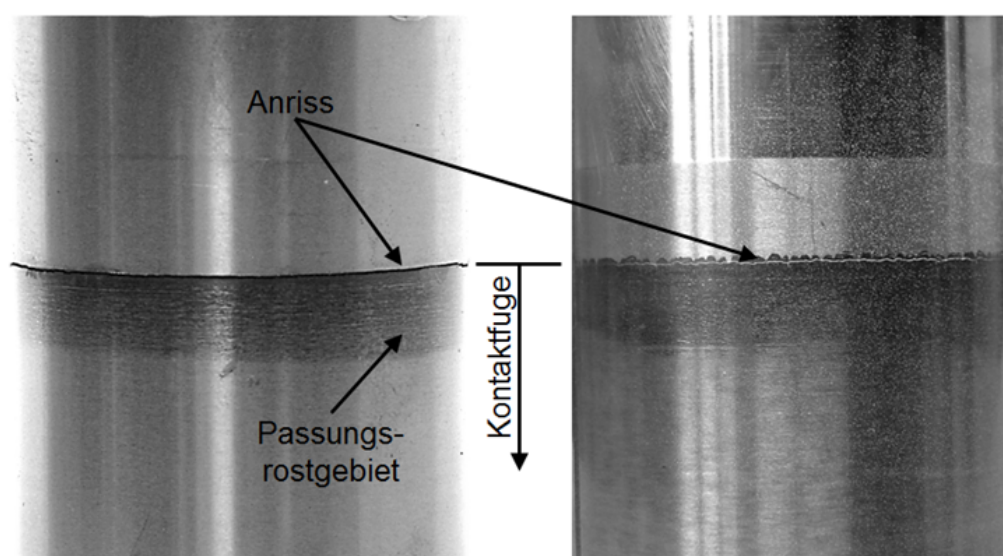


Bild 42: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Biegung gebrochenen bzw. angerissenen Wellen der Pressverbindungen

Ausgewählte Bruchflächen der biegebeanspruchten Wellen der Verbindungen sind in **Bild 43** dargestellt. Anhand der Bruchflächen ist festzustellen, dass der Rissinitiierungsprozess am gesamten Wellenumfang stattgefunden hat. Die am Außendurchmesser sichtbaren radialen Linien entstehen durch das Zusammentreffen mehrerer Anrisse. Im unteren Bereich, wo der Riss bereits weiter ins Innere fortgeschritten ist, kann davon ausgegangen werden, dass dort die ersten Anrisse aufgetreten sind. Die verbleibende Restbruchfläche ergibt sich infolge des Abschaltkriteriums des Prüfstandes.

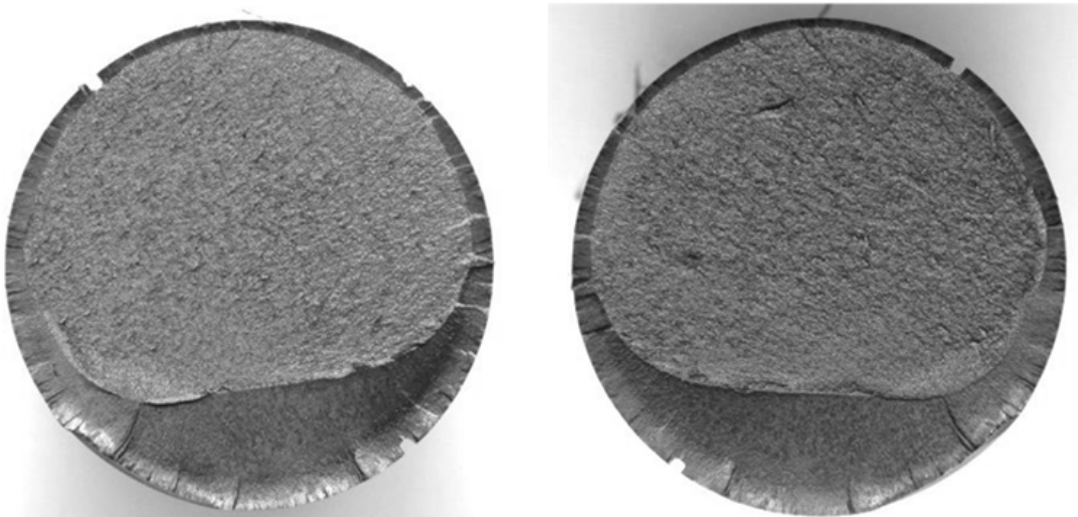


Bild 43: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Biegung gebrochenen bzw. angerissenen und im Nachhinein geöffneten Wellen der Pressverbindungen

Für den Torsionsfall wurde analog zur Biegung ein repräsentatives Erscheinungsbild gewählt, vgl. **Bild 44**. Die Makrorisse verlaufen erwartungsgemäß unter 45° zur Wellenlängsachse und entstehen unmittelbar an bzw. hinter der Nabenkante.

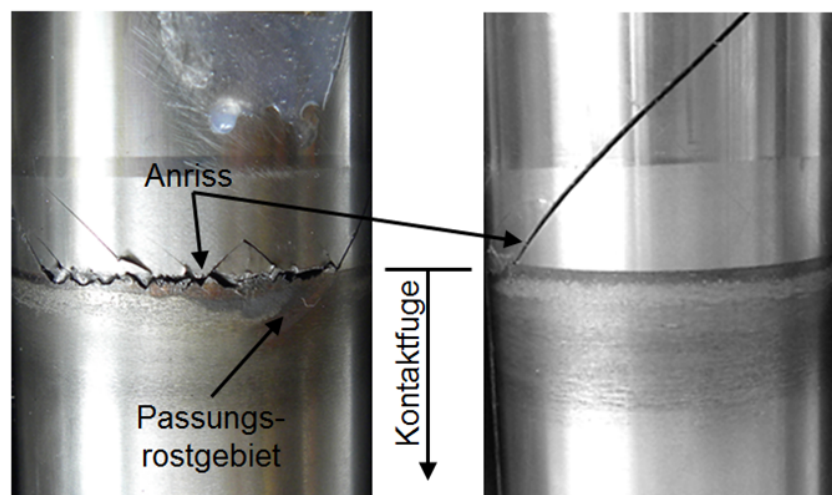


Bild 44: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Torsion gebrochenen bzw. angerissenen Wellen der Pressverbindungen

Wie auch bei Biegung sind deutliche Spuren von Mikrogleitbewegungen erkennbar. Diese Zonen sind zum Teil sehr stark von der Rissbildung bzw. vom Rissverlauf geprägt. Insgesamt ist im Vergleich zur Biegung ein in die Verbindung tiefer gehendes Schlupfgebiet sichtbar. Proben unter zufallsartiger Kollektivbelastung zeigen deutliche Rastlinien und kennzeichnen somit den Rissfortschritt während eines Kollektivdurchlaufes, siehe **Bild 45**.

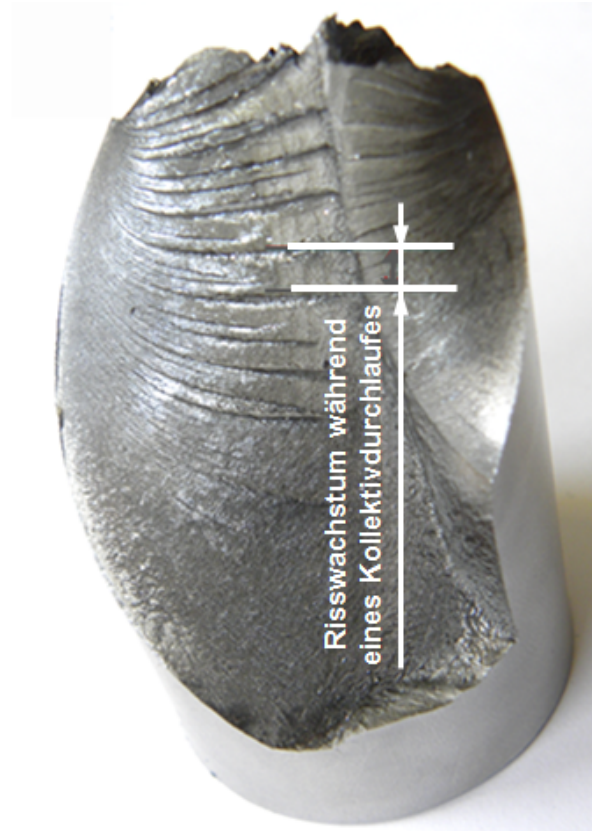


Bild 45: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Torsion gebrochenen bzw. angerissenen und im Nachhinein geöffneten Wellen der Pressverbindungen

5 Ableitung normativer Berechnungskennwerte

5.1 Kerbwirkungszahlen

Die allgemeine Definition der Kerbwirkungszahl K_f beschreibt das Verhältnis der Festigkeit der ungekerbten zur gekerbten Probe. Da in den Regelwerken die Festigkeitseinflüsse (Probengröße, Oberfläche, Mittelspannung und Belastungsart) separat betrachtet werden, darf daher nur der Unterschied in der Geometrie (Kerbe) vorliegen, wenn die Kerbwirkungszahl aus dem Experiment abgeleitet wird. Die Kerbwirkungszahl der Pressverbindung unter Biegung berechnet sich nach Gleichung 19.

$$K_{f,b} = \frac{\text{Probe ungekerbt}}{\text{Pressverbindung}} = \frac{\sigma_{W,b40}}{S_D} \quad (19)$$

Demnach ist die Biege-Wechselfestigkeit der ungekerbten polierten Probe mit einem Durchmesser von 40 mm ($\sigma_{W,b40}$) erforderlich. Unter gleichen Bedingungen wurden die Dauerfestigkeiten der Pressverbindungen (Kapitel 4) ermittelt. Lediglich die Oberflächenrauheit in der Verbindung entspricht nicht der polierten Probe. Daher wird ein möglicher Einfluss der Rauheit mit der Kerbwirkung vermischt, weshalb in einer späteren Nachweisrechnung mit einer experimentell ermittelten Kerbwirkungszahl der Rauheits-einfluss nicht berücksichtigt werden darf.

Aus den zu Beginn vorgestellten Werkstoffuntersuchungen ist allerdings nicht die Biege-Wechselfestigkeit, sondern die Zug-Druck-Wechselfestigkeit unter den oben genannten Bedingungen bekannt. Darüber hinaus war der Durchmesser hier 7,5 mm, weshalb für die Ableitung der experimentellen Kerbwirkungszahlen eine Umrechnung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit (7,5 mm) in die Biege-Wechselfestigkeit (40 mm) erforderlich ist. Hierzu ist bekannt, dass das Spannungsgefälle infolge Biegung im Vergleich zu Zug-Druck einen positiven Einfluss auf die Festigkeit bewirkt (Mikrostützwirkung), dieser Effekt jedoch mit zunehmender Probenabmessung geringer wird (Geometrischer Größeneinfluss).

Das bezogene Spannungsgefälle infolge Biegung kann nach Gleichung 20 berechnet werden.

$$G' = \frac{2}{D_F} \quad (20)$$

Die Stützzahl, also der betragsmäßige Einfluss des Spannungsgradienten auf die Festigkeit, kann nach der FKM-Richtlinie [4] abgeschätzt werden. Dort sind die Stützzahlen nach *Stieler* in Abhängigkeit des bezogenen Spannungsgefälles und des Werkstoffes auf-

getragen. Für die hier betrachteten Werkstoffe und den Durchmesser 40 mm ergibt sich die Stützzahl für Biegung nach Gleichung 21.

$$n_{\sigma} = 1 + G' \cdot mm \cdot 10^{-\left(\frac{R_m}{2700 \cdot MPa}\right)} \quad (21)$$

Für Torsion ist die Vorgehensweise beizubehalten, allerdings ist die Zugfestigkeit durch den Ausdruck $\sqrt{3}$ zu dividieren. Die Biege- sowie die Torsions-Wechselfestigkeit berechnen sich daraufhin nach den Gleichungen 22 und 23.

$$\sigma_{W,b40} = n_{\sigma} \cdot \sigma_{W,zd} \quad (22)$$

$$\tau_{W,t40} = n_{\tau} \cdot \frac{\sigma_{W,zd}}{\sqrt{3}} \quad (23)$$

Im Anschluss lassen sich die Kerbwirkungszahlen mit den Werten aus Kapitel 4 ableiten. In **Tabelle 10** sind alle Wechselfestigkeiten, Stützzahlen und Kerbwirkungszahlen für die durchgeführten Versuche zur Dauerfestigkeit zusammengefasst.

Tabelle 10: Aus den Dauerfestigkeitsversuchen ermittelte Kerbwirkungszahlen sowie die dafür erforderlichen Umrechnungsfaktoren

		C45+N ($R_m = 671^* \text{ MPa}$)	42CrMo4+QT ($R_m = 1049 \text{ MPa}$)
$\sigma_{W,zd(7,5 \text{ mm})}$	[MPa]	271	470
G'	[1/mm]	0,05	0,05
n_{σ}	[-]	1,03	1,02
n_{τ}	[-]	1,04	1,03
$\sigma_{W,b40}$	[MPa]	279	479
$\tau_{W,t40}$	[MPa]	163	279
$K_{f,b}$	[-]	2,5	2,8
$K_{f,t}$	[-]	1,4	2,1

* Mittelwerte aus 2 Chargen

An dieser Stelle ist zu bemerken, dass in der Literatur unterschiedliche Konzepte zur Umwertung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit in die Biege-Wechselfestigkeit unter Einbeziehung des Größeneinflusses existieren. Nach DIN 743 würde beispielsweise eine höhere Biege-Wechselfestigkeit als oben angegeben berechnet werden, was zu größeren Kerbwirkungszahlen führen würde. Auch eine Unterscheidung der Festigkeitswerte in Flachbiegung und Umlaufbiegung wäre streng genommen sinnvoll, jedoch geht aus der

Literatur nicht eindeutig hervor, welche Variante eine höhere Festigkeit aufweist. Hierzu existieren zum Teil gegensätzliche Aussagen [53]. Die hier vorgenommene Umwertung erfolgte deshalb mit der FKM-Richtlinie, weil die später vorgestellte Berechnungsmethode ebenfalls auf Basis der Richtlinie vollzogen wird. Daher werden auch in dieser Arbeit, insbesondere in Kapitel 6, die Formelzeichen der FKM-Richtlinie verwendet.

Den Stand der Technik zu Kerbwirkungszahlen von Pressverbindungen repräsentieren die aktuellen Normen und Richtlinien DIN 743 und FKM-Richtlinie, aufgetragen in **Bild 46**. Weiterhin sind in diesem Diagramm die Kerbwirkungszahlen der ehemaligen TGL 19340 [54] aufgezeigt. Alle dargestellten Normwerte stützen sich hauptsächlich auf die Arbeiten von *Lehr*, *Puchner* und *Nishioka* (siehe auch *Seefluth* [11]). Sie basieren auf Ergebnissen von untersuchten Standardpressverbindungen, d. h. Verbindungen mit Wellen ohne benachbarte Kerbe wie z. B. der Wellenabsatz. In der Literatur ist hierfür häufig der Begriff Pressverbindung mit glatter Welle zu finden. In Bild 46 sind darüber hinaus die hier ermittelten Kerbwirkungszahlen aus Tabelle 10 aufgetragen. Im Mittel fügen sich diese Werte relativ gut in die Normwerte ein. Die größte Abweichung liegt bei etwa 10%.

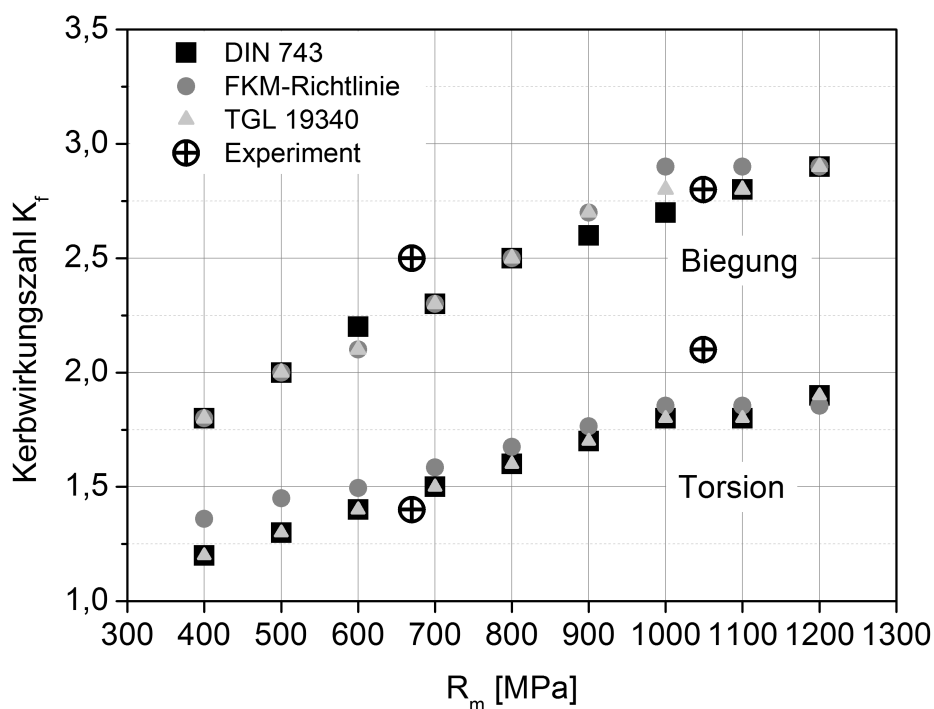


Bild 46: Kerbwirkungszahlen aus Richtlinien und Normen im Vergleich zu den ermittelten Kerbwirkungszahlen aus Kapitel 4; $D_F = 40$ mm

In [13] erfolgte eine Analyse zur Treffsicherheit der Dauerfestigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen. Hierbei wurden insgesamt 38 Ergebnisse (Mittelwerte) aus Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Press- und Passfederverbindungen der DIN 743-Berechnung

gegenübergestellt. Die Randbedingungen in Form der Belastung, des Werkstoffes, des Übermaßes sowie der Mittelspannung waren unterschiedlich und lagen innerhalb folgender Grenzen:

- Werkstoffe: Bau- und Vergütungsstähle; $R_m = 527$ bis 1050 MPa
- Belastung: Biegung; Torsion; mit und ohne Mittelspannung
- Durchmesser: $D_F = 25$ bis 240 mm
- Nabenwandstärke: $Q_A = 0,5$ bis 0,75; sowie unterschiedliche Übermaße.

Die in **Bild 47** dargestellte Gegenüberstellung zwischen Berechnung und Experiment zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zum Mittelwert. Zudem liegen die Ergebnisse zum Großteil innerhalb einer 20%-Fehlergrenze, wonach unter Anwendung des empfohlenen Sicherheitsfaktors von 1,2 nahezu alle Punkte als sicher zu betrachten sind. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass beispielsweise das Übermaß, im Gegensatz zu den vorgestellten Betriebsfestigkeitsversuchen, hier nicht wesentlich zur Änderung der Dauerfestigkeit führt, da dieses nach DIN 743 nicht als Einflussparameter berücksichtigt wird.

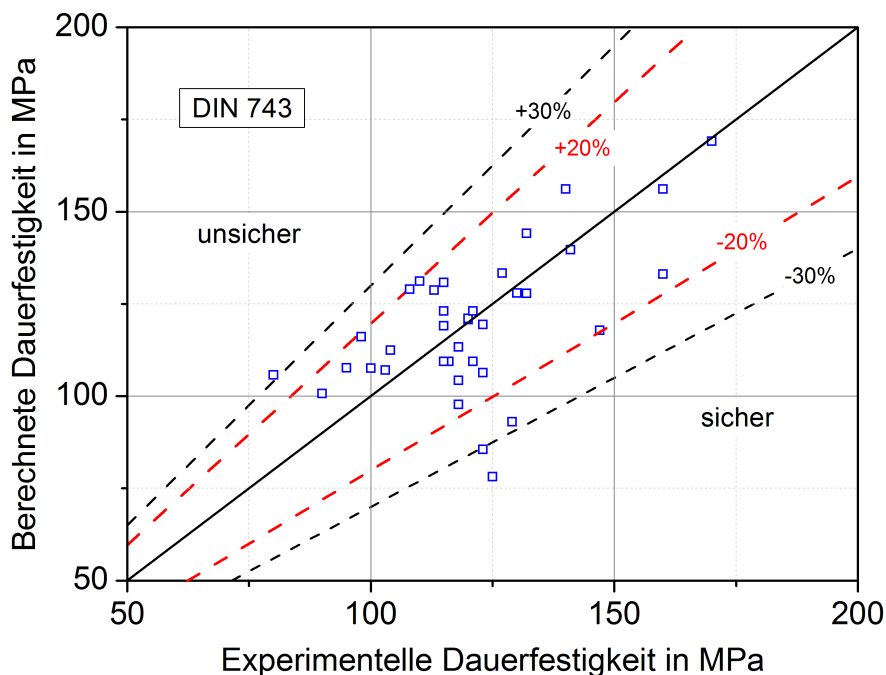


Bild 47: Gegenüberstellung von berechneten und experimentellen Dauerfestigkeiten an ausgewählten Welle-Nabe-Verbindungen [13]; berechnet nach DIN 743

Weiterhin wurde in den Untersuchungen festgestellt, dass besonders die Werkstoffesfestigkeit (Zugfestigkeit) bzgl. der Dauerfestigkeit entscheidend ist. Der Einfluss der Bauteilgröße sowie der Einfluss der Mittelspannung sind weniger einflussreich. Dies wird in

Bild 48 deutlich, wo die gleichen Ergebnisse ausschließlich in Relation zur Zugfestigkeit ($0,19 \cdot R_m$) gesetzt worden sind. Die Mehrheit der Ergebnisse liegt immer noch innerhalb einer Fehlergrenze von 20%. Einschränkungen bestehen jedoch hinsichtlich gehärteten bzw. oberflächenbehandelten Verbindungen, welche in den Auswertungen nicht berücksichtigt wurden. Auch der Einfluss von Beschichtungen wurde hier nicht betrachtet. Mit dieser Erkenntnis lässt sich die Dauerfestigkeit unabhängig von der Belastung innerhalb der oben angegebenen Grenzen einfach und schnell abschätzen.

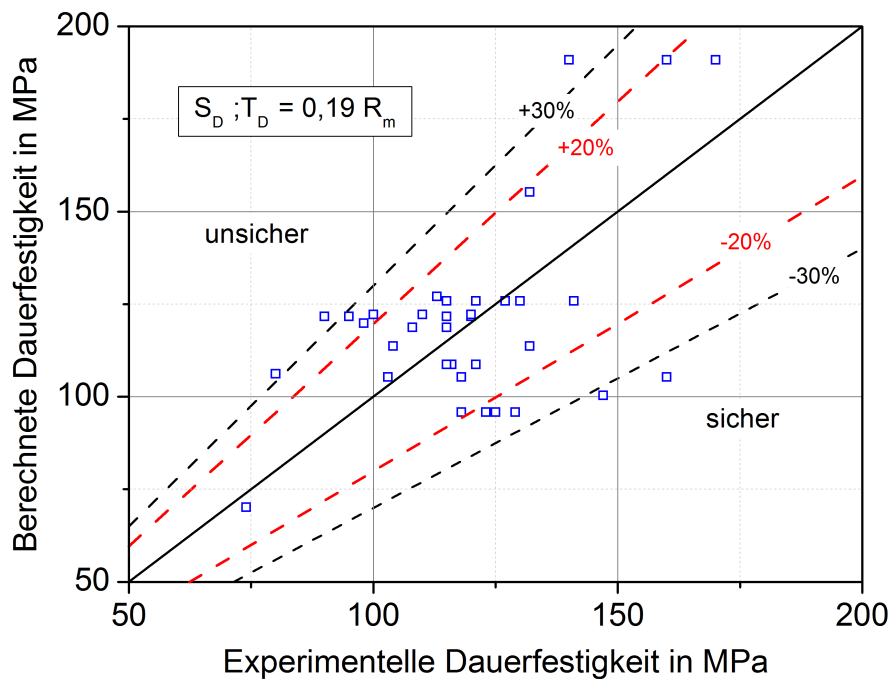


Bild 48: Gegenüberstellung von berechneten und experimentellen Dauerfestigkeiten an ausgewählten Welle-Nabe-Verbindungen [13]; berechnet mit $0,19 \cdot R_m$

5.2 Schadenssummen

In Kapitel 4 wurden die Ergebnisse zu den Schwing- sowie zu den Betriebsfestigkeitsversuchen in Form von erzielten Lebensdauern vorgestellt. In diesem Abschnitt wird der Bezug zwischen Wöhlerlinie und Lastkollektiv hergestellt. Dies erfolgt mit der Schadenssumme D (Gleichung 16), welche nach der linearen Schadensakkumulation nach *Miner* für jeden Betriebslastenversuch berechnet werden kann.

Hinsichtlich der Berücksichtigung von Amplituden unterhalb der Dauerfestigkeit wurden die im Kapitel 3 vorgestellten *Miner*-Modifikationen betrachtet. Neben der originalen Form (or) sind dies die Methoden *Miner*-elementar (el), *Miner*-modifiziert (mo) und *Miner*-erweitert (er). Weiterhin wurden sowohl die Einzel-Wöhlerlinien als auch die gemittelten Wöhlerlinien für Biegung und Torsion in die Analyse einbezogen.

Die Schadenssummen wurden für die nachstehenden Betrachtungen aus den gemittelten Lebensdauerwerten und den aufgezeigten Wöhlerlinien berechnet. Somit entsprechen die Schadenssummen bzgl. der untersuchten Varianten ebenfalls gemittelten Werten. Die folgenden Bewertungen und Vergleiche erfolgten am Beispiel der Einzel-Wöhlerlinien und der Methode *Miner*-elementar.

Bild 49 zeigt den Einfluss des Übermaßes für Pressverbindungen aus C45+N unter Biegung auf die Schadenssumme. Hierbei wird der bereits beschriebene Effekt der längeren Lebensdauer in Form einer höheren Schadenssumme mit größer werdendem Übermaß deutlich. Der Zusammenhang zwischen Lebensdauer und Schadenssumme in Bezug auf das Übermaß gilt für alle untersuchten Varianten.

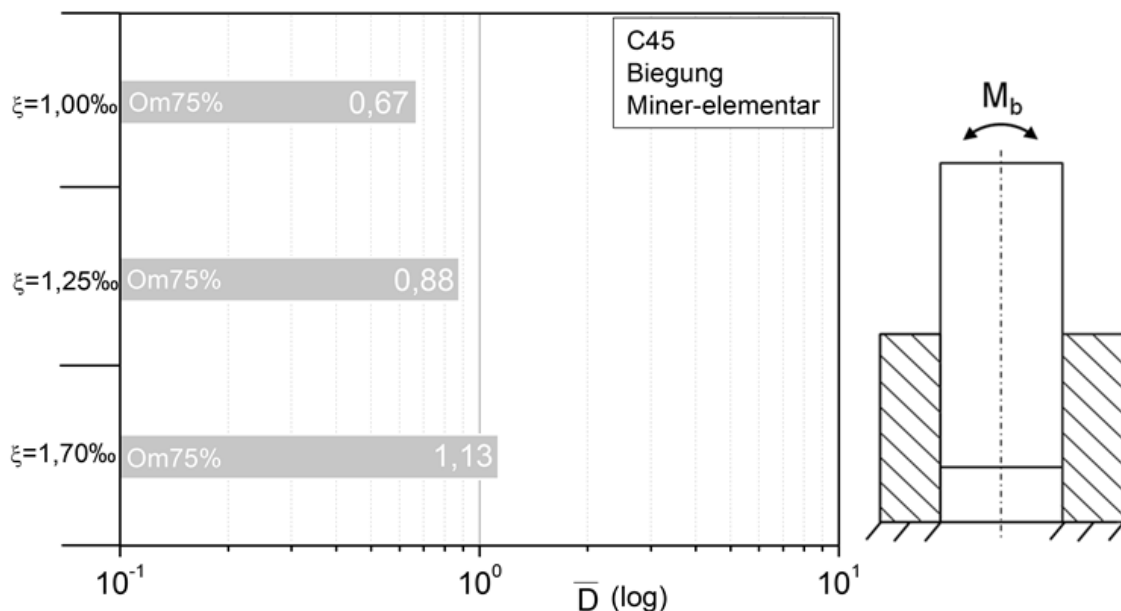


Bild 49: Vergleich der Schadenssummen für unterschiedliche Übermäße am Beispiel C45, Biegung, Einzel-Wöhlerlinie, Miner-elementar und Omission 75%

Im Weiteren wurden die Schadenssummen hinsichtlich der Werkstoffe verglichen, da bisher anhand der Lebensdauerwerte hierzu keine Aussagen getroffen werden konnten. Der Vergleich erfolgte anhand der Torsionsversuche mit zwei unterschiedlichen Übermaßen, vgl. **Bild 50**.

Zunächst ist festzustellen, dass bzgl. der Übermäße bei Torsionsbelastung der bereits beschriebene Effekt einer geringeren Lebensdauer und somit auch Schadenssumme, im Gegensatz zur Biegung auftritt. Hinsichtlich der Werkstoffe zeigen die Ergebnisse deutlich größere Schadenssummen für den höherfesten Werkstoff (42CrMo4+QT), d. h. bei veränderlichen Belastungen (Betriebslasten) verhält sich dieser Werkstoff unkritischer als der Werkstoff C45+N.

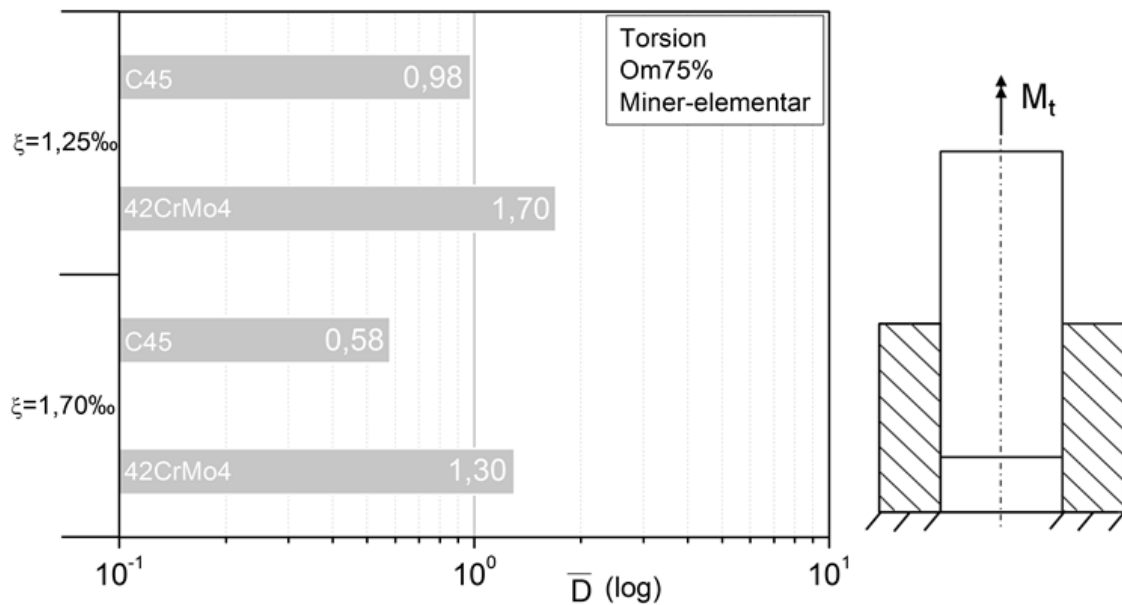


Bild 50: Vergleich der Schadenssummen für zwei unterschiedliche Werkstoffe am Beispiel Torsion, Einzel-Wöhlerlinie, Miner-elementar und Omission 75%

Eine Begründung hierfür könnte das unterschiedliche Lastniveau sein, wobei davon auszugehen ist, dass bei dem höherfesten Werkstoff größere nichtlineare Effekte infolge der Relativbewegung zwischen Welle und Nabe auftreten.

Ein weiterer Vergleich kann zwischen den beiden Belastungsarten erfolgen. Für den Werkstoff C45+N wurde dieser anhand zweier Übermaße durchgeführt. Die Ergebnisse sind in **Bild 51** dargestellt.

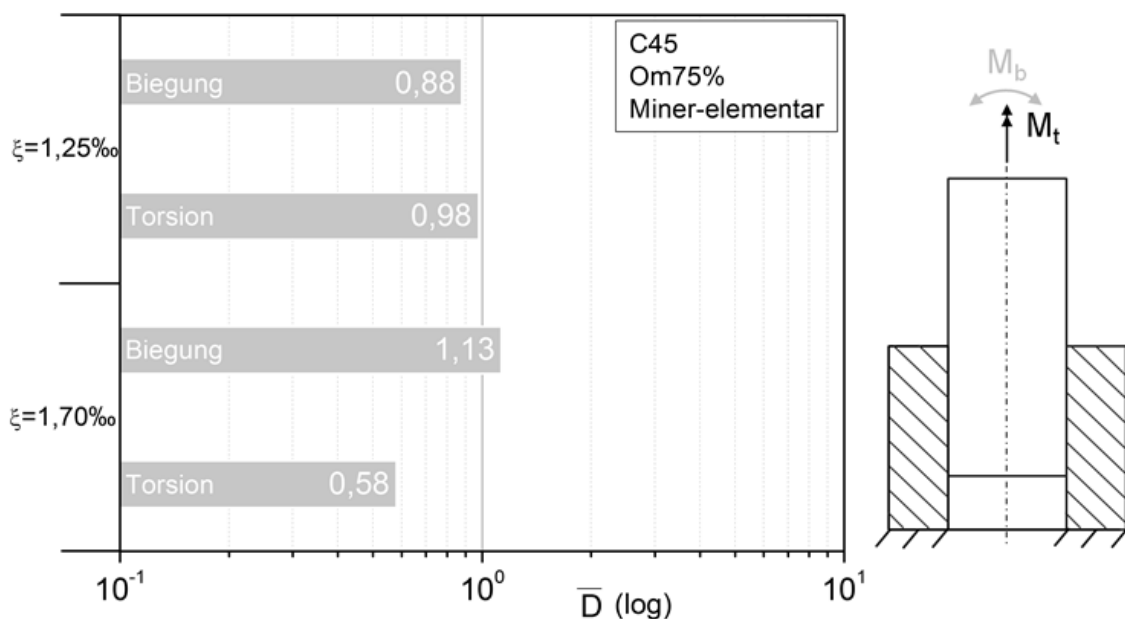


Bild 51: Vergleich der Schadenssummen für Biegung und Torsion am Beispiel C45, Einzel-Wöhlerlinie, Miner-elementar und Omission 75%

Es ist festzustellen, dass bei kleinerem Übermaß ($\xi = 1,25\%$) die Schadenssummen für Biegung und für Torsion ähnlich groß sind. Bei größeren Übermaßen ($\xi = 1,70\%$) zeigt sich der gegensätzliche Einfluss des Übermaßes, wodurch die Unterschiede zwischen beiden Schadenssummen sehr groß werden (Faktor 2).

In der Literatur ist es üblich eine gesamtheitliche Auswertung der Schadenssummen vorzunehmen, welche eine bessere statistische Aussagekraft besitzt. Der Bereich der Einzel-Schadenssummen erstreckt sich über alle Parameter zwischen $D = 0,4 \dots 2,4$ unter Berücksichtigung der Einzel-Wöhlerlinien und zwischen $D = 0,5 \dots 2,6$ unter Berücksichtigung der gemittelten Wöhlerlinien (ohne *Miner*-original). Bezüglich der *Miner*-Modifikationen ist, wie erwartet, die Reihenfolge $\bar{D}_{el} > \bar{D}_{er} > \bar{D}_{mo} > \bar{D}_{or}$ zutreffend.

Unter Anwendung der Relativen *Miner*-Regel ist die Anpassung der Schadenssumme von einigen Faktoren wie z. B. der Kollektivform abhängig. Wichtiger für eine spätere Festigkeitsberechnung ist jedoch die Verteilung bzw. die Streuung der Ergebnisse um ihren Mittelwert. Hierzu wurde zur Berechnung der Vertrauenswahrscheinlichkeit P die Schätzformel nach *Roscow* (Gleichung 24) herangezogen.

$$P = \frac{3 \cdot j - 1}{3 \cdot n + 1} \quad (24)$$

Bild 52 zeigt die Auswertung der Vertrauenswahrscheinlichkeit der Schadenssummen mit der Auswertung der Einzel-Wöhlerlinien.

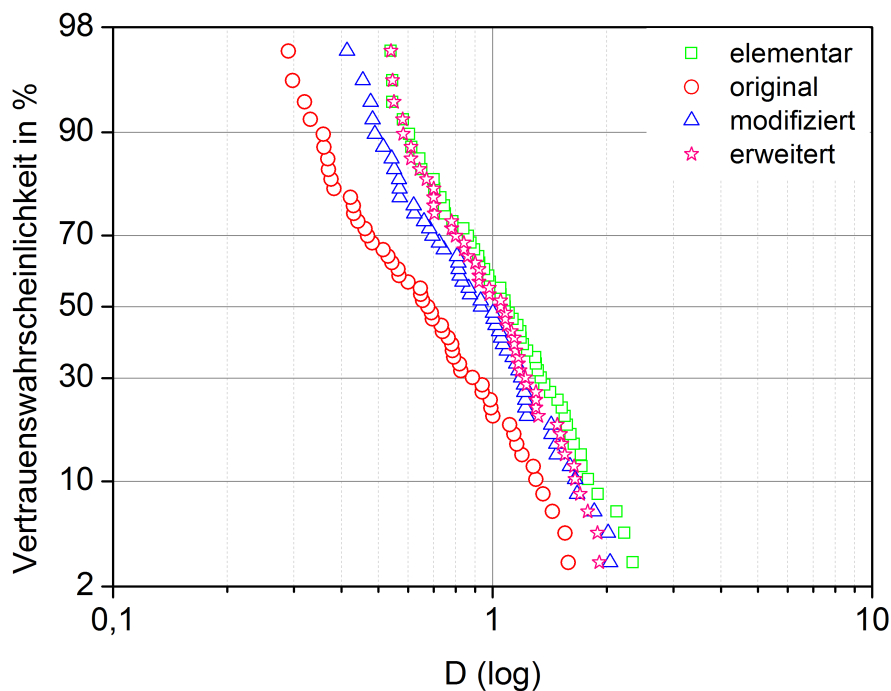


Bild 52: Vertrauenswahrscheinlichkeit der ermittelten Schadenssummen nach unterschiedlichen *Miner*-Modifikationen auf Basis der Einzel-Wöhlerlinien

Dabei wurden alle vier Modifikationen in die statistische Auswertung einbezogen. Diese Art der Darstellung erlaubt eine schnelle Aussage über den Mittelwert und über die Streuung der Ergebnisse. Dieselbe Auswertung wurde zum Vergleich mit den gemittelten Wöhlerlinien durchgeführt, siehe **Bild 53**.

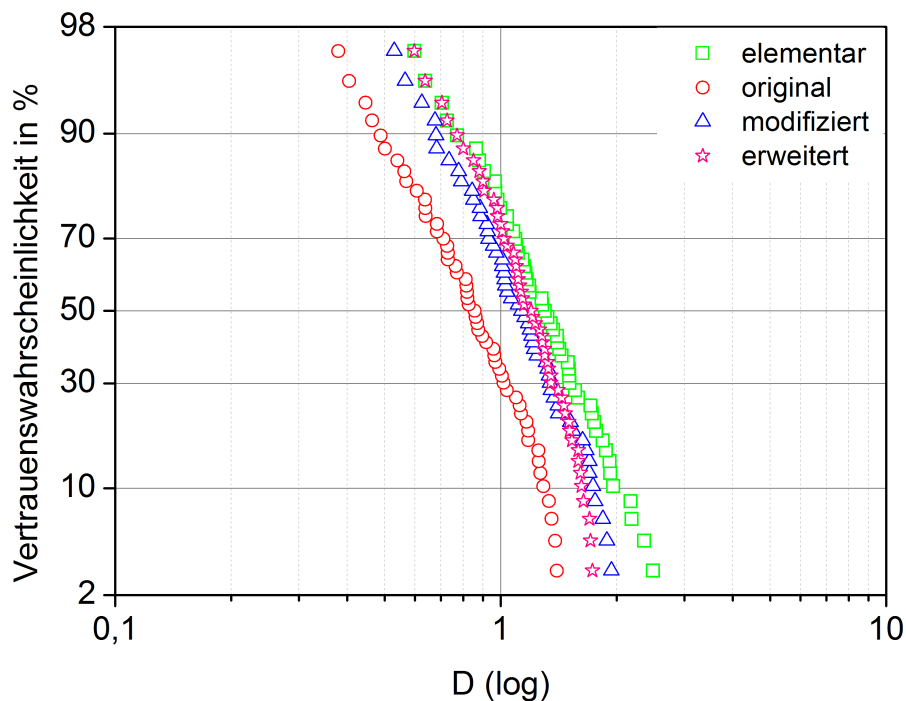


Bild 53: Vertrauenswahrscheinlichkeit der ermittelten Schadenssummen nach unterschiedlichen Miner-Modifikationen auf Basis der gemittelten Wöhlerlinien

Die Bewertung der dargestellten Ergebnisse erfolgt auf Basis der Zuordnung der häufig herangezogenen Wahrscheinlichkeiten 10%, 50% und 90%, siehe **Tabelle 11**. Die Mittelwerte bewegen sich bei beiden Auswertungsvarianten etwa um den Wert $D = 1$. Dies gilt für alle *Miner*-Modifikationen bis auf die originale Form, bei der die mittleren Schadenssummen niedriger liegen, da hier die Laststufen unterhalb der Dauerfestigkeit in der Berechnung nicht berücksichtigt werden.

Tabelle 11: Vertrauenswahrscheinlichkeiten P für 10%, 50% und 90% und Streuspannen T_D

	Einzel-Wöhlerlinie				Gemittelte Wöhlerlinie			
	el	or	mo	er	el	or	mo	er
$D_{P90\%}$	0,64	0,35	0,53	0,63	0,81	0,52	0,71	0,81
$D_{P50\%}$	1,07	0,66	0,91	1,00	1,29	0,83	1,12	1,16
$D_{P10\%}$	1,80	1,23	1,59	1,60	2,03	1,31	1,72	1,71
$T_{D,(P10\%/P90\%)}$	2,81	3,63	3,00	2,54	2,51	2,52	2,42	2,19

Eine Gegenüberstellung der erzielten Ergebnisse mit Erfahrungswerten aus der Literatur zeigt **Bild 54**. Hierbei wurde die effektive Schadenssumme nach der Methode *Miner*-elementar über dem Lebensdauervielfachen $\bar{N}/N$ aufgetragen. Interessanterweise fügen sich die hier gemittelten Schadenssummen sehr gut in das dargestellte Streuband ein. Für Kollektive mit kleinerer Völligkeit, also größeren Lebensdauervielfachen, ist demnach auch bei Pressverbindungen eine Verringerung der effektiven Schadenssumme entsprechend Bild 54 zu vermuten.

Weiterhin sind für die experimentell ermittelten Schadenssummen in Tabelle 11 die Streuspannen T_D aufgetragen, welche aus dem Verhältnis der Vertrauenswahrscheinlichkeiten für 10% und 90% berechnet wurden. Hierbei ergeben sich Streuspannen im Bereich $T_D = 2 \dots 3$ (ohne *Miner*-original), was bezogen auf die untersuchte Variantenvielfalt (Belastung, Werkstoff und Übermaß) relativ niedrig erscheint und sich ebenfalls gut in das Streuband in Bild 54 einordnen lässt. Die kleinste Streuung wird mit der Methode *Miner*-erweitert nach DIN 743 erzielt.

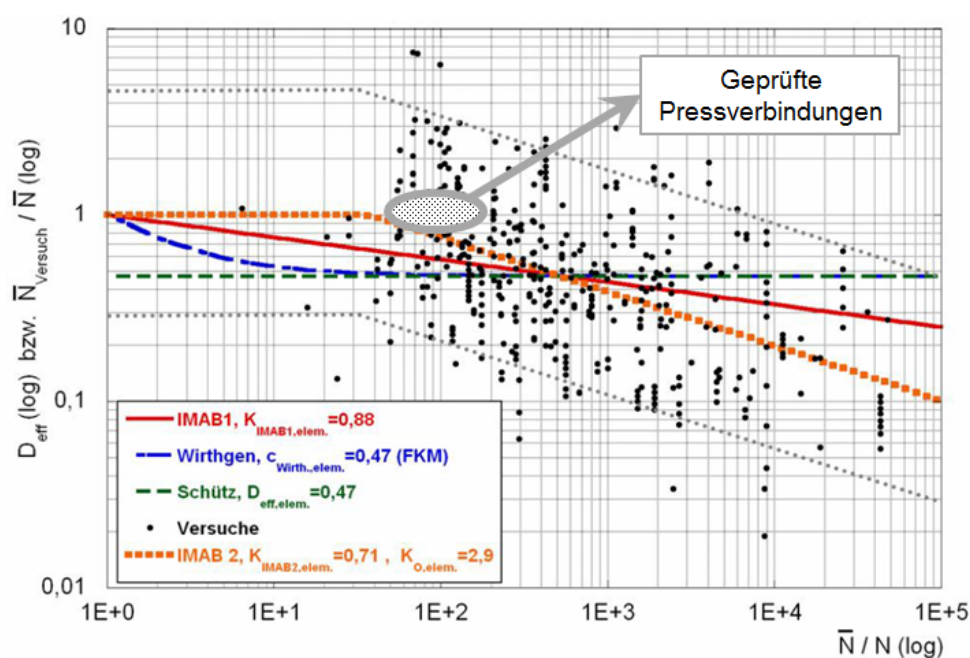


Bild 54: Gegenüberstellung der erzielten Ergebnisse zu Literaturwerten; Diagramm aus [43]

6 Gegenüberstellung Pressverbindung - Kerbe

6.1 Ausgangssituation

Die ermittelten Ergebnisse aus den vorangegangenen Kapiteln sind streng genommen nur für die untersuchten Varianten gültig. Dies betrifft hauptsächlich die Geometrie und die Werkstoffe der Verbindung. Aus Gründen der Fertigung, aber auch um eine höhere Werkstoffausnutzung zu erzielen, kommen in der Praxis häufig zu der hier untersuchten Standardpressverbindung andere Geometrien, z. B. Pressverbindungen mit abgesetzter Welle, zum Einsatz. Eine Übertragung der Ergebnisse auf solche Geometrien kann jedoch nur gelingen, wenn Pressverbindungen ein ähnliches Verhalten wie klassische Kerben aufweisen. Für diese existieren bewährte Konzepte, bei denen in Abhängigkeit der Geometrie und des Werkstoffes die Ermüdungsfestigkeit berechnet werden kann. Liegt jedoch eine hohe Empfindlichkeit der örtlichen Kenngrößen wie Fugendruck, Reibwert, Schlupf, Plastifizierung und Verschleiß auf die Festigkeit vor, ist eine Übertragung der hier erzielten Ergebnisse auf andere Konfigurationen kaum vorstellbar. Daher werden nachfolgend eine scharfe Absatzkerbe sowie eine der Pressverbindung gleichwertige Absatzkerbe der kraftschlüssigen Verbindung gegenübergestellt.

6.2 Wellenabsatz mit scharfer Kerbe

Die der Standardpressverbindung geometrisch ähnlichste Kerbe ist ein Wellenabsatz mit einer scharfkantigen Kerbe (Ecke), vgl. **Bild 55**. In [55] wurde eine derartige Kerbe bzgl. der Dauerfestigkeit experimentell untersucht.

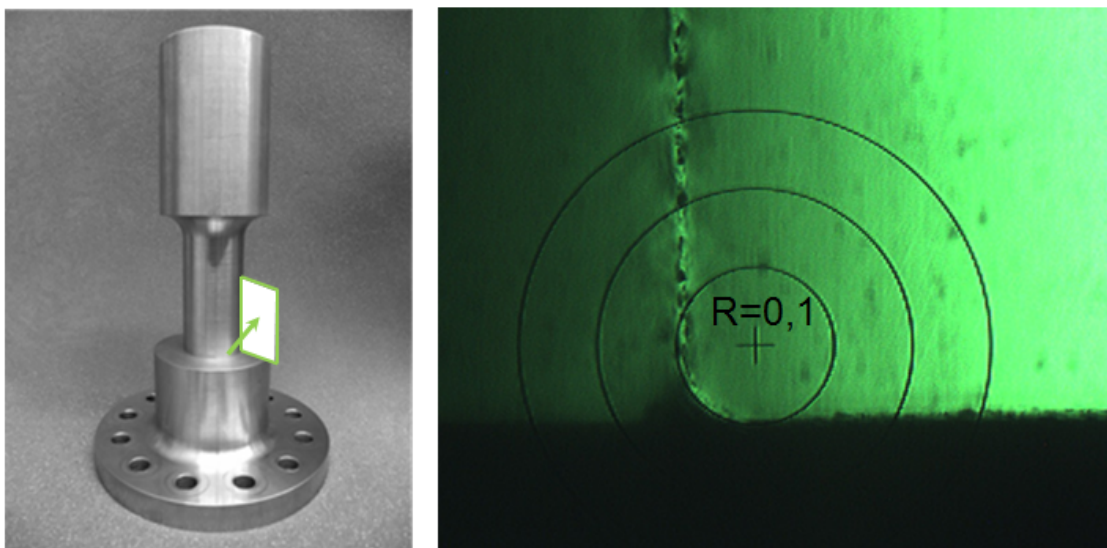


Bild 55: Welle mit Absatz und scharfkantigem Übergang ($R = 0,1 \text{ mm}$) nach [55]

Fertigungsbedingt ergab sich allerdings ein minimaler Kerbradius von $R = 0,1$ mm. Alle weiteren Abmessungen wurden zur hier untersuchten Standardpressverbindung gleich gehalten. Weiterhin waren der Werkstoff (C45+N) sowie die Belastungsart (Biegung bzw. Torsion) analog zu den Bedingungen der hier vorgestellten Experimente. **Bild 56** zeigt den Vergleich zwischen den in [55] ermittelten Dauerfestigkeiten der Pressverbindung und der scharf gekerbten Welle. Hierbei ist zu bemerken, dass die Ergebnisse der scharf gekerbten Welle nur auf wenigen Stichprobenversuchen beruhen. Trotzdem deuten die Ergebnisse darauf hin, dass die Pressverbindung die weniger kritischere Kerbe darstellt. Die abgeschätzte Dauerfestigkeit der scharf gekerbten Welle liegt bei Biegung ca. 25% und bei Torsion knapp 10% unter derer der Pressverbindung. Weiterhin ist zu konstatieren, dass die Werte aus den Versuchen an Pressverbindungen sehr nah an den in Kapitel 4 vorgestellten liegen.

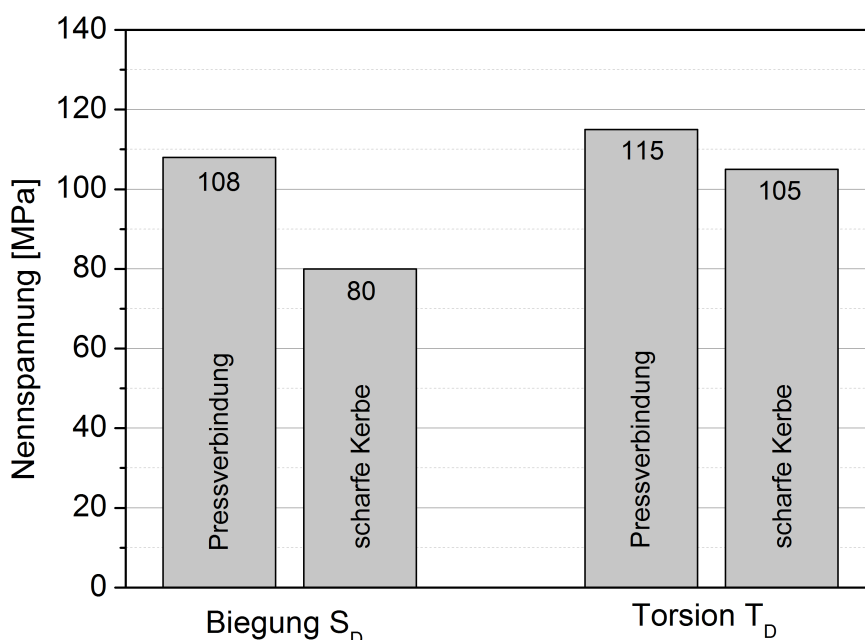


Bild 56: Vergleich nennspannungsbezogener Dauerfestigkeiten zwischen einer Standardpressverbindung und einem scharf gekerbten Wellenabsatz [55]; Durchmesser 40 mm

Zur Bewertung dieser Ergebnisse erfolgte auf Basis des Vergleiches eine Analyse der auftretenden Beanspruchungen für beide Fälle. Hierzu wurde ein 3D-FE-Modell mit elastischen Materialeigenschaften, bestehend aus einer Welle und einer Nabe (siehe **Bild 57**), erstellt. Bei der simulierten Verbindung wurde zwischen Welle und Nabe ein Kontakt definiert. Das bezogene Übermaß betrug $\xi = 1,0\%$ und der Reibwert im Kontakt betrug $\mu = 0,3$. Im Fall der scharfen Kerbe wurde bewusst kein Radius als Übergang definiert, um auf das bestehende Modell zurückgreifen zu können. Es erfolgte hierbei eine Verbindung der Elementknoten von Welle und Nabe zu einem Kontinuum. Die Modellierung eines Radius würde hingegen ein verändertes FE-Netz erfordern, was den

Vergleich beider Modelle erschwert hätte. Die Elementlänge im Modell in axialer und radialer Richtung beträgt bezogen auf den Wellendurchmesser 2,5‰. In Bild 57 ist zudem der Auswertepfad für die Spannungen aufgetragen, welcher ausgehend von der Kontaktfuge über die Nabenkante hin zum ungestörten Wellenquerschnitt verläuft. Die Einleitung der Last (Biegung bzw. Torsion) erfolgte links in Bild 57 am freien Wellenende, die Ausleitung über die Einspannung rechts am Nabenende.

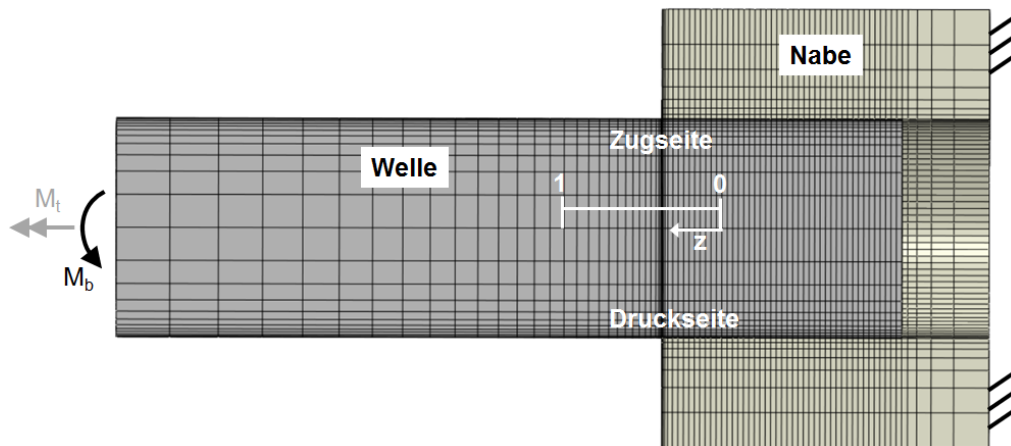


Bild 57: 3D-FE-Modell zum Vergleich der Beanspruchung im Pressverband (Reibkontakt mit $\mu = 0,3$ und $\xi = 1,0\text{‰}$) mit einem scharfkantigen Wellenabsatz (Knoten von Welle und Nabe zum Kontinuum verbunden)

Aufgrund der Kantensingularität liegt der Fokus der Auswertung nicht in der absoluten Größe der Spannungen. Hier sind mit einer feiner werdenden Vernetzung entsprechend höhere Spannungen zu erwarten. Ausschlaggebend ist das Verhältnis der Beanspruchungen beider Varianten zueinander. **Bild 58** zeigt die auf die Nennspannung bezogene axiale Normalspannung entlang des Auswertepfades bei Biegebelastung für die Pressverbindung und für den scharfkantigen Wellenabsatz.

Für den Ermüdungsprozess maßgeblich ist der wiederkehrende Spannungsausschlag; die sog. Spannungsamplitude. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben, entstehen allein infolge des Aufschrumpfens im Bereich der Nabenkante Spannungen in axialer Richtung, vgl. Bild 58. Das Vorzeichen dieser statisch wirkenden Spannungen ist hinter der Nabenkante innerhalb des Kontaktes negativ und vor der Nabenkante (freie Oberfläche) positiv. Für den Vergleich der Amplituden beider Varianten wurde der statische Anteil der Spannungen bei der Pressverbindung abgezogen, sodass der dynamische Anteil, siehe Bild 58 rechts, verbleibt. Das Ergebnis zeigt einen um etwa 35% größeren Spannungsausschlag der scharfkantigen Welle gegenüber der Pressverbindung. Weiterhin ist festzustellen, dass auf der Zugseite die Oberspannungen beider Varianten einen größeren Unterschied aufweisen als die Unterspannungen auf der Druckseite. Das heißt, die Kerbe der Pressverbindung ist im Druckbereich der scharfkantigen Welle sehr ähnlich.

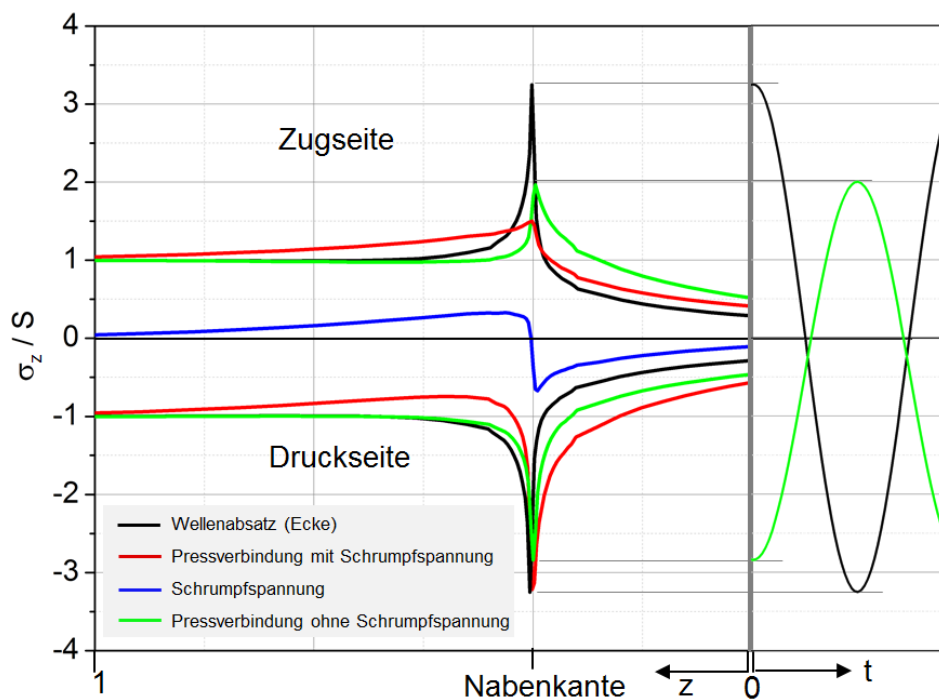


Bild 58: Bezogene axiale Normalspannung der Pressverbindung und des scharfkantigen Wellenabsatzes unter Biegung entlang des Pfades in Bild 57 sowie über der Zeit

Im Fall der Torsionsbelastung wurde, wie in **Bild 59** dargestellt, die Schubspannung entlang des Auswertepfades aufgetragen. Hierbei erfolgte analog zur Biegung ein Bezug der örtlichen Spannung auf die Torsionsnennspannung.

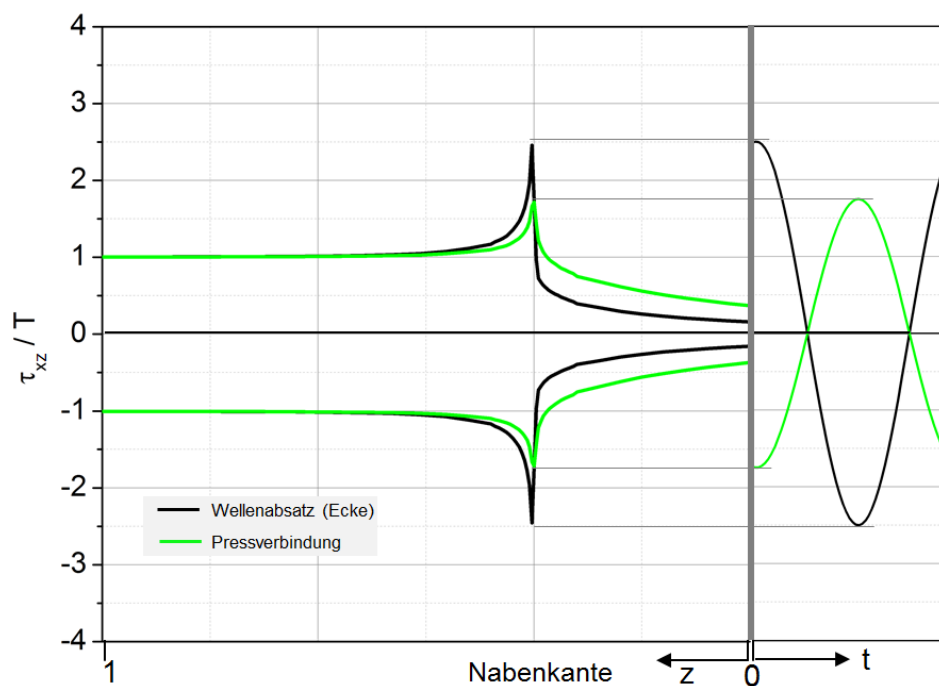


Bild 59: Bezogene Schubspannung der Pressverbindung und des scharfkantigen Wellenabsatzes unter Torsion entlang des Pfades in Bild 57 sowie über der Zeit

Da es infolge des Aufschumpfens nicht zur Ausbildung von Schubspannungen kommt (reibungsfreies Aufschumpfen), muss bei dieser Darstellung nicht zwischen statischen und dynamischen Spannungen unterschieden werden. Wie auch bei Biegung ergibt sich ein ähnlicher Größenunterschied in den Spannungsamplituden. Beim scharfkantigen Wellenabsatz ist die Schubspannungsamplitude ca. 40% größer als bei der Pressverbindung.

Die geringeren Spannungen an der Nabenkante der Verbindung sowohl bei Biegung als auch bei Torsion resultieren letztlich aus einer homogenen Spannungsumleitung im Bereich der Querschnittsänderung. Der Grund dafür ist die aus den Kontaktbedingungen erlaubte und auch real vorhandene Bewegung (Schlupf) zwischen Welle und Nabe. Die homogenere Spannungsumleitung bei der Pressverbindung geht allerdings mit einer höheren Spannung hinter der Nabenkante (im Kontakt) einher. Der im Experiment vorliegende fertigungsbedingte Kerbradius von 0,1 mm wird geringfügig kleinere Spannungen als der hier simulierte scharfkantige Wellenabsatz hervorrufen. Das heißt, der dargestellte Unterschied zur Pressverbindung wird etwas kleiner ausfallen. Trotzdem bestätigen die numerischen Ergebnisse aus der FE-Analyse die Tendenz aus dem Experiment, dass die Pressverbindung hinsichtlich der Kerbwirkung günstiger ist, als eine scharfe Kerbe.

Mit der Erkenntnis, dass der Unterschied im oben gezeigten Experiment (Bild 56) in grober Näherung allein anhand der Spannungen erklärt werden kann, stellt sich die Frage, wie groß letztlich der Einfluss des Schwingungsverschleißes auf die Schädigung ist. Bemerkenswerter Weise wäre bei dieser Pressverbindungs-Konstellation (Werkstoff und Geometrie) entgegen der verbreiteten Meinung ein nennenswerter Beitrag der Reibdauererschädigung auszuschließen. Wird zudem in der FE-Analyse in der Fuge ein höherer Reibwert angesetzt, was anhand der Ergebnisse aus [52] anzunehmen ist, bekräftigt sich diese Aussage. Mit einem höheren Reibwert wird die zulässige Relativbewegung zwischen Welle und Nabe zunehmend unterbunden, wodurch die Spannungen größer werden und sich dem scharfkantigen Wellenabsatz annähern.

6.3 Wellenabsatz mit Pressverbindungs-Kerbschärfe

In Kapitel 5 wurde gezeigt, dass die hier abgeleiteten Kerbwirkungszahlen im Mittel gut mit den in den Normen hinterlegten Werten übereinstimmen und darüber hinaus die Normwerte sehr nah beieinander liegen (vgl. Bild 46). Deshalb werden im Folgenden die Kerbwirkungszahlen für die Pressverbindung aus der FKM-Richtlinie für den Vergleich mit dem Wellenabsatz herangezogen. Die Kerbwirkung des Wellenabsatzes nach **Bild 60** kann nach [4] mit Hilfe der Formzahl K_t und der Stützziffer n berechnet werden

(Gleichung 25). Die Stützwirkung resultiert aus dem bezogenen Spannungsgefälle ausgehend von der Bauteiloberfläche. Hierbei ist das bezogene Spannungsgefälle aus der Kerbe $G'(R)$ sowie aus der Belastung $G'(d)$ (Biegung bzw. Torsion) zu berücksichtigen.

$$K_f = \frac{K_t}{n(R) \cdot n(d)} \quad (25)$$

Die Geometrie der gekerbten Welle entspricht, wie im vorherigen Abschnitt, der der Pressverbindung, wobei der Kerbradius gesucht wird, welcher den Ergebnissen der Pressverbindung (Kerbwirkungszahl) am nächsten kommt.

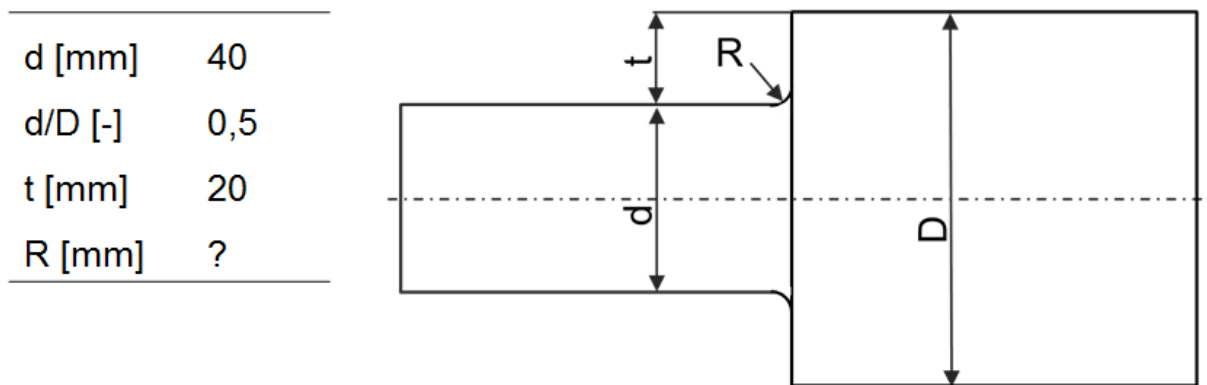


Bild 60: Im Vergleich zur Standardpressverbindung betrachteter Wellenabsatz

Um den Vergleich zur Kerbwirkung der Pressverbindung herzustellen, wird im Folgenden der Radius variiert, bis eine gute Übereinstimmung erfolgt. Um nicht nur einen Stützpunkt heranzuziehen, werden die Kerbwirkungszahlen für ein breites praxisrelevantes Spektrum an Werkstofffestigkeiten berechnet, vgl. **Bild 61**. In der Grafik sind die rechnerischen Kerbwirkungszahlen für die Pressverbindung (interpoliert) sowie die bereits vorgestellten experimentellen Ergebnisse an Pressverbindungen eingetragen.

Über den Bereich der Zugfestigkeit von 600 bis 1200 MPa bildet der Wellenabsatz mit einem Kerbradius von $R = 0,6$ mm die beste Näherung zur Pressverbindung. Die auf dieser Basis berechneten Kerbwirkungszahlen sind ebenfalls in Bild 61 eingetragen. Allerdings liegt für die Pressverbindung, was die Richtlinienwerte betrifft, eine größere Empfindlichkeit (Kerbempfindlichkeit) gegenüber dem Werkstoff vor, was sich in einer etwas steileren Neigung bemerkbar macht. Die wichtigste Erkenntnis hinsichtlich der Gegenüberstellung der Verbindung zur klassischen Kerbe ist jedoch der mit steigender Werkstofffestigkeit verbleibende Festigkeitsgewinn des Bauteiles (Pressverbindung bzw. Kerbe). Bei der Verbindung ergibt eine Verdoppelung der Zugfestigkeit eine um etwa 30% größere Kerbwirkungszahl, was letztlich einer um ca. 50% höheren Dauerfestigkeit entspricht.

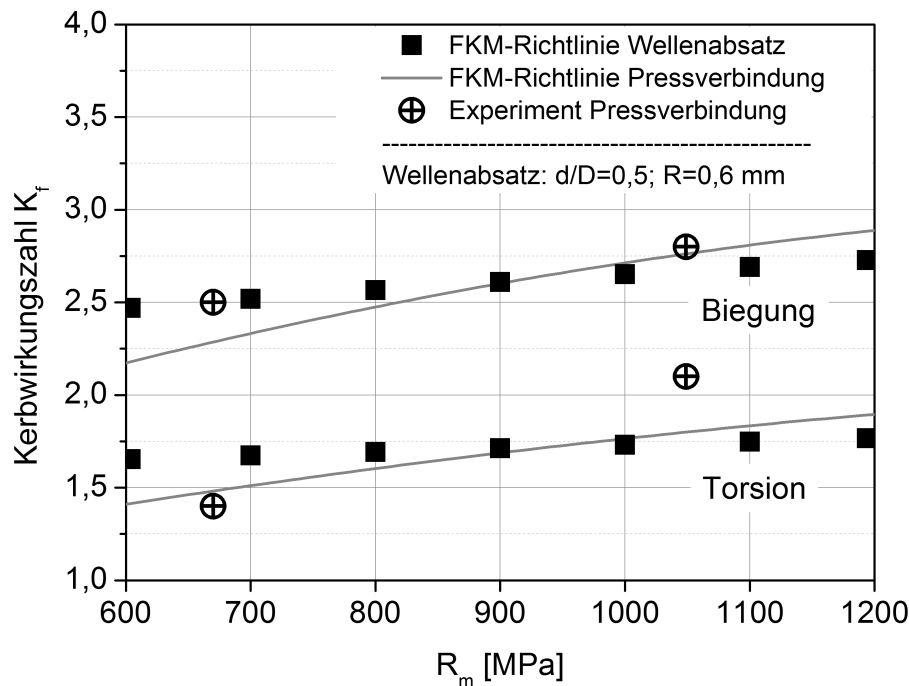


Bild 61: Vergleich der Kerbwirkungszahlen zwischen der Standardpressverbindung und einem Wellenabsatz mit $R = 0,6$ mm nach FKM-Richtlinie; Durchmesser 40 mm

6.4 Schlussfolgerung

Die bei der Pressverbindung im vorherigen Abschnitt aufgezeigte, zum Wellenabsatz analoge Erhöhung der Dauerfestigkeit mit der Werkstofffestigkeit wäre nicht hervorzuheben, wenn nicht in der Gruppe der reibdauerbeanspruchten Bauteile gegensätzliche Erkenntnisse in der Literatur vorlägen.

Zu nennen ist hier beispielsweise die Passfederverbindung. Für diese Verbindung liegen umfangreiche Ergebnisse aus Ermüdungsversuchen mit Biegung für unterschiedliche Werkstofffestigkeiten vor, (siehe [56], [57], [58]). Neben der Tatsache, dass diese vorwiegend formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung bzgl. Festigkeit sehr empfindlich auf Änderungen des Übermaßes oder des Anteiles an statischer Torsion reagiert, zeigen die Ergebnisse zum Teil keinen Festigkeitsgewinn mit steigender Werkstofffestigkeit. Insbesondere bei den mit einem leichten Spiel gefügten Verbindungen ist mit einem höherfesten Werkstoff kein Festigkeitsgewinn zu erzielen. Sogar einsatzgehärtete Verbindungen weisen unter dieser Konstellation im Vergleich zum normalisierten C45 eine nahezu gleiche Gestaltfestigkeit auf. Dies wird in der Literatur hauptsächlich auf den Einfluss der Reibschädigung zurückgeführt, welcher demnach mit steigender Werkstofffestigkeit zunimmt.

Ein weiteres Beispiel, welches zu den Ergebnissen der Pressverbindung bzw. der klassischen Kerbe gegensätzlich ist, ist das sog. Reibklötzchenmodell, siehe **Bild 62**. Hier-

bei erfährt eine ungekerbte Probe eine zyklische Zug-Belastung. Das Besondere ist hier die zusätzlich eingebrachte Reibschädigung durch zwei angepresste oszillierende Reibklötzchen. In [59] werden dazu Ergebnisse aus Ermüdungsversuchen vorgestellt, welche eine enorme Empfindlichkeit der Werkstofffestigkeit auf die Reibdauerfestigkeit zeigen. Diese ist derart ausgeprägt, dass beispielsweise die Probe aus einem vergüteten Werkstoff 34CrNiMo6+QT eine geringere Reibdauerfestigkeit als bei einem normalisiertem Werkstoff C45+N aufweist, obwohl die Zugfestigkeit der vergüteten Variante ca. 50% höher ist. Diese Eigenschaft wird in [60] mit anderen Werkstoffen bestätigt. Die Relativbewegung im Kontakt (Schlupfamplitude) beträgt in beiden Fällen etwa $10\text{ }\mu\text{m}$. Auch bei der Passfederverbindung (ohne Übermaß) sind größere Bewegungen im Kontakt zu erwarten. Vermutlich kann somit der hier aufgezeigte starke reibschädigende Einfluss im Vergleich zur Pressverbindung auf die unterschiedlichen Kontaktbedingungen zurückgeführt werden. Bei der reibschlüssigen Verbindung sind nämlich die Relativbewegungen meist kleiner als die oben genannten $10\text{ }\mu\text{m}$, zumindest innerhalb des hier betrachteten Durchmesserbereiches von 40 mm.

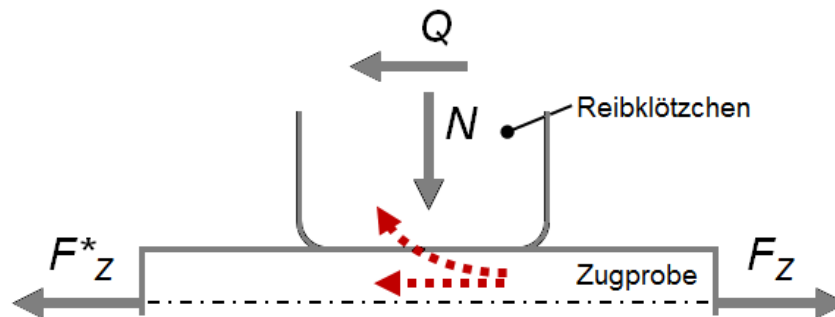


Bild 62: Reibklötzchenmodell zur Ermittlung der Reibdauerfestigkeit nach [61]; mit der Normalkraft N und der Querkraft Q

Diese Schlussfolgerung ist für die vorliegende Arbeit bedeutungsvoll. Für eine Festigkeitsbewertung im Fall der aufgezeigten Beispiele (Passfederverbindung und Reibklötzchenmodell) ist somit immer die Kenntnis der tribologischen Bedingungen und deren Einfluss auf die Festigkeit erforderlich. Insbesondere die Empfindlichkeit des Werkstoffes bzw. der Werkstoffpaarung auf die Reibschädigung sowie der Kontaktdruck und der Schlupf sind neben den Spannungen die wesentlichen Kenngrößen für einen Festigkeitsnachweis. Im Gegensatz dazu hat bei Pressverbindungen dem Anschein nach allein der Beanspruchungszustand in Form von Spannungen maßgeblichen Einfluss auf das Festigkeitsverhalten. Der Anteil der Reibschädigung am Gesamttermüdungsprozess wird als gering eingeschätzt.

Infolge der Gleichsetzung des Festigkeitsverhaltens zwischen Pressverbindungen und klassischer Kerben kann demnach auch die Nachweisrechnung in beiden Fällen gleich-

gesetzt werden. Daraus folgt, dass die bekannten Festigkeitskonzepte, ursprünglich entwickelt für klassische Kerben, auch für Pressverbindungen gelten sollten. Weiterhin sollte die oben angesprochene Übertragung der in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse auf andere Pressverbindungs-Geometrien möglich sein, was den Inhalt des folgenden Kapitels darstellt.

7 Übertragung auf andere Geometrien

7.1 Problemstellung

Die Geometrievielfalt praxisnaher Pressverbindungen ist sehr groß. Oft werden aus Gründen der Fertigung, der Funktion und immer häufiger aus wirtschaftlichen Aspekten Pressverbindungen mit einem Wellenabsatz kombiniert. Die folgenden Untersuchungen konzentrieren sich auf diese Absatz-Geometrien, wobei die Wandickenverhältnisse ähnlich zu der hier behandelten Standardpressverbindung gewählt wurden. Damit soll bewusst eine Abgrenzung zu Verbindungen mit dünnwandigen Teilen (Nabe bzw. Hohlwelle $Q_{A,I} > 0,8$) hergestellt werden, da bei diesen die im vorangegangenen Kapitel aufgezeigte Kerbanalogie fraglich ist.

Am IKAT der TU Chemnitz erfolgten umfangreiche experimentelle Untersuchungen mit Biegung an einem Wellenabsatz mit Übergangsradius sowie an einem Wellenabsatz mit Freistich [62]. Beide Geometrien, vgl. **Bild 63**, sind in der praktischen Anwendung häufig vorzufinden.

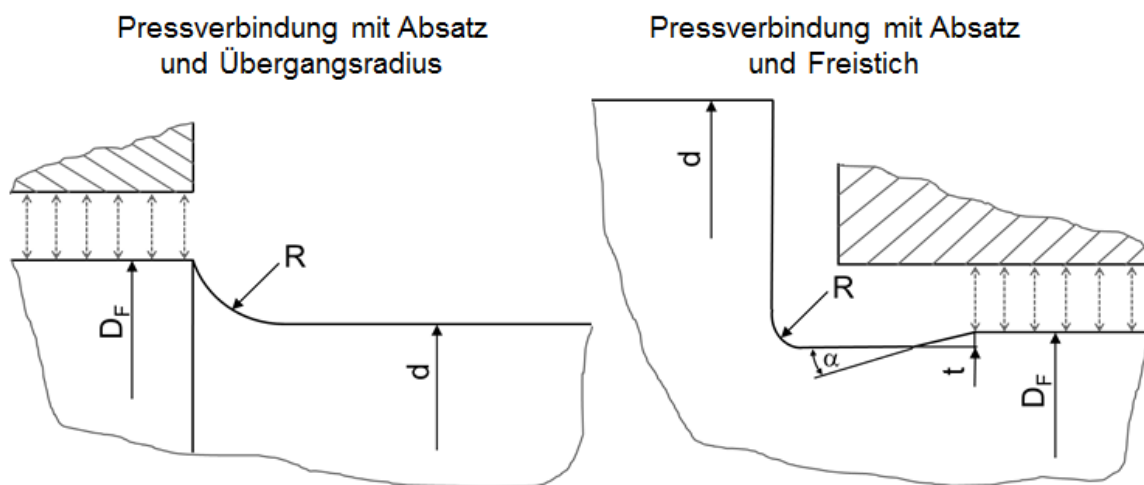


Bild 63: In [62] untersuchte und hier als Basis zur Übertragungsanalyse genutzte Pressverbindungs-Geometrien

Die Problemstellung hinsichtlich einer Festigkeitsbewertung bei diesen Geometrien ist einerseits der Ort, an dem der Festigkeitsnachweis durchzuführen ist. Bei beiden Absatz-Geometrien liegen zwei potentielle Versagensorte (Kerbradius + Fuge) dicht beieinander, sodass eine gegenseitige Beeinflussung zu erwarten ist. Andererseits ist zu konstatieren, dass für den Versagensort in der Pressverbindung, im Gegensatz zur Kerbe mit freier Oberfläche, keine Festigkeitskonzepte auf Basis örtlicher Spannungen existieren. Wie bereits beschrieben, liegen zwar experimentelle Ergebnisse bzw. Kerbwirkungszahlen vor. Diese gelten jedoch nur für die entsprechend untersuchten Geometrien und sind

somit nicht allgemeingültig. Im Übrigen zeigen frühere Untersuchungen, dass das Versagen sowohl in der Pressverbindung als auch in der benachbarten Kerbe auftreten kann. Durch eine gezielte Beeinflussung der Geometrieparameter kann somit der Versagensort sowie die ertragbare Belastung gesteuert bzw. optimiert werden. Allerdings fehlt, wie bereits beschrieben, ein Festigkeitskonzept für die Auslegung bzw. Nachweisrechnung derartiger Geometrien.

7.2 Eigenschaften von Pressverbindungen mit Wellenabsatz

Die positive Wirkung auf die Gestaltfestigkeit einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius im Vergleich zur Standardpressverbindung ist bekannt. Der Grund dafür ist die Kraftflussumlenkung infolge des Übergangsradius, siehe **Bild 64**. In der Gegenüberstellung wird deutlich, dass bei der Standardpressverbindung die Spannungskonzentration im Bereich unter der Nabenkante auftritt. Wird hingegen, wie in Bild 64 links dargestellt, die Welle neben der Verbindung abgesetzt, wirkt der Übergangsradius auf den Nabenkantenbereich entlastend. Im Vergleich zur Standardpressverbindung treten in diesem Bereich geringere Spannungen (ein sog. Spannungsschatten) auf. Die größten Spannungen befinden sich in diesem Fall im Übergangsradius.

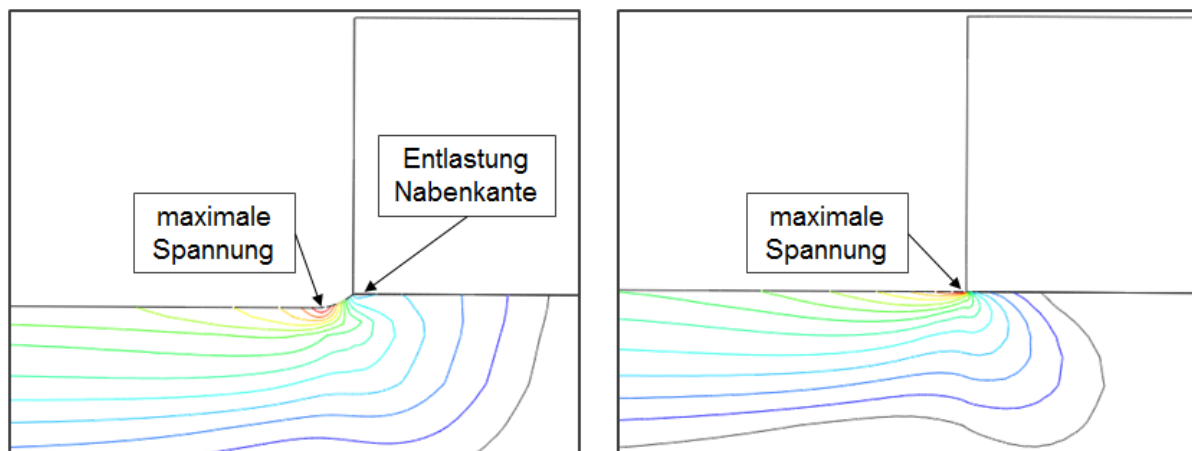


Bild 64: Darstellung des Prinzips der Entlastung der Kontaktfläche durch den Wellenabsatz im Vergleich zur Standardpressverbindung

Die Umlenkung des Kraftflusses respektive die Entlastung des Presssitzes sind maßgeblich von der Absatzgeometrie, das heißt vom Kerbradius und von der Absatzhöhe abhängig. Diese Erkenntnisse sind nicht neu und wurden bereits 1967 von *Nishioka* auf Basis umfangreicher Ermüdungsversuche an Pressverbindungen mit Wellenabsätzen unter Biegung aufgezeigt [63]. Die schematischen Zusammenhänge stellte *Nishioka* grafisch dar (siehe **Bild 65**). Je kleiner der Übergangsradius ist, desto größer ist die Störung des Kraftflusses und umso mehr wird der Presssitz entlastet. Allerdings resultiert

hieraus eine höhere Kerbwirkung im Übergangsradius. Die Vergrößerung des Radius bewirkt den umgekehrten Effekt.

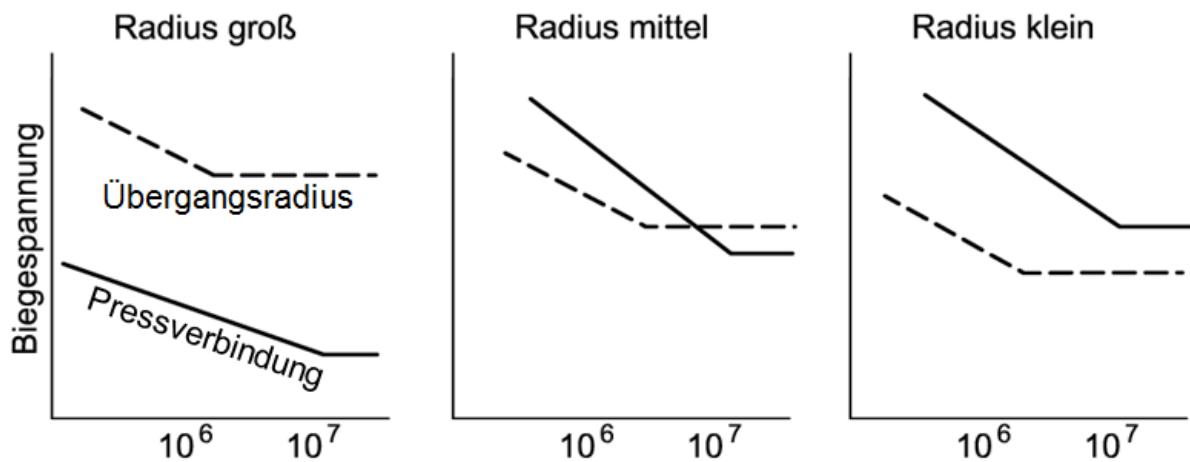


Bild 65: Schematische Zusammenhänge der Festigkeiten beider potentieller Versagensorte der biegebelasteten Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius [63]

Neben dieser Betrachtung zur Gestaltfestigkeit beider Versagensorte stellt sich in gleicher Weise die Frage zur Zeit- und Betriebsfestigkeit. Die in Bild 65 dargestellten Neigungen (relativ) und Abknickpunkte (absolut) des Presssitzes korrelieren nicht mit den in dieser Arbeit ermittelten Werten der Standardpressverbindung. Auch wenn die Naben in den Untersuchungen von *Nishioka* etwas dünnwandiger waren, werden die hier dargestellten Abknickpunkte von über 10^7 als zu hoch angesehen, was nicht zwangsläufig bedeutet, dass bei diesen hohen Schwingungszahlen keine Brüche mehr auftreten können. Heute ist bekannt, dass die Streuung der Schwingungszahlen bis zum Bruch im Übergangsbereich zur Dauerfestigkeit sehr groß ist, und dass daher diese Ergebnisse nicht in der Zeitfestigkeitsauswertung berücksichtigt werden sollten.

Eine detailliertere Betrachtung zur Gegenüberstellung der Ermüdungsfestigkeit zwischen der Standardpressverbindung und dem Wellenabsatz ist demnach erforderlich. Dies wiederum bekräftigt den Wunsch nach der bereits angesprochenen Übertragbarkeit der in dieser Arbeit ermittelten Ergebnisse auf andere Geometrien.

7.3 Analyse bestehender Berechnungskonzepte

Ziel dieser Untersuchung ist es, mit Hilfe geeigneter Konzepte die Ermüdungsfestigkeit der Pressverbindung mit beliebiger Gestalt, z. B. abgesetzte Welle, abschätzen zu können. Hierbei ist innerhalb der Festigkeitsberechnung zwischen der Kerbe mit freier Oberfläche und der reibdauerbeanspruchten Kerbe in Form des Presssitzes zu unterscheiden.

7.3.1 Kerbe mit freier Oberfläche

Ein geeignetes Konzept für einen Ermüdungsfestigkeitsnachweis der Absatzkerbe (Übergangsradius oder Freistich) stellt das Kerbspannungskonzept dar. Die FKM-Richtlinie bietet hierfür einen geschlossenen Nachweis. Der Vorteil gegenüber dem Nennspannungskonzept ist die Berücksichtigung der lokalen Beanspruchungen auch unter Beachtung möglicher Einflüsse durch die benachbarte Pressverbindung.

7.3.2 Reibdauerbeanspruchte Kerbe (Presssitz)

Das für Pressverbindungen bewährte Nennspannungskonzept kann zur Berechnung beliebiger Geometrien nicht herangezogen werden, da nicht für alle denkbaren Strukturen Kerbwirkungszahlen zur Verfügung stehen.

Das oben genannte Kerbspannungskonzept ist hier prinzipiell auch denkbar, allerdings schließt die FKM-Richtlinie die Nachweisrechnung reibdauerbeanspruchter Oberflächen aus. Wird jedoch die Kerbanalogie der Pressverbindung aus Kapitel 6 vorausgesetzt, ist theoretisch die Anwendung der FKM-Richtlinie vorstellbar. Somit könnte anstatt des sonst herangezogenen ebenen Spannungszustandes der räumliche Spannungszustand in Form der Hauptnormalspannungen an der Kontaktfläche verwendet werden.

Um dieser Idee nachzugehen, wurde eine Machbarkeitsstudie durchgeführt, bei der die Empfindlichkeit der Beanspruchung auf lokale Änderungen im Kontakt mit Hilfe der FEM analysiert wurde. Die Simulation erfolgte an einer biegebelasteten Pressverbindung. Hierzu wurden die in **Tabelle 12** aufgezeigten Parameter Diskretisierung (Elementlänge), Reibwert und Übermaß variiert. Der Wellendurchmesser wurde wie im Experiment mit $D_F = 40$ mm gewählt. Das Nabewanddickenverhältnis betrug $Q_A = 0,5$. Die Kontaktlänge war $l_F = 44$ mm ($l_F/D_F = 1,1$).

Tabelle 12: Parameter innerhalb der simulativen Machbarkeitsstudie (Standardwerte sind fett markiert)

Diskretisierung $\Phi = l_{el}/D_F$	0,05‰	0,4‰	2,5‰
Reibwert μ im Kontakt	0,1	0,3	0,8
Bezogenes Übermaß ξ im Kontakt	0,5‰	1,0‰	2,0‰

Zielgröße dieser Untersuchung war die axiale Normalspannung entlang eines Pfades auf der Wellenoberfläche im Bereich der Nabenkante. Diese lokale Spannung wurde in der Ergebnisdarstellung auf die Biege-nennspannung normiert. Weiterhin erfolgte die Analyse der Ergebnisse sowohl auf der Zug- als auch auf der Druckseite der Verbindung.

Die infolge des Aufschrumpfens resultierenden axialen Normalspannungen wurden von den durch die Biegung hervorgerufenen Spannungen subtrahiert.

Bild 66 zeigt die Verläufe der Spannungen in Abhängigkeit der Feinheit des FE-Netzes. Die Ergebnisse bestätigen den singulären Charakter der Nabenkante, indem mit immer kleineren Elementen größere Spannungen erzielt werden. Dies ist im Druckbereich deutlicher als im Zugbereich ausgeprägt. Für eine Festigkeitsbewertung ist diese Eigenschaft ungünstig. Auch wenn bereits wenige Zehntel Millimeter nach der Nabenkante die Spannungen bei unterschiedlichen Netzen gleiche Werte erreichen, so bleibt bei einem Festigkeitsnachweis die Ungewissheit über die wahre anzusetzende Spannung.

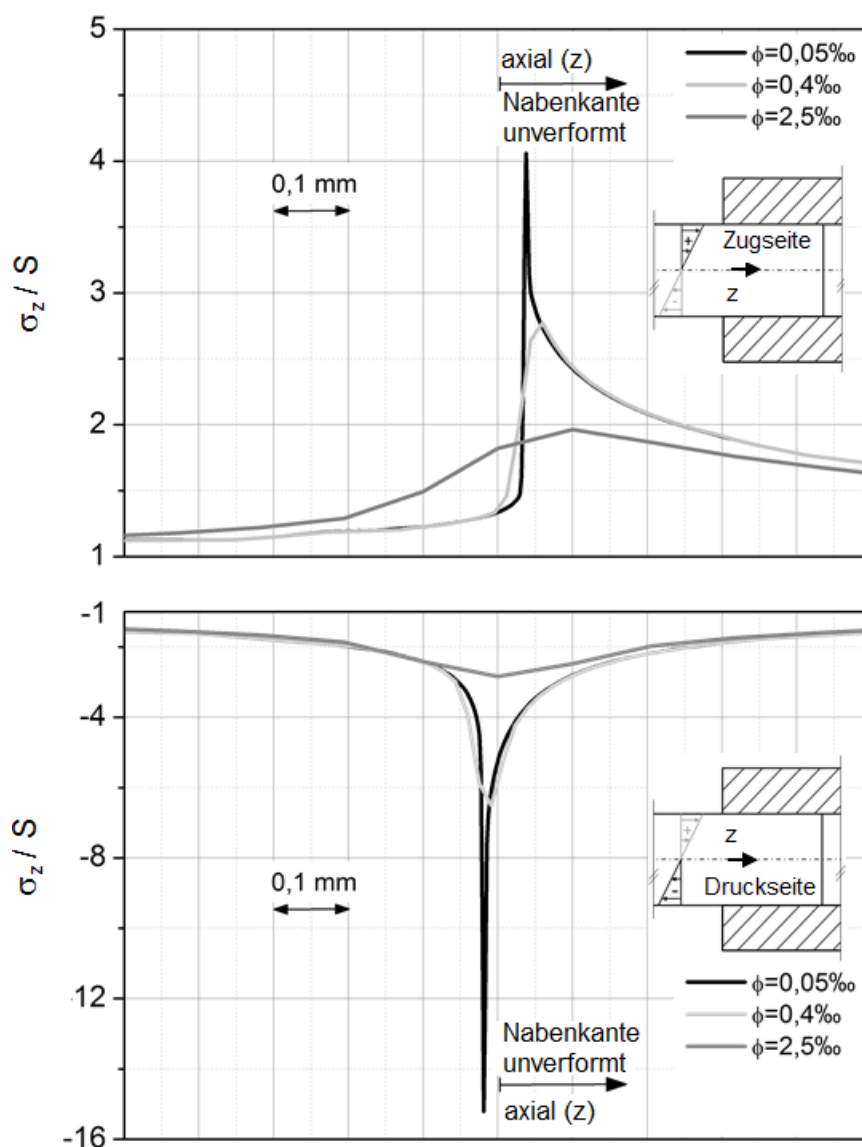


Bild 66: Bezogene axiale Normalspannung an der Wellenoberfläche einer biegebelasteten Pressverbindung in Abhängigkeit der Netzfeinheit Φ (Angaben für Nabenkantenbereich); $D_F = 40$ mm; $Q_A = 0,5$; $\mu = 0,3$; $\xi = 1,0\%$

Bei einem nun konstanten FE-Netz wurde der Reibwert im Kontakt variiert. Dabei sind im Experiment nach einer gewissen Einlaufzeit Reibwerte von bis zu eins durchaus nicht ungewöhnlich [52]. Die Ergebnisse der Spannungen sind in **Bild 67** dargestellt. Es zeigt sich ein, wenn auch nicht mit dem Netzeinfluss vergleichbar, starker Einfluss des Reibwertes auf die Höhe der Spannung. Hierbei wird die nichtlineare Eigenschaft des Kontaktes deutlich, indem der Einfluss auf der Zugseite von dem auf der Druckseite abweicht.

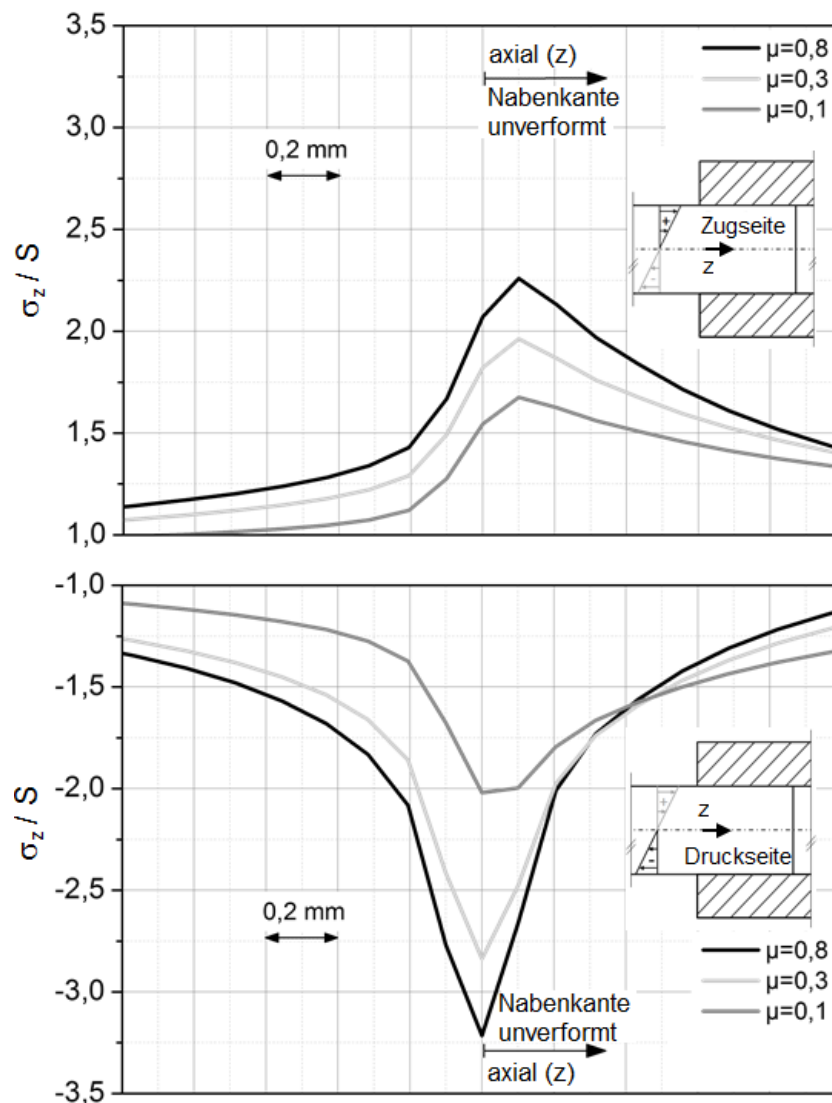


Bild 67: Bezogene axiale Normalspannung an der Wellenoberfläche einer biegebelasteten Pressverbindung in Abhängigkeit des Reibwertes μ ; $D_F = 40$ mm; $Q_A = 0,5$; $\Phi = 2,5\%$; $\xi = 1,0\%$

Festzuhalten ist, dass allein durch die Annahme eines falschen Reibwertes, die Spannungsamplitude um bis zu einem Faktor von zwei zur Realität abweichen kann. Hinsichtlich des richtigen Reibwertes kann anhand dieser Studie jedoch keine Aussage getroffen werden.

In der Regel wird in der Praxis das Übermaß zwar vorgegeben, allerdings kann dieses aufgrund von Maßschwankungen vom Sollwert abweichen. Darüber hinaus kann es aufgrund der Relativbewegung im Kontakt zu Verschleiß kommen, wodurch sich das vorhandene Übermaß verringern kann. In **Bild 68** sind die Ergebnisse zum Einfluss des Übermaßes dargestellt. Hierbei zeigt sich auf der Zugseite eine nahezu gleiche Wirkung wie bei der Variation des Reibwertes. Im Druckbereich ist der Einfluss nicht mehr sehr groß, da ohnehin schon ein hoher Druck infolge der Biegung vorliegt.

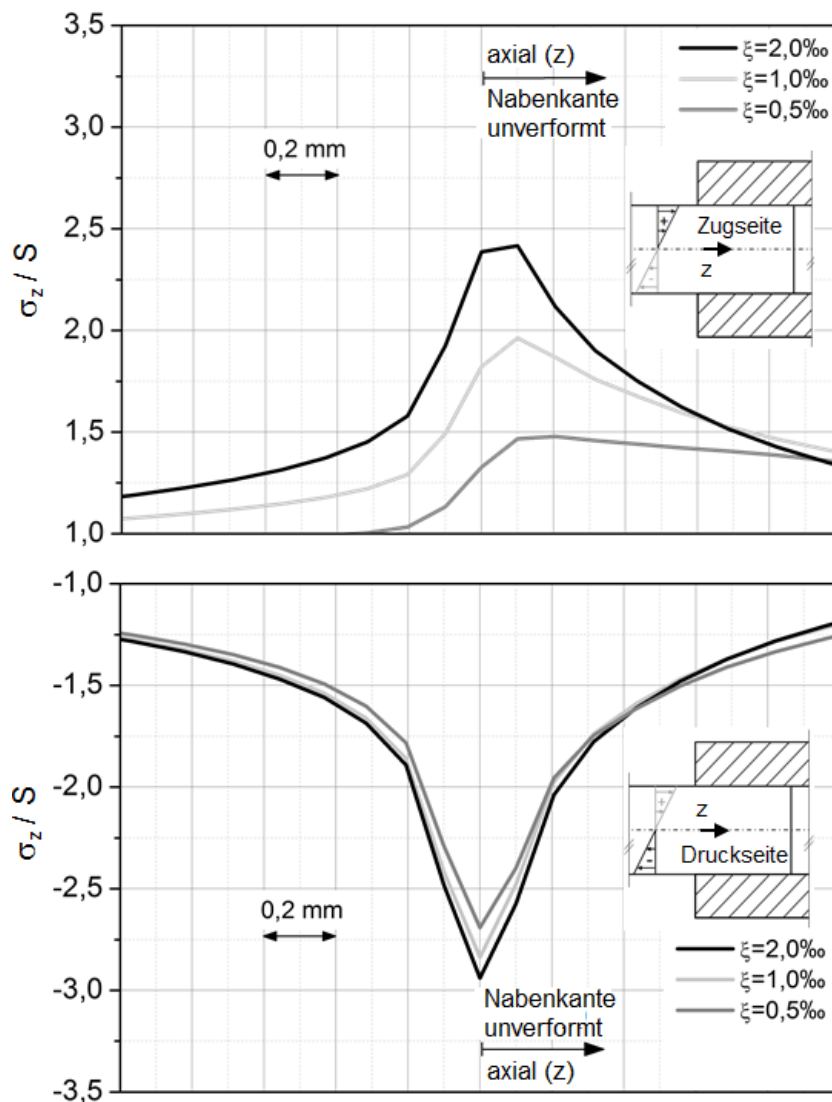


Bild 68: Bezogene axiale Normalspannung an der Wellenoberfläche einer biegebelasteten Pressverbindung in Abhängigkeit des Übermaßes ξ ; $D_F = 40$ mm; $Q_A = 0,5$; $\Phi = 2,5\text{‰}$; $\mu = 0,3$

Fazit

Als Fazit ist festzustellen, dass die untersuchten Parameter einen deutlichen Einfluss auf die lokale Beanspruchung an der Oberfläche ausüben. Da die realen Bedingungen im

Kontakt i. d. R. nicht bekannt sind, ist die Ermittlung der realitätsnahen Beanspruchung mittels FEM an der Kontaktfläche kaum möglich. Damit ist ein Festigkeitsnachweis auf Basis absoluter örtlicher Spannungen an der Kontaktfläche ausgeschlossen, was zugleich die Übertragung auf andere Geometrien erschwert. Aus diesem Grund wurde ein neues Übertragungskonzept für Pressverbindungen entwickelt.

7.4 Neues Übertragungskonzept für Pressverbindungen

Anhand der im vorangegangenen Abschnitt aufgezeigten Problematik hinsichtlich der Empfindlichkeit der Beanspruchung auf die Kontaktparameter bleibt letztlich nur die Möglichkeit mit relativen Spannungen bzw. mit den Verhältnissen der Spannungen zwischen unterschiedlichen Geometrien zu arbeiten. Die Idee ist, die Standardpressverbindung als Kalibriermaßstab heranzuziehen, da hier die meisten experimentellen Erfahrungen vorliegen. In der FE-Analyse kann somit ein örtlicher Spannungszustand generiert werden, welcher einer entsprechenden Last zugeordnet werden kann, bei der die Verbindung versagt. Wenn nun die gleiche lokale Beanspruchung bei der zu bewertenden Geometrie (z. B. Pressverbindung mit Wellenabsatz) am gleichen Ort und unter gleichen Simulationsbedingungen auftritt, ist auch bei dieser Geometrie mit einem Versagen zu rechnen. Das heißt, es erfolgt ein Abgleich bzw. eine Kalibrierung beider Modelle anhand örtlicher Spannungen, vgl. **Bild 69**.

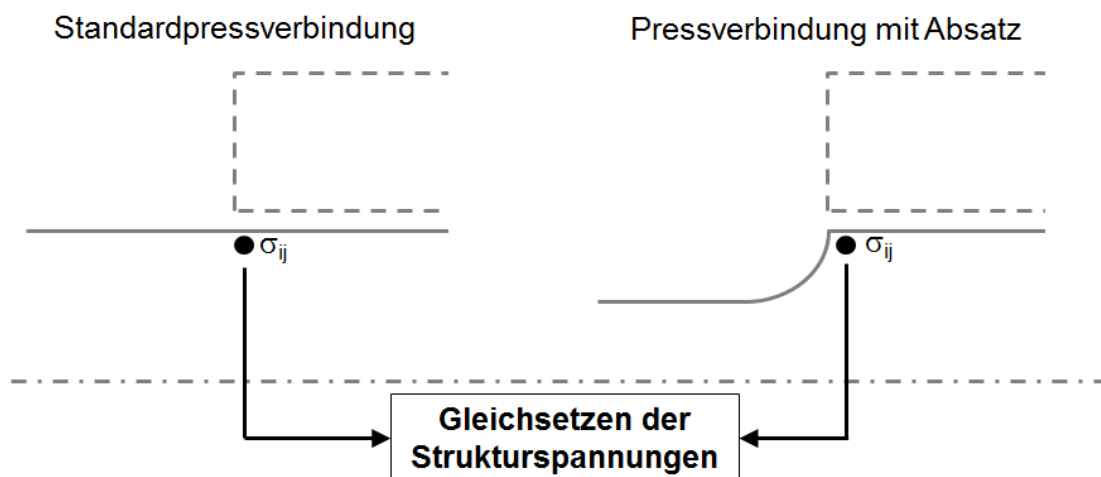


Bild 69: Methode zur Übertragung auf andere Pressverbindungs-Geometrien am Beispiel der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius

Damit ist die Höhe der absoluten Spannungen nicht mehr entscheidend. Trotzdem werden die Strukturspannungen, beispielsweise durch die Umlenkung des Kraftflusses infolge der Absatzkerbe, berücksichtigt, wodurch die höhere Nenn-Festigkeit des Absatzes erklärt werden kann. Durch die Annahme gleicher Kontaktbedingungen (Reibwert

und Übermaß) in beiden Modellen, wird der Einfluss dieser Parameter zwar nicht beseitigt, jedoch im Hinblick auf die Übertragung egalisiert. Der dritte Einflussparameter, nämlich die Diskretisierung des potentiellen Versagensortes, bedarf allerdings einer genaueren Betrachtung. Das Erstellen gleicher Netze in beiden Modellen würde zwar zum gewünschten Ergebnis führen, jedoch ist diese Forderung nicht ohne größeren Aufwand erfüllbar. Daher wird im Folgenden untersucht, an welchem zum Rissinitiierungsort nächstgelegenen Punkt der Einfluss der Elementgröße weitestgehend vernachlässigbar ist. In Bild 66 wurde bereits das axiale Spannungsgefälle entlang der Wellenoberfläche in Abhängigkeit der Netzfeinheit aufgetragen. Dabei zeigt sich eine Übereinstimmung in den Spannungsverläufen auf der Zugseite für alle drei Netze in etwa 0,5 mm Entfernung zur Nabenkante. Dies bedingt jedoch, dass die Elementgröße an der Nabenkante von $\Phi = 2,5\%$ nicht überschritten wird. Die gleiche Analyse wurde darüber hinaus in Tiefenrichtung durchgeführt. **Bild 70** zeigt die Ergebnisse für die Zug- und Druckseite. Senkrecht zur Oberfläche ergibt sich bereits nach etwa 0,1 mm, somit in einer kürzeren Distanz zur Nabenkante als axial, eine Deckung der Spannungsverläufe. Daher kann dieser Punkt für die Kalibrierung herangezogen werden. Somit ist die Grundlage für die Übertragung der experimentellen Ergebnisse aus den Untersuchungen an Standardpressverbindungen auf Pressverbindungen mit veränderter Geometrie geschaffen.

Simulative Voruntersuchungen zur Übertragung zeigten trotz der Verwendung gleicher Kontaktparameter keine proportionalen Verhältnisse zwischen der Standardpressverbindung und der zu übertragenden Geometrie. Der Grund dafür ist, dass beispielsweise in der Pressverbindung des Wellenabsatzes der Ort der größten Spannung in axialer Richtung stärker variiert als bei der Standardpressverbindung, wenn die Kontakteigenschaften verändert werden. Bei kleineren Übermaßen und Reibwerten am Wellenabsatz kann der Ort der größten Axialspannung deutlich hinter der Nabenkante liegen. Grundlage für die Übertragung ist jedoch eine möglichst geringe Empfindlichkeit der Spannungsmaxima sowie deren Ort von den Kontakteigenschaften, was mit der bisherigen Vorgehensweise nicht erreicht wird.

Um dieses Problem zu umgehen, wurde nicht mehr nur ein Punkt im Abstand von ein Zehntel Millimeter unter der Nabenkante ausgewertet, sondern es wurden die Spannungen in axialer Richtung, ausgehend von der Nabenkante, bis 2 mm in den Kontakt gemittelt. Die Vorgehensweise ähnelt der Bildung von Spannungsintegralen. Das heißt, es wird eine mittlere Beanspruchung 0,1 mm unter der Kontaktfläche über ein gewisses Volumen gebildet, da sich das Element ebenfalls über ein definiertes Volumen erstreckt. Auf diese Weise kann die Kontaktunabhängigkeit gewahrt werden und der Anwender erhält unabhängig von der Diskretisierung, der Elementart, dem Reibwert und dem Übermaß das gleiche Übertragungsergebnis.

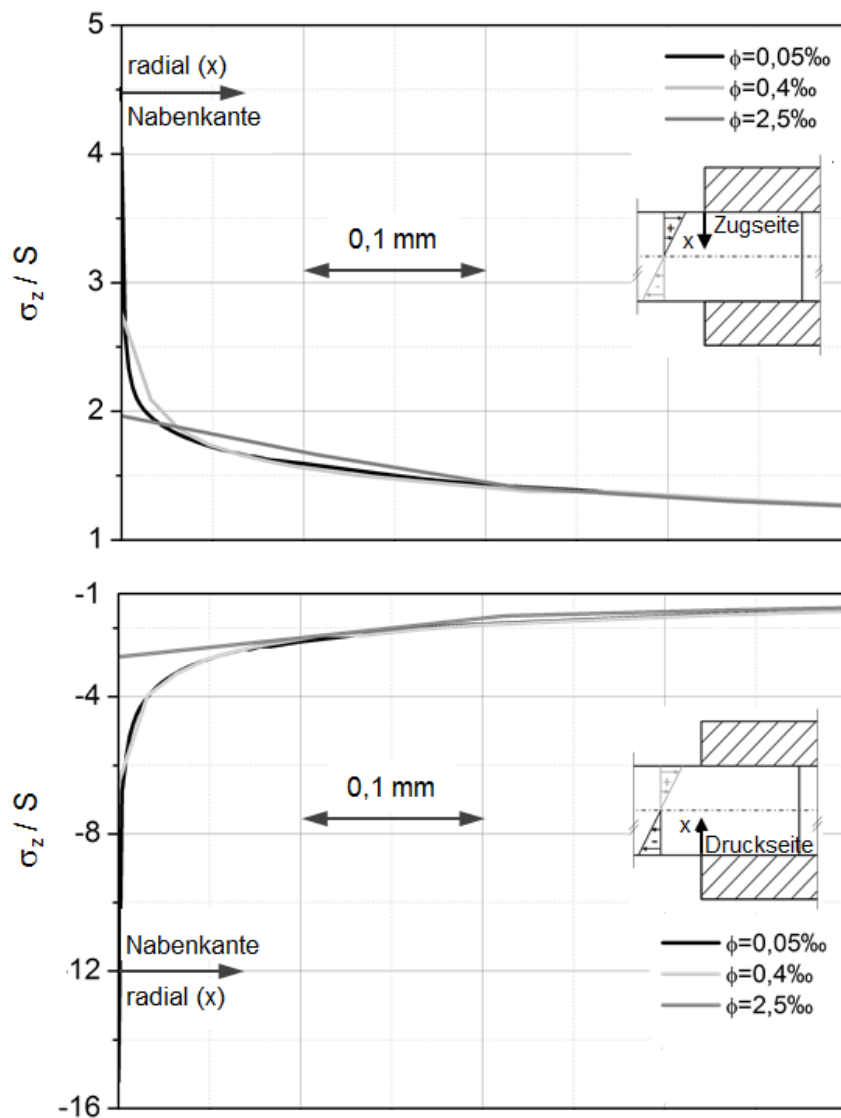


Bild 70: Bezogene axiale Normalspannung einer biegebelasteten Pressverbindung in Abhängigkeit der Netzfeinheit Φ (Angaben für Nabenkantenbereich) in radialer Richtung, ausgehend von der Wellenoberfläche; $D_F = 40 \text{ mm}$; $Q_A = 0,5$; $\mu = 0,3$; $\xi = 1,0\text{‰}$

Hypothese: Auf Basis vorhergehender Betrachtungen wird die Hypothese aufgestellt, dass Pressverbindungen immer dann versagen, wenn eine definierte Strukturintegralspannung S_I unterhalb der Kontaktoberfläche auftritt.

Zur Veranschaulichung wurde für die folgenden Randbedingungen eine 3D-FE-Simulation einer Standardpressverbindung unter Biegung durchgeführt.

- Durchmesser Welle: $D_F = 40 \text{ mm}$
- Elementart: C3D8R
- Reibwert: $\mu = 0,3$
- Bezogenes Übermaß: $\xi = 1,0\text{‰}$

Die resultierende bezogene Axialspannung sowie die bezogene Strukturintegralspannung aus der Simulation sind 0,1 mm unter der Wellenoberfläche, ausgehend von der Nabenkante in **Bild 71** dargestellt. Bei dieser Parameterkonstellation ergibt sich infolge der Biegung eine auf die Nennspannung bezogene Strukturintegralspannung von $S_I/S = 1,45$. Darauf basierend kann somit die ertragbare Strukturintegralspannung unter Zuhilfenahme der Normkennwerte (Kerbwirkungszahlen) für ein breites Werkstoffspektrum ermittelt werden.

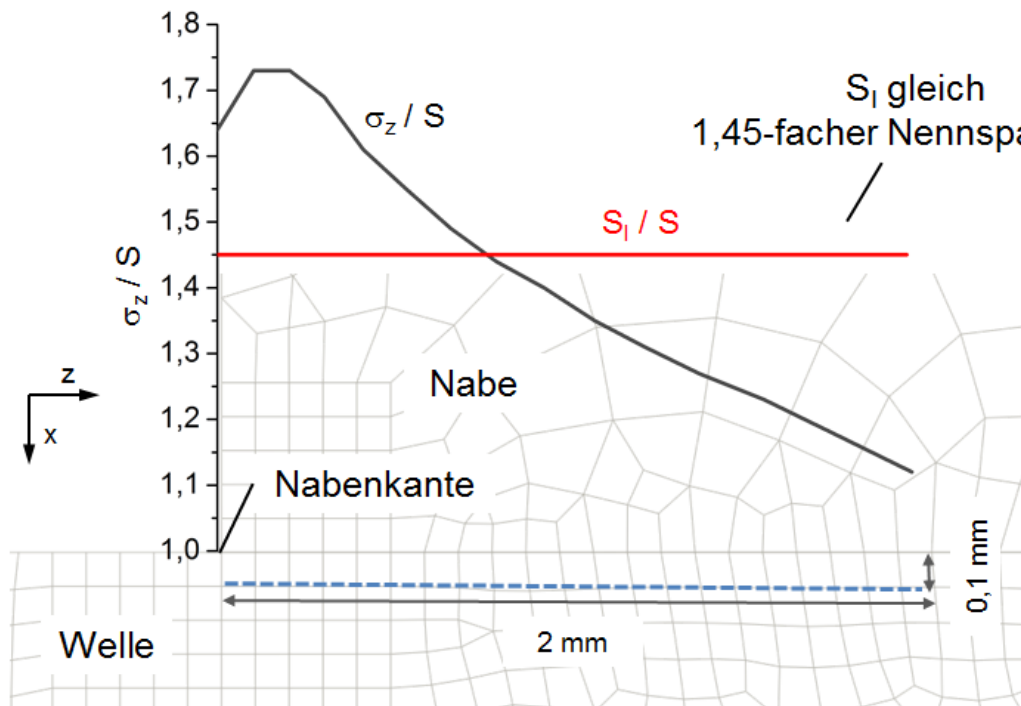


Bild 71: Bezogene axiale Normalspannung σ_z/S und zugehörige bezogene Strukturintegralspannung S_I/S (Mittelwert über 2 mm) einer biegebelasteten Pressverbindung - ausgewertet 0,1 mm unter der Wellenoberfläche; $D_F = 40$ mm; $Q_A = 0,5$; $\mu = 0,3$; $\xi = 1,0\%$

Beispielhaft wurde dies in **Bild 72** mit der dort aufgezeigten Gleichung vollzogen. Die verwendeten Kerbwirkungszahlen sind hierbei der FKM-Richtlinie entnommen. Die Werkstofffestigkeit wurde vereinfacht mit $0,45 \cdot R_m$ berechnet (Stützwirkung vernachlässigt). Wird dann die ertragbare Nennspannung um 45% ($S_I/S = 1,45$) erhöht, ergibt sich die dargestellte ertragbare Strukturintegralspannung.

Eine vergleichbare Simulation kann nun für jede beliebige Pressverbindungs-Geometrie erfolgen. Nach der oben genannten Hypothese versagt die zu bewertende Geometrie genau dann, wenn die besagte ertragbare Strukturintegralspannung (0,1 mm unter der Nabenkante) überschritten wird, vorausgesetzt die Simulation erfolgt unter gleichen Randbedingungen (Elementart, Reibwert, Übermaß), wie oben dargestellt.

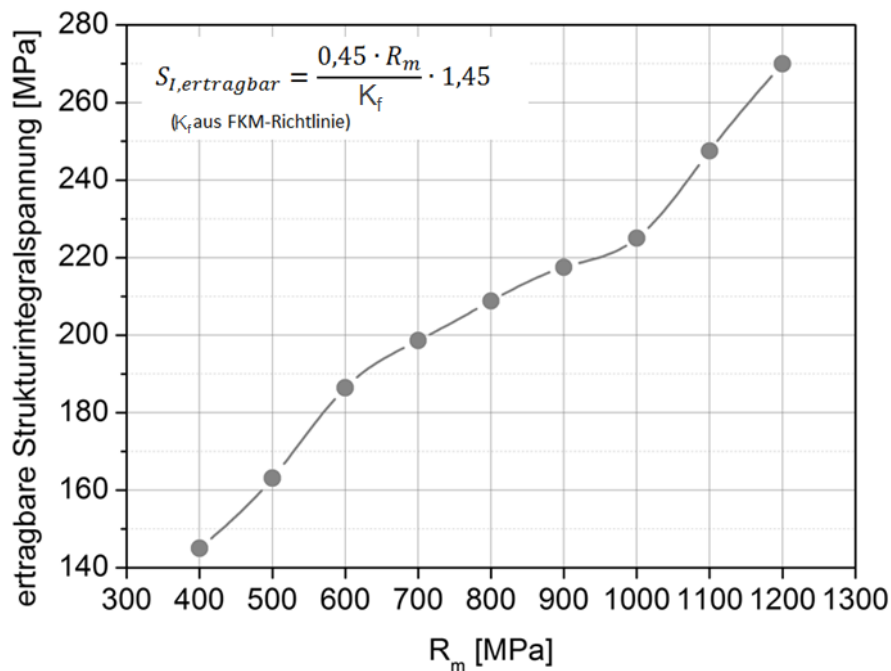


Bild 72: Ertragbare Strukturintegralspannung einer biegebelasteten Pressverbindung in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit (aus Bild 71 abgeleitet); $D_F = 40$ mm; $Q_A = 0,5$; $\mu = 0,3$; $\xi = 1,0\%$

7.5 Vereinfachtes 2D-Modell für Biegung

Die dargestellten Ergebnisse aus den 3D-Umlaufbiegesimulationen sind hinsichtlich der Modellerstellung sehr aufwändig und rechenintensiv. Die Simulation der Fugenpressung und auch einer Torsion kann bei rotationssymmetrischen Geometrien mit einem axialsymmetrischen Modell erfolgen. Bei Biegung ist allerdings aufgrund der asymmetrischen Eigenschaft der Beanspruchung ein solches Modell nicht geeignet. Wünschenswert wäre für die hier im Fokus stehende Übertragung bei Biegebelastung ein vereinfachtes Modell, welches die Kraftflussumlenkung analog zur 3D-Simulation abbildet.

Auf Basis dieser Überlegungen wurden weitere Simulationen unter Biegung mit einem Planar-Modell (Plattenmodell) durchgeführt, vgl. **Bild 73**. Die Standardpressverbindung und der Absatz mit Übergangsradius sind hier als ebenes Modell (Platten) dargestellt. Die mittlere Platte entspricht der Welle und die äußeren Platten simulieren die Nabe. Wie auch im 3D-Modell kann im Kontakt der Reibwert und die Kontaktpressung vorgegeben werden. Mit dieser Vereinfachung konnte die Simulation als 2D-Modell (ebener Dehnungszustand) erfolgen.

Zur Vereinfachung und um die Analogie zu den Durchmesserbezeichnungen im 3D-Modell erhalten zu können, werden im Folgenden alle Geometrie- und Kontaktbedingungen im 2D-Modell mit einem * gekennzeichnet, vgl. Bild 73.

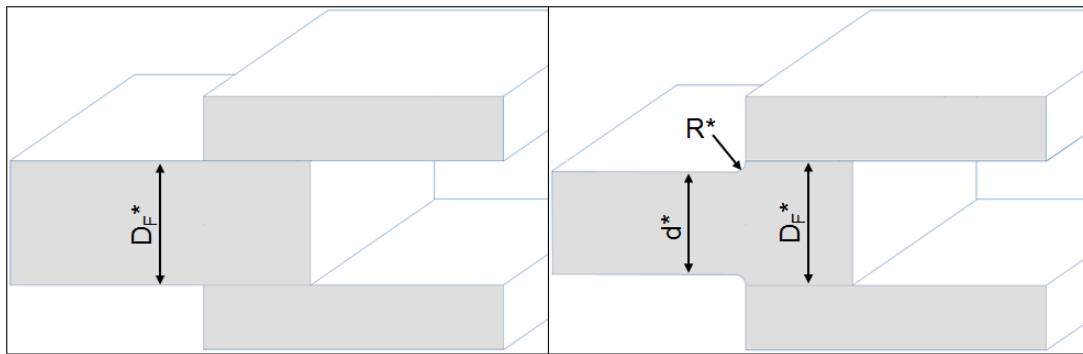


Bild 73: Vereinfachtes 2D-Plattenmodell (ebener Dehnungszustand)

Bild 74 zeigt das 2D-Modell der biegebelasteten Standardpressverbindung als Plattenmodell. Der wesentliche Unterschied zum 3D-Modell besteht in der Simulation der äußeren Platten (Nabe), da diese einzeln vorliegen und im Gegensatz zu einer realen Nabe keinen Verbund bilden. Daher wurde, um den Kontaktdruck aufzubringen, von außen auf die Platten eine Pressung aufgegeben. Anschließend konnte die Biegung erfolgen. Um den Vergleich zum 3D-Modell herzustellen, wurden hinsichtlich der nominellen Beanspruchung (Pressung und Biegespannung) gleiche Belastungen aufgegeben. Im Kontaktquerschnitt wirken zwischen 3D- und 2D-Modell die gleichen Nennspannungen und im Kontakt der gleiche nominelle Fugendruck. Die Randbedingungen wie Netzfeinheit, „Elementart“ und Reibwert wurden ebenfalls gleich vorgegeben.

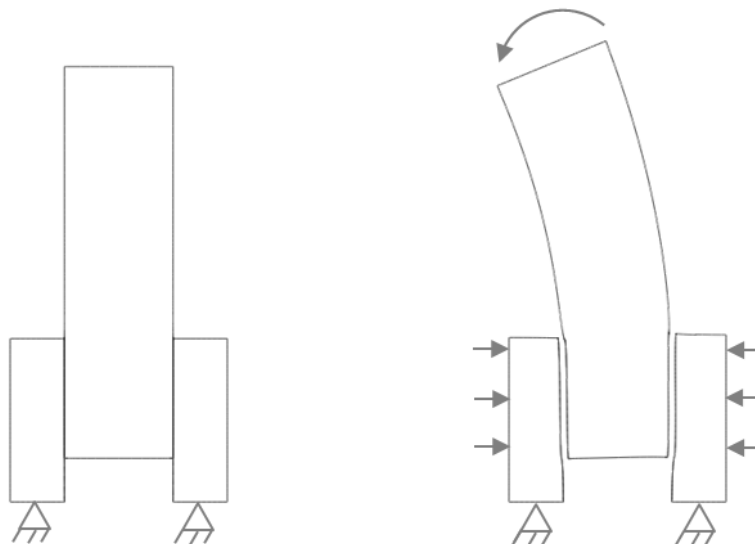


Bild 74: Randbedingungen des Plattenmodells; unbelastet (links), belastet und verformt (rechts)

Für den Vergleich des Verlaufes der Biegespannung zwischen 3D- und 2D-Modell wurden in der Simulation die in **Tabelle 13** dargestellten Geometrie- und Kontaktrandbedingungen verwendet.

Tabelle 13: Geometrie- und Kontaktrandbedingungen im 3D- und 2D-Modell; $\xi = 1,0\%$ entspricht $p^* = 79 \text{ MPa}$

	D_F [mm]	d [mm]	R [mm]	Q_A	ξ [‰]	μ
Standardpressverb. 3D	40	-	-	0,5	1,0	0,3
Abs. und Übergangsradius 3D	40	38	4	0,5	1,0	0,3
	D_F^* [mm]	d^* [mm]	R^* [mm]	Q_A^*	p^* [MPa]	μ^*
Standardpressverb. 2D	40	-	-	0,5	79 MPa	0,3
Abs. und Übergangsradius 2D	40	38	4	0,5	79 MPa	0,3

Bei der Gegenüberstellung der normierten Axialspannung entlang der Wellen- bzw. Plattenoberfläche (siehe **Bild 75**) ergibt sich im 2D-Modell, sowohl bei der Standardpressverbindung als auch bei der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius, eine etwas größere Spannung im Kontakteintritt.

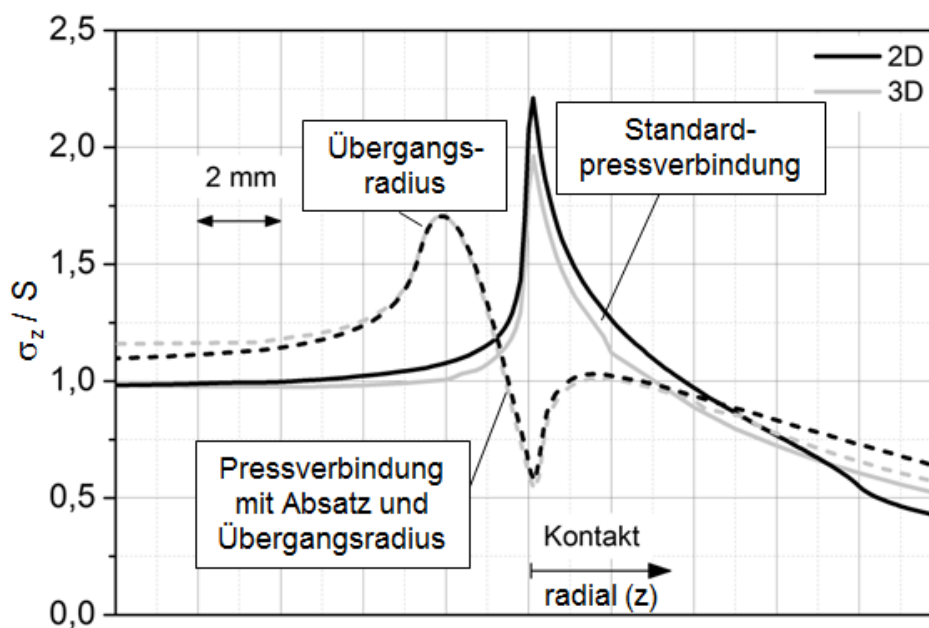


Bild 75: Bezogene axiale Normalspannung der Standardpressverbindung und der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius als 2D- und 3D-Modell unter Biegung auf der Wellenoberfläche (Zugseite); Randbedingungen siehe Tabelle 13

Der Unterschied beider Varianten kann mit einer geringfügig unterschiedlichen Steifigkeit und einer veränderten Kerbwirkung respektive Mehrachsigkeit erklärt werden. Trotz der Differenz kann von einem ähnlichen Verhalten beider Modelle ausgegangen werden.

In einem weiteren Schritt wurden beide Varianten bzgl. der oben beschriebenen Mittelwertbildung über 2 mm verglichen, siehe **Bild 76**. Hierzu wurde erneut ein Zehntel Millimeter unter der Oberfläche, wo die Übertragung erfolgen soll, ausgewertet.

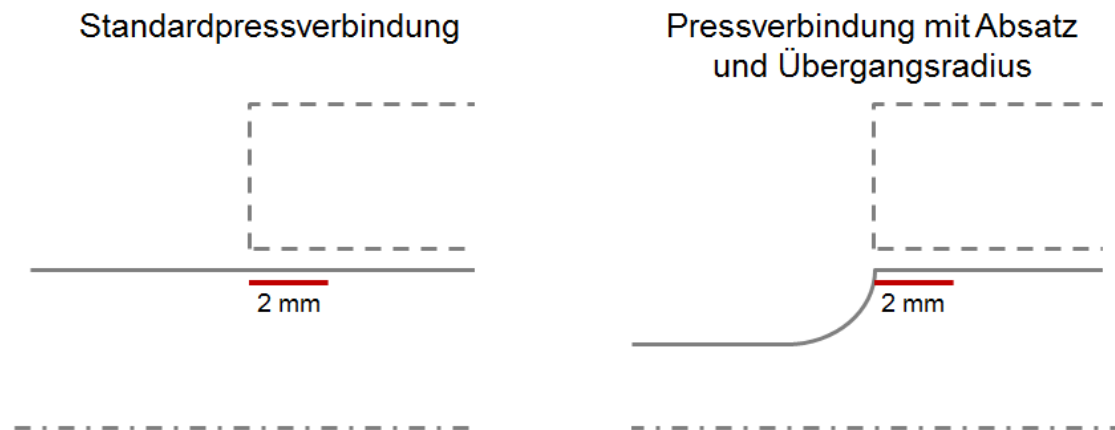


Bild 76: Auswertebereich der Strukturintegralspannung 0,1 mm unter der Oberfläche

Die Ergebnisse der Strukturintegralspannung sind in **Tabelle 14** zusammengefasst. Die in Bild 75 ermittelten größeren Spannungen im 2D-Modell können auch anhand der Strukturintegralspannung bestätigt werden. Die Erhöhung beträgt sowohl bei der Standardpressverbindung als auch bei der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius +7%. Die ermittelten Unterschiede in den Strukturintegralspannungen zwischen dem 3D- und dem Planar-Modell sind nicht bedeutsam, da die Übertragung auf andere Geometrien stets auf gleichen Modell-Ebenen erfolgen muss. Wichtig ist jedoch, dass die Kraftflussumlenkung zwischen den beiden unterschiedlichen Geometrien in allen Verfahren gleich wiedergegeben wird. Dies konnte hiermit nachgewiesen werden.

Tabelle 14: Vergleich der Strukturintegralspannungen der Standardpressverbindung mit einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung - ausgewertet nach Bild 71; Randbedingungen siehe Tabelle 13

	Standard- pressverbindung		Δ -38%	Absatz und Übergangsradius	
	3D	2D		3D	2D
S_I/S	1,45	1,55		0,90	0,96
Δ	+7%			+7%	

Damit kann die Übertragung bei Biegebelastung auch in einem vereinfachten Planar-Modell abgebildet werden, wodurch eine enorme Aufwandsreduzierung möglich ist. Die Verringerung der Spannung von der Standardpressverbindung zur hier gewählten Verbindung mit Absatz und Übergangsradius beträgt sowohl im 3D-Modell als auch im 2D-Modell -38%. Somit kann die Nennspannung der Absatzgeometrie, bezogen auf die hier experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten der Standardpressverbindung, entsprechend höher liegen, bis das Versagen eintritt.

In einem abschließenden Schritt wurde geprüft, wie empfindlich dieses oben gezeigte Ergebnis der Übertragung auf veränderte Kontakteigenschaften reagiert. Dabei wurden in allen Modellen das Übermaß von bisher $\xi = 1,0\%$ auf $\xi = 2,0\%$ und der Reibwert von $\mu = 0,3$ auf $\mu = 0,8$ erhöht. Mit dieser Parameterwahl wird insgesamt ein großer Bereich, ausgehend von einem leichten Presssitz mit kleinem Reibwert bis zu einem festen Presssitz mit hohem Reibwert, abgedeckt. Die Ergebnisse zu diesem Vergleich sind in **Tabelle 15** dargestellt.

Tabelle 15: Vergleich der Strukturintegralspannungen der Standardpressverbindung mit einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung - ausgewertet nach Bild 71; Randbedingungen siehe Tabelle 13 und $\mu = 0,8$; $\xi = 2,0\%$

	Standard- pressverbindung		Δ -38%	Absatz und Übergangsradius	
	3D	2D		3D	2D
S_I/S	1,52	1,42		0,93	0,87
Δ	-7%			-7%	

Bei höherem Übermaß und Reibwert sind nun die Strukturintegralspannungen im 2D-Modell etwas kleiner, d. h. eine Übereinstimmung zwischen 2D und 3D wäre vermutlich dann zu erzielen, wenn die Kontaktparameter zwischen den gewählten Grenzwerten liegen würden. Das Ziel ist jedoch nicht, beide Modelle in Übereinstimmung zu bringen, sondern den Unterschied zwischen der Standardpressverbindung und dem Wellenabsatz aufzuzeigen.

Die eindrucksvolle Erkenntnis ist, dass ebenso wie bei den „leichten“ Kontakteigenschaften, die Verringerung der Strukturintegralspannung zwischen der Standardpressverbindung und der Verbindung mit Absatz und Übergangsradius erneut in beiden Modellen bei -38% liegt und damit exakt gleich ist. Somit wurde eine absolute Invarianz der Strukturintegralspannung hinsichtlich der Übertragung geschaffen. Reibwert und Übermaß beeinflussen zwar nach wie vor die Höhe der maximalen lokalen Spannungen sowie deren Ort, infolge der Mittelung über 2 mm wird der Einfluss jedoch eliminiert.

Es ist zu konstatieren, dass es bei der Anwendung dieses Übertragungskonzeptes nicht entscheidend ist, welche Kontakteigenschaften in der Simulation gewählt werden. Sie müssen nur bei den zu vergleichenden Geometrien gleich sein. Dieses Verhalten hinsichtlich der Unempfindlichkeit der Beanspruchung gegenüber den Kontakteigenschaften spiegelt sehr gut die experimentellen Ergebnisse an Standardpressverbindungen wider. Bei den Ein-Stufen-Versuchen wurde, wie bereits herausgestellt, ebenfalls kein nennenswerter Einfluss des Übermaßes festgestellt.

Fazit

Um das Problem der Singularität sowie der numerischen Kontaktgrößenempfindlichkeit an der Nabenkante zu umgehen, kann für die Übertragung der hier erzielten experimentellen Ergebnisse an Standardpressverbindungen auf beispielsweise Pressverbindungen mit Absatz die axiale Normalspannung 0,1 mm unter der Oberfläche herangezogen werden. Dieser Wert bezieht sich auf einen Fugendurchmesser von 40 mm, bei welchem die Übertragung erfolgen sollte. Größeneinflüsse können anschließend über bewährte Methoden (Norm) berücksichtigt werden. Im Ausgangsmodell (Standardpressverbindung) und im Übertragungsmodell sollten immer die gleichen Kontakteigenschaften und die gleichen Elemente verwendet werden. Eine gleiche Netzgröße ist nicht erforderlich. Für die Übertragung sollten stets die gemittelten Spannungen über 2 mm (Strukturintegralspannungen) herangezogen werden. Hierbei ist es wichtig, nur den Anteil aus der Biegung und nicht aus der Pressung zu vergleichen.

Um bei Biegebelastung aufwändige 3D-Modelle zu umgehen, kann die Übertragung auf andere Geometrien an einem vereinfachten 2D-Modell (Plattenmodell) erfolgen. Das oben vorgestellte ebene Modell kann die Kraftflussumlenkung analog zum 3D-Modell abbilden. Bei Torsionsbelastung kann die Simulation mit einem axialsymmetrischen Modell erfolgen, wenn eine entsprechende Achsensymmetrie bzgl. der Geometrie und der Beanspruchung vorliegt. Die Auswertung muss dann mit Schubspannungen oder Hauptspannungen erfolgen.

7.6 Qualitative Validierung unterschiedlicher Absatzgeometrien

Die von *Nishioka* in Bild 65 dargestellten qualitativen Verläufe der Ermüdungsfestigkeit in Abhängigkeit des Absatzradius sollten mit der vorgestellten FE-Analyse darstellbar sein. Hierzu wurden unterschiedliche Modelle erstellt. Beim Übergangsradius erfolgte eine Variation zwischen $R^* = 1$ mm, $R^* = 4$ mm und $R^* = 10$ mm. Darüber hinaus wurde die standardmäßig bündig sitzende Nabe 4 mm nach vorn (überstehend) und 4 mm nach hinten (zurückgesetzt) geschoben. Die Absatzhöhe, also das Verhältnis beider Durchmesser blieb mit $D_F^*/d^* = 1,05$ konstant. Alle Simulationen erfolgten unter Biegung im vereinfachten 2D-Modell. Die Pressung wurde mit $p^* = 79$ MPa und der Reibwert mit $\mu^* = 0,3$ gewählt.

Die Geometrien zu den unterschiedlichen Radien sowie die sich einstellenden Spannungsverteilungen der axialen Normalkomponente aus der Biegung sind in **Bild 77** in Form von Isolinien dargestellt. Dabei ist die Skalierung, ausgehend von 0 MPa (blau) bis 1,5-facher Nennspannung (rot), des Presssitzquerschnittes aufgezeigt.

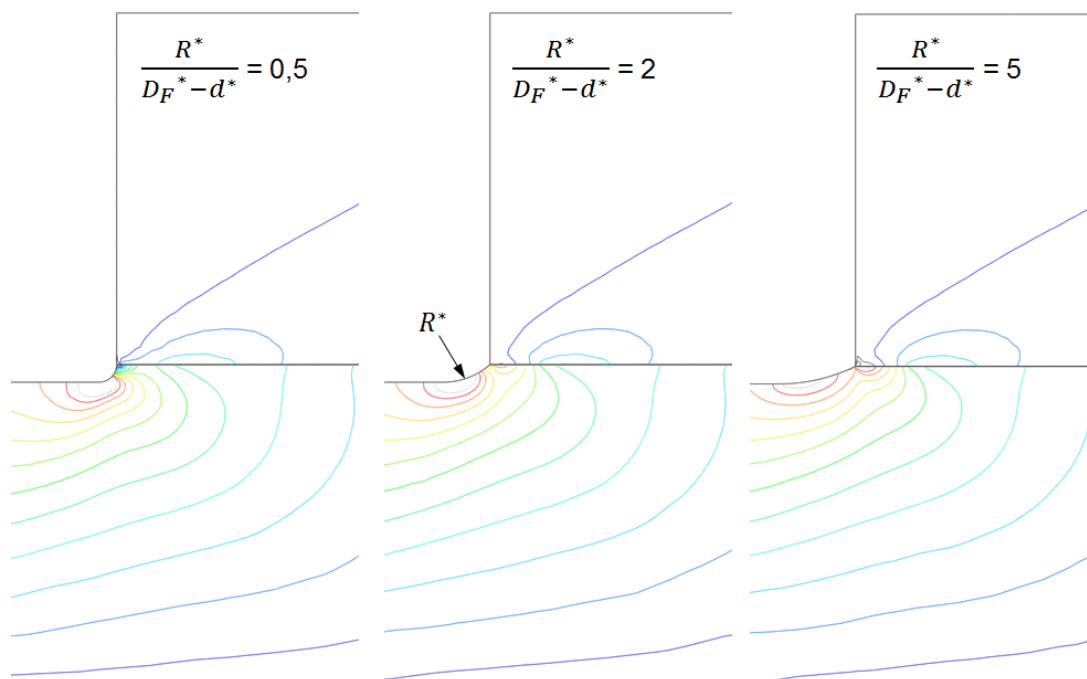


Bild 77: Axiale Normalspannung im 2D-Modell einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung für unterschiedliche Radien; $D_F^* = 40$ mm; $Q_A^* = 0,5$; $\mu^* = 0,3$; $p^* = 79$ MPa; $D_F^*/d^* = 1,05$ - null (blau) bis 1,5-facher Nennspannung (rot)

Die Darstellungen bestätigen das bereits vorhandene Wissen, dass bei kleiner werdenden Kerbradien der Presssitz mehr entlastet wird und einzeln betrachtet höhere Belastungen erträgt. Wenn in der Betrachtung der Übergangsradius außer Acht gelassen wird, stellt die Verbindung mit dem Radius $R^* = 10$ mm ($\frac{R^*}{D_F^* - d^*} = 5$) die kritischste Verbindung dar. Unter Anwendung des oben beschriebenen neuen Auswertungskonzeptes wurden für alle drei Geometrien die Strukturintegralspannungen ermittelt. Diese sind in bezogener Form in **Tabelle 16** dargestellt. Im Vergleich dazu ist die gemittelte Spannungserhöhung der Standardpressverbindung aufgetragen.

Tabelle 16: Strukturintegralspannungen im 2D-Modell der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung für unterschiedliche Radien im Vergleich zur Standardpressverbindung; $D_F^* = 40$ mm; $Q_A^* = 0,5$; $\mu^* = 0,3$; $p^* = 79$ MPa; $D_F^*/d^* = 1,05$

	Standard- pressverbindung	Absatz und Übergangsradius		
		$\frac{R^*}{D_F^* - d^*} = 0,5$	$\frac{R^*}{D_F^* - d^*} = 2$	$\frac{R^*}{D_F^* - d^*} = 5$
S_I/S	1,55	0,55	0,96	1,11

Die gleiche Auswertung erfolgte für eine Verbindung mit $R^* = 4$ mm und $a^* = 4$ mm vor- bzw. zurückgesetzter Nabe. **Bild 78** und **Tabelle 17** zeigen die Ergebnisse.

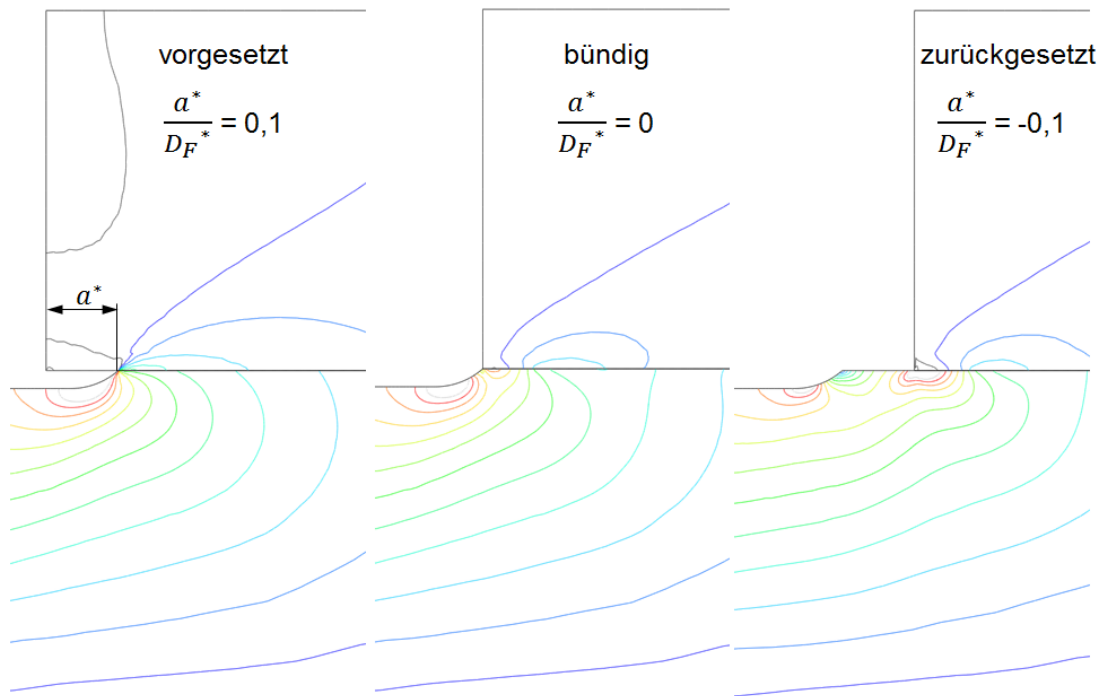


Bild 78: Axiale Normalspannung einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung für unterschiedliche Nabenpositionen a^* ; $D_F^* = 40$ mm; $Q_A^* = 0,5$; $\mu^* = 0,3$; $p^* = 79$ MPa; $D_F^*/d^* = 1,05$; $R^* = 4$ mm - null (blau) bis 1,5-facher Nennspannung (rot)

Erwartungsgemäß bestätigen die Ergebnisse hinsichtlich unterschiedlicher Radien die bisherigen Erfahrungen. Nicht zu erwarten war, dass auch die experimentellen Erkenntnisse der Literatur bzgl. Vor- oder Zurücksetzen mit dem neuen Verfahren abgebildet werden können. Dieses Verhalten wurde oftmals mit einem veränderten Schlupf zu erklären versucht.

Das Vorsetzen der Nabe ergibt demnach eine Verbesserung um knapp 20%. Das Zurücksetzen ist zwangsläufig ungünstiger und tendiert gegen die Werte der Standardpressverbindung.

Tabelle 17: Strukturintegralspannungen im 2D-Modell der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius unter Biegung für unterschiedliche Nabenpositionen im Vergleich zur Standardpressverbindung; $D_F^* = 40$ mm; $Q_A^* = 0,5$; $\mu^* = 0,3$; $p^* = 79$ MPa; $D_F^*/d^* = 1,05$; $R^* = 4$ mm

	Standard- pressverbindung	Absatz und Übergangsradius		
		vorgesetzt $\frac{a^*}{D_F^*} = 0,1$	bündig $\frac{a^*}{D_F^*} = 0$	zurückgesetzt $\frac{a^*}{D_F^*} = -0,1$
S_I/S	1,55	0,79	0,96	1,40

Inwiefern die absoluten Werte der Realität entsprechen, kann derzeit nicht geprüft werden, da nicht zu allen Varianten umfangreiche Versuche zur Dauerfestigkeit vorliegen. Der Vorteil dieses Verfahrens ist jedoch, dass erstmals auf Basis experimenteller und numerischer Untersuchungen Festigkeitswerte im Kontakt einer Pressverbindung beliebiger Gestalt abgeschätzt werden können. Darüber hinaus können die hier aufgezeigten Erkenntnisse zur Zeit- und Betriebsfestigkeit der Standardpressverbindung auf beliebige Geometrien übertragen werden. Die Ausnahme bilden, wie bereits genannt, Verbindungen mit sehr dünnwandigen Teilen, bei denen möglicherweise anteilig ein höherer Reibeinfluss vorliegt.

7.7 Festigkeitsbewertung der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius

Als experimentelle Vergleichsbasis werden die Ergebnisse aus [62] herangezogen. Die geometrischen Randbedingungen sind in **Bild 79** zusammengefasst. Die Verbindungen waren analog zu den hier untersuchten Standardpressverbindungen aus dem Werkstoff C45+N und wurden unter Umlaufbiegebeanspruchung geprüft. Ziel der Untersuchung in [62] war die Ermittlung der Gestaltfestigkeit.

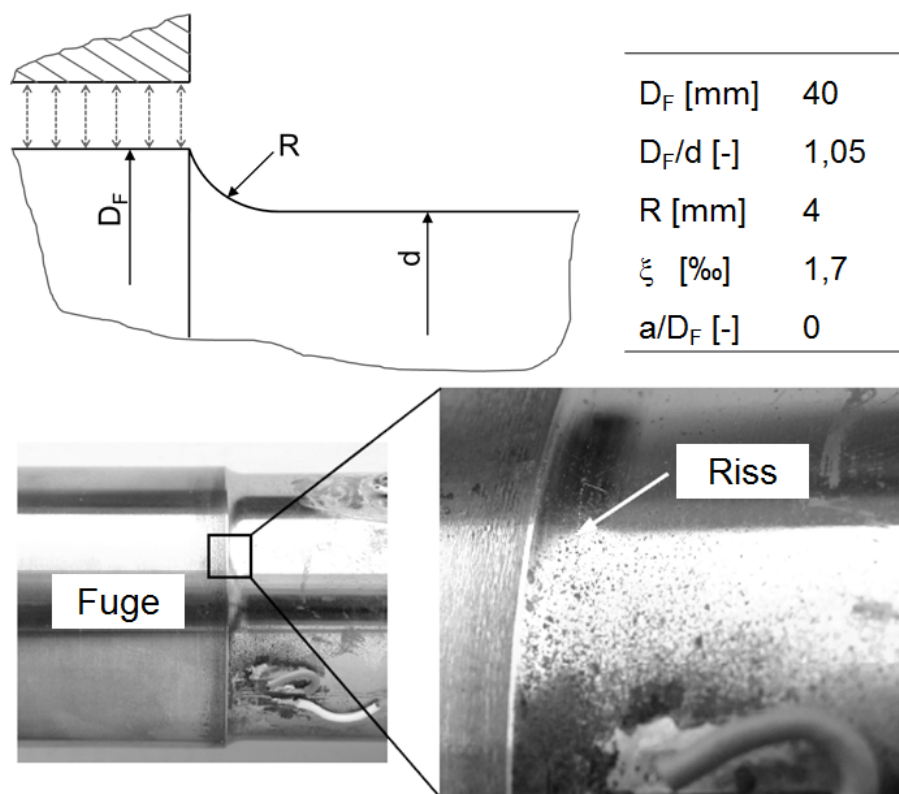


Bild 79: Geometrie und experimentell ermittelter Versagensort einer Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius nach [62]

Da das Versagen im Übergangsradius auftrat (siehe Bild 79), ist die Gestaltfestigkeit nur für diesen Ort zutreffend. Die Festigkeit in der Fuge ist damit nicht bekannt; diese liegt jedoch über dem experimentell ermittelten Wert und kann folglich auch für die Bewertung der hier zu untersuchenden Übertragung herangezogen werden.

Die Bewertung der Festigkeit erfolgte an den beiden in **Bild 80** dargestellten Versagensorten auf Basis der FKM-Richtlinie. Die Grundlage der Bewertung ist stets eine FE-Analyse.

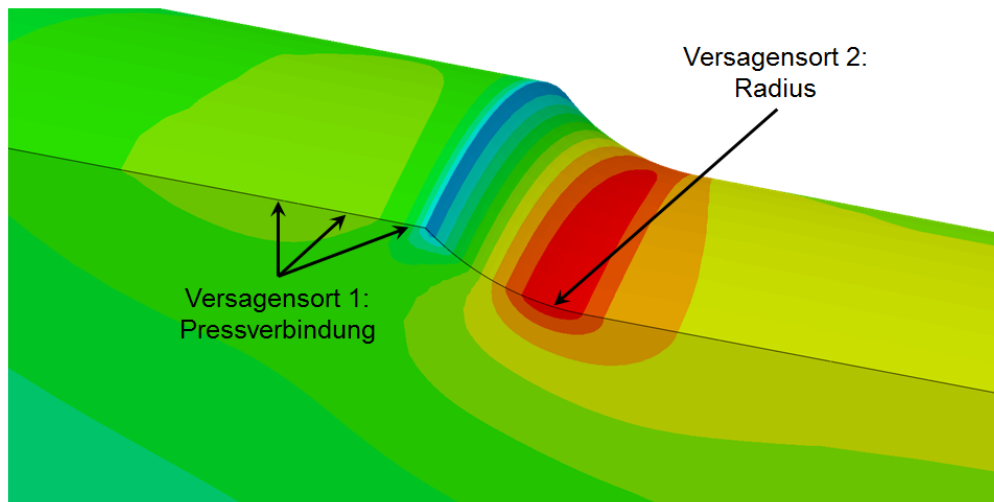


Bild 80: Rechnerisch betrachtete Versagensorte der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius (Spannungsplot σ_z - Nabe ausgeblendet)

Versagensort 1: Pressverbindung

Die Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius nach Bild 79 war bereits in den oben gezeigten qualitativen Analysen beinhaltet. Die Minderung der bezogenen integralen Strukturspannung im Vergleich zur Standardpressverbindung beträgt unter Anwendung des 3D-Modells -38% (siehe Tabelle 15). Um diesen Wert ist die Kerbwirkungszahl der Standardpressverbindung für die Verbindung mit Absatz zu verringern. Somit ist für die Übertragung die Kerbwirkungszahl nach der FKM-Richtlinie für die Standardpressverbindung mit dem Faktor 0,62 zu multiplizieren. In gleicher Weise kann dies für die hier experimentell ermittelte etwas höhere Kerbwirkungszahl für C45+N erfolgen. Damit ergeben sich die in **Tabelle 18** dargestellten Werte.

Mit den so ermittelten Kerbwirkungszahlen wurde ein Festigkeitsnachweis nach dem Nennspannungskonzept (unter Berücksichtigung der Strukturintegralspannungen) durchgeführt. Die Berechnungsparameter für den speziell experimentell ermittelten Dauerfestigkeitswert sind in **Tabelle 19** aufgezeigt. Demnach ergibt sich bei der Belastung, die der Dauerfestigkeit zugeordnet werden kann, ein rechnerischer Auslastungsgrad von $a_b = 0,68$ bzw. $a_b = 0,78$, je nach verwendeter Kerbwirkungszahl (Tabelle 18).

Tabelle 18: Kerbwirkungszahlen $K_{f,b}$ am Versagensort 1 für die Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius auf Basis der ermittelten Strukturintegralspannung (Biegung)

Werkstoff ($R_m = 700$ MPa)	Standard- pressverbindung	Δ -38%	Absatz und Übergangsradius
$K_{f,b}$	2,3*		1,4
$K_{f,b}$	2,5**		1,6

* Kerbwirkungszahl aus FKM-Richtlinie

** Kerbwirkungszahl aus Versuchen (Tabelle 10)

Tabelle 19: Berechnungskennwerte und Auslastungsgrad für die Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius am Versagensort 1

S_D	[MPa]	136*
$\sigma_{W,zd(7,5\text{ mm})}$	[MPa]	280**
G'	[mm ⁻¹]	0,05
$n_\sigma(d)$	[-]	1,03
$K_{f,b}(d_p)$	[-]	1,4 (1,6)
$K_{f,b}$	[-]	1,4 (1,6)
$S_{WK,b}$	[MPa]	200 (175)
a_b	[-]	0,68 (0,78)

* dauerhaft ertragbare Nennspannung im Querschnitt der Fuge (40 mm)

** abgeschätzt mit $0,4 \cdot R_m$ ($R_m = 700$ MPa)

Versagensort 2: Übergangsradius

Wie bereits analysiert, ist dieser Anwendungsfall prädestiniert für das Kerbspannungskonzept nach der FKM-Richtlinie. Dies erfordert jedoch die Ermittlung lokaler Beanspruchungsgrößen am Versagensort. Da für den Anwender in der Praxis im speziellen Fall nicht bekannt ist wie groß die Beeinflussung der Pressverbindungs-Kerbe auf die Absatzkerbe ist, wird empfohlen die vollständige Verbindung zu simulieren. Da hier im Gegensatz zur oben beschriebenen Übertragung der absolute Spannungszustand relevant ist, muss bei Biegebelastung ein 3D-Modell erstellt werden. Weiterhin ist auf eine hinreichende Vernetzung im Kerbgrund zu achten.

Zur Auswertung der lokalen Spannungskomponenten wurde ein kartesisches Koordinatensystem in den Kerbgrund am Ort der größten Spannung gelegt. Die dort im ebenen Spannungszustand auftretenden Normalspannungen entsprechen gleichzeitig den Hauptnormalspannungen. Die Parameter für den Festigkeitsnachweis sind in **Tabelle 20** zusammengefasst.

Tabelle 20: Berechnungskennwerte und Auslastungsgrad für die Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius am Versagensort 2

Hauptachsenrichtung		1	2
S_D	[MPa]	159*	
σ_a	[MPa]	283	67
σ_m	[MPa]	66	2
$\sigma_{W,zd(7,5\text{ mm})}$	[MPa]	280**	
G'	[mm ⁻¹]	0,45	0,39
n_σ	[-]	1,12	1,11
K_R	[-]	0,94	0,94
$\tilde{K}_f$	[-]	2	2
K_{WK}	[-]	0,92	0,93
M	[-]	0,14	0,14
R	[-]	-0,62	-0,94
K_{AK}	[-]	0,97	1,00
σ_{AK}	[MPa]	294	301
a	[-]	0,96	0,22
a_b	[-]	0,87	

* dauerhaft ertragbare Nennspannung im Querschnitt der Welle (38 mm)

** abgeschätzt mit $0,4 \cdot R_m$ ($R_m = 700$ MPa)

An dieser Stelle ist zu bemerken, dass auch die Kerbspannungen im Radius von den gewählten Kontakteigenschaften (Reibwert und Übermaß) abhängig sind [64]. Demzufolge würde sich auch der Auslastungsgrad mit anderen Vorgaben ändern. Allerdings ist hier die Empfindlichkeit nicht so hoch wie in der Kontaktfuge. Für die in diesem Fall simulativ ermittelten Kerbspannungen wurde das Übermaß entsprechend dem experimentellen Zustand ($\xi = 1,7\%$) eingestellt. Der Reibwert wurde mit $\mu = 0,6$ (eingelaufener Zustand) angenommen.

Vergleich

Alle Ergebnisse der Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius sind in **Bild 81** bzgl. der Auslastungen zusammengefasst. Die resultierende rechnerische Auslastung für den Übergangsradius liegt bei 87% und trifft das experimentelle Ergebnis in guter Näherung. Wie zu erwarten, ist die Pressverbindungs-Kerbe (Reibkontakt) unkritischer und erfährt entsprechend eine kleinere Auslastung. Die Schraffur kennzeichnet hierbei die beiden Auslastungen nach Tabelle 19. Der Unterschied bzgl. der Auslastung beider Kerben ist allerdings nicht allzu groß, sodass schon bei geringfügig größeren Übergangsradien der Versagensort in die Verbindung verlagert werden kann.

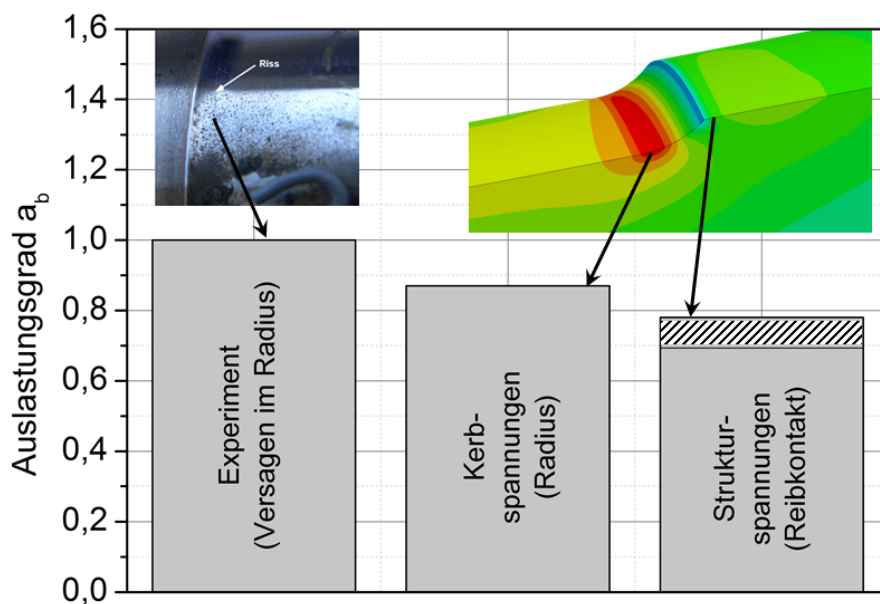


Bild 81: Vergleich der Auslastungsgrade beider potentieller Versagensorte im Vergleich zum Experiment für die Pressverbindung mit Absatz und Übergangsradius

Der Einfluss eines größeren Kerbradius wurde beispielhaft an einer Absatzgeometrie, welche der Bahnwelle ähnlich ist, untersucht. Hierfür liegen jedoch keine experimentellen Vergleichswerte vor. Es geht vordergründig um den relativen Vergleich beider Kerbstellen. Die simulierte Geometrie mit größerem Übergangsradius (Korbbogen) ist in **Bild 82** dargestellt. Hierbei wurden die realen Abmessungen einer Bahnwelle auf den Fugendurchmesser $D_F^* = 40$ mm geometrisch ähnlich skaliert.

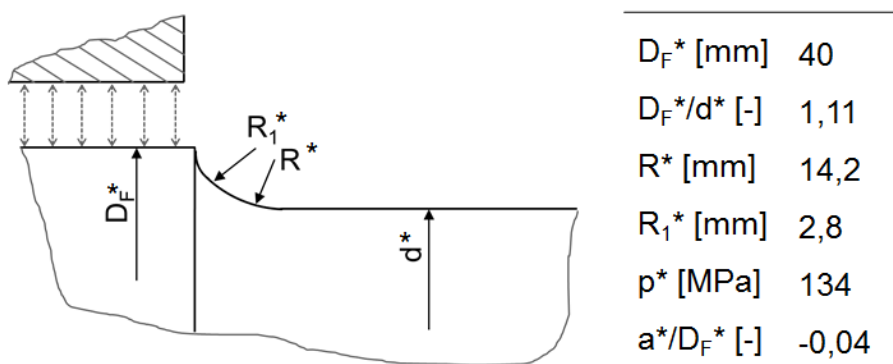


Bild 82: Simulierte Pressverbindungs-Geometrie mit Korbbogen

In der Simulation wurde die zu untersuchende Geometrie mit derselben Biegebelast und der gleichen Pressung ($\xi = 1,7\%$ entspricht $p^* = 134$ MPa) wie im vorherigen Beispiel belastet. Die Untersuchungen an diesem Beispiel erfolgten am 2D-Modell (Plattenmodell), um den Aufwand klein zu halten. Auch der Übergangsradius wurde, da es sich nur um einen relativen Vergleich handelt, im vereinfachten 2D-Modell ausgewertet.

Während im Absatz mit größerem Radius (Korbbogen) ca. 20% kleinere Kerbspannungen auftreten, wird die Strukturspannung im Kontakt ca. 10% größer. Auf die Dauerfestigkeit bzw. auf den Auslastungsgrad haben diese Ergebnisse ähnliche Auswirkungen. Während im Korbbogen aufgrund einer gleichzeitig veränderten Stützwirkung der verbleibende Festigkeitsgewinn ca. 15% beträgt, bewirkt die 10% größere Strukturspannung den selbigen Festigkeitsverlust.

Werden diese prozentualen Änderungen mit den Auslastungsgraden in Bild 81 verrechnet, so ergeben sich die Auslastungsgrade für den Absatz mit Korbbogen nach **Bild 83**. Diese Werte dürfen jedoch nur relativ zueinander verglichen werden. In diesem Fall ist der Reibkontakt die kritischere Kerbe.

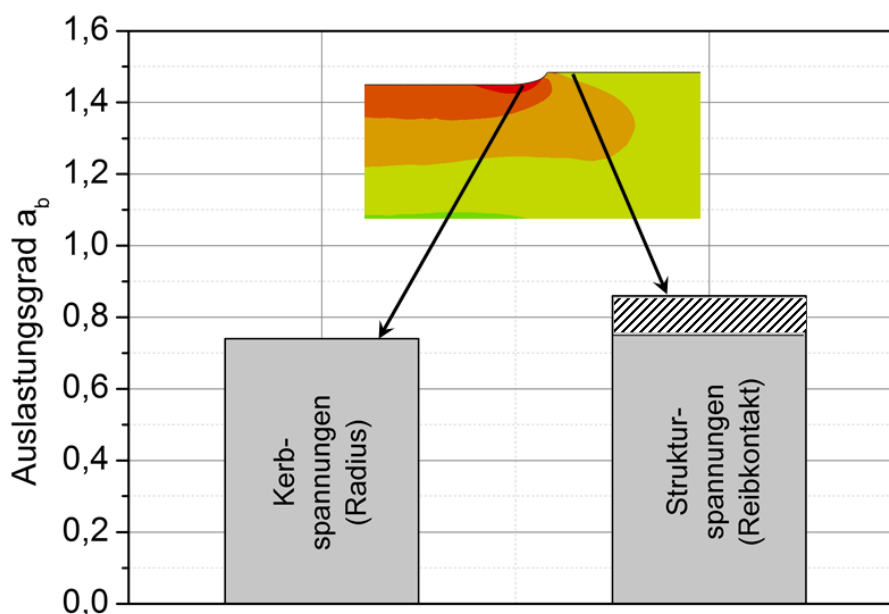


Bild 83: Vergleich der Auslastungsgrade beider potentieller Versagensorte für die Pressverbindung mit Absatz und Korbbogen

7.8 Festigkeitsbewertung der Pressverbindung mit Absatz und Freistich

Analog zum Übergangsradius wurde in [62] die biegebelastete Pressverbindung mit Absatz und Freistich aus C45+N untersucht (siehe **Bild 84**). Auch hier erfolgte das Versagen nicht im Kontakt der Pressverbindung, sondern im Kerbradius, also an der freien Oberfläche.

Wie schon bei der Verbindung mit Übergangsradius stehen für die Festigkeitsbewertung zwei Versagensorte im Fokus. Beide versagenskritischen Stellen sind in **Bild 85** in Form eines FE-Plots dargestellt.

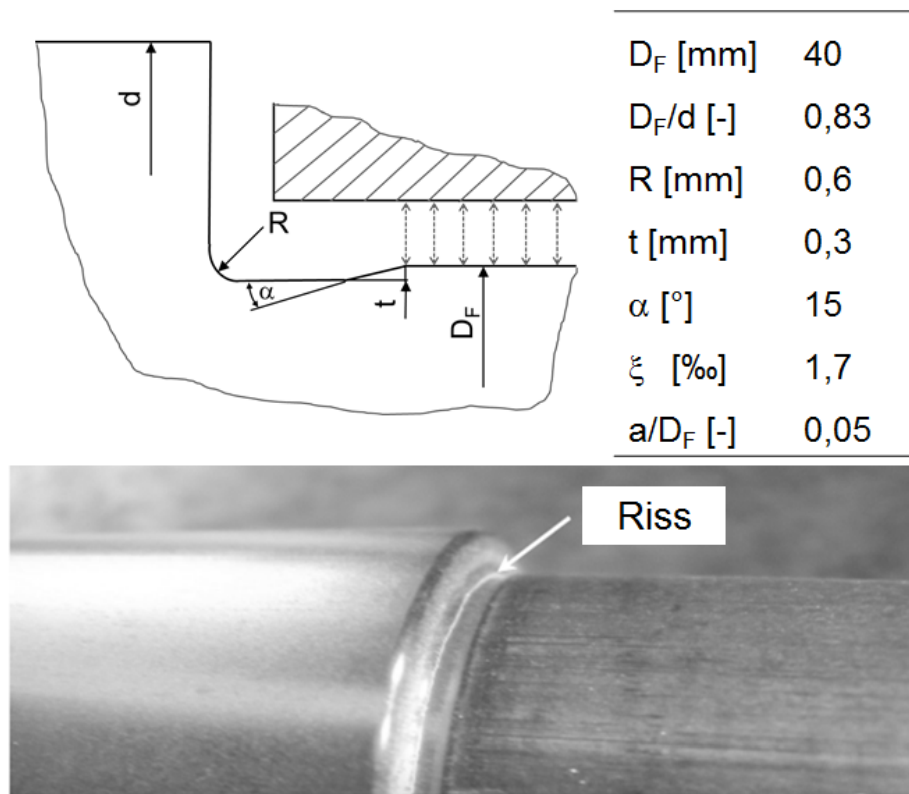


Bild 84: Geometrie und experimentell ermittelter Versagensort einer Pressverbindung mit Absatz und Freistich nach [62]

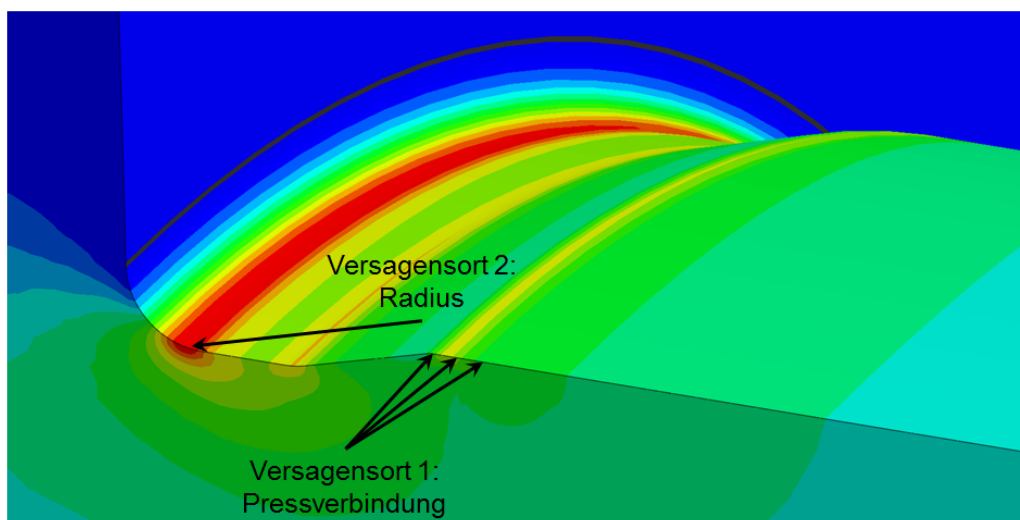


Bild 85: Rechnerisch betrachtete Versagensorte der Pressverbindung mit Absatz und Freistich (Spannungsplot σ_z - Nabe ausgeblendet)

Versagensort 1: Pressverbindung

Für die Pressverbindung mit Absatz und Freistich, gemäß Bild 84, wurde die integrale Strukturspannung am Versagensort 1 ermittelt. Die Minderung dieser Spannung be-

trägt in diesem Fall im Vergleich zur Standardpressverbindung -15%. Somit ergeben sich im Vergleich für diese Pressverbindungs-Geometrie kleinere Kerbwirkungszahlen, siehe **Tabelle 21**.

Tabelle 21: Kerbwirkungszahlen $K_{f,b}$ am Versagensort 1 für die Pressverbindung mit Absatz und Freistich auf Basis der ermittelten Strukturintegralspannung (Biegung)

Werkstoff ($R_m = 700$ MPa)	Standard- pressverbindung	Δ -15%	Absatz und Freistich
$K_{f,b}$	2,3*		2,0
$K_{f,b}$	2,5**		2,1

* Kerbwirkungszahl aus FKM-Richtlinie

** Kerbwirkungszahl aus Versuchen (Tabelle 10)

Anhand dieser Kerbwirkungszahlen erfolgte der Festigkeitsnachweis (siehe **Tabelle 22**) nach dem Nennspannungskonzept (unter Berücksichtigung der Strukturintegralspannungen). Der rechnerische Auslastungsgrad des Versagensortes 1 beträgt $a_b = 0,73$ bzw. $a_b = 0,80$, je nachdem welche Kerbwirkungszahl für die Standardpressverbindung angesetzt wird.

Tabelle 22: Berechnungskennwerte und Auslastungsgrad für die Pressverbindung mit Absatz und Freistich am Versagensort 1

S_D	[MPa]	108*
$\sigma_{W,zd(7,5\text{ mm})}$	[MPa]	280**
G'	[mm ⁻¹]	0,05
$n_\sigma(d)$	[-]	1,03
$K_{f,b}(d_p)$	[-]	2,0 (2,1)
$K_{f,b}$	[-]	1,9 (2,1)
$S_{WK,b}$	[MPa]	147 (134)
a_b	[-]	0,73 (0,80)

* dauerhaft ertragbare Nennspannung im Querschnitt der Fuge (40 mm)

** abgeschätzt mit $0,4 \cdot R_m$ ($R_m = 700$ MPa)

Versagensort 2: Radius Freistich

Der Nachweis erfolgte mit dem Kerbspannungskonzept der FKM-Richtlinie. In der Simulation wurde, analog zur Geometrie mit Übergangsradius, das Übermaß wie im Experiment eingestellt ($\xi = 1,7\%$). Der Reibwert betrug $\mu = 0,6$. Alle relevanten Berechnungsgrößen sind in **Tabelle 23** zusammengefasst.

Tabelle 23: Berechnungskennwerte und Auslastungsgrad für die Pressverbindung mit Absatz und Freistich am Versagensort 2

Hauptachsenrichtung		1	2
S_D	[MPa]	108*	
σ_a	[MPa]	401	120
σ_m	[MPa]	251	45
$\sigma_{W,zd(7,5\text{ mm})}$	[MPa]	280**	
G'	[mm ⁻¹]	1,91	1,36
n_σ	[-]	1,21	1,19
K_R	[-]	0,94	0,94
$\tilde{K}_f$	[-]	3	3
K_{WK}	[-]	0,85	0,86
M	[-]	0,14	0,14
R	[-]	-0,23	-0,45
K_{AK}	[-]	0,89	0,98
σ_{AK}	[MPa]	295	320
a	[-]	1,36	0,38
a_b	[-]	1,21	

* dauerhaft ertragbare Nennspannung im Querschnitt der Welle (40 mm)

** abgeschätzt mit $0,4 \cdot R_m$ ($R_m = 700$ MPa)

Vergleich

Alle Ergebnisse der Pressverbindung mit Absatz und Freistich sind in **Bild 86** bzgl. der Auslastungen zusammengefasst. Die Übereinstimmung der rechnerischen Auslastung zum Experiment beim Radius (Versagensort 2) ist befriedigend. Die Festigkeit wird mit ca. 20% unterschätzt. Möglicherweise liegt das an der sehr scharfen Kerbe und der damit einhergehenden Plastifizierung. Die Spannungsamplituden, addiert mit der Mittelspannung aus dem Presssitz, ergeben lokale elastizitätstheoretische Oberspannungen, welche ca. um den Faktor 2 über der Streckgrenze liegen. Es ist denkbar, dass der positive Effekt in Form der Stützwirkung nicht korrekt erfasst wird.

Wie auch beim Absatzradius ist der Unterschied beider Kerben (Radius-experimentell und Reibkontakt-rechnerisch) nicht sonderlich groß, sodass auch hier das Versagen im Kontakt auftreten kann, wenn die Freistichgeometrie anders als hier ausgeführt wird. Das Ergebnis der Auslastung hinsichtlich des Reibkontaktes ist in Bezug auf das experimentelle Ergebnis zumindest nicht widersprüchlich und bestätigt an einem zweiten Beispiel die Anwendbarkeit der vorgestellten Methode.

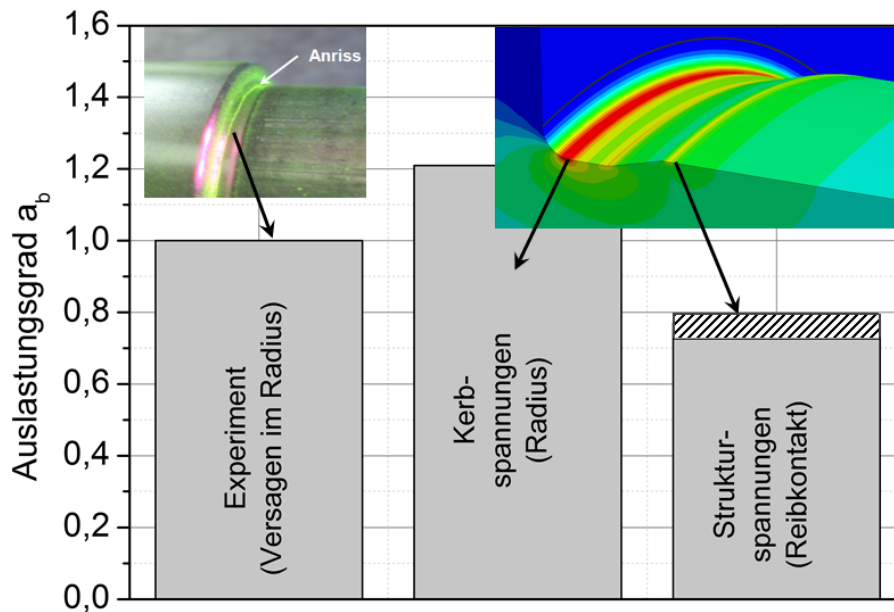


Bild 86: Vergleich der Auslastungsgrade beider potentieller Versagensorte im Vergleich zum Experiment für die Pressverbindung mit Absatz und Freistich

7.9 Zusammenfassende Bewertungen und Diskussion

Mit Hilfe der vorgestellten Konzepte kann erstmals die Festigkeit von Pressverbindungen mit zur Standardpressverbindung abweichender Geometrie vollständig abgeschätzt werden. Der schematische Berechnungsablauf ist abschließend in **Bild 87** dargestellt. Zur Berechnung der Dauerfestigkeit in der freien Kerboberfläche kann das Kerbspannungskonzept der FKM-Richtlinie herangezogen werden. Hier werden im Vergleich zum Experiment zufriedenstellende Ergebnisse erzielt. Zur Berechnung der Dauerfestigkeit im Kontakt sollte das Nennspannungskonzept verwendet werden. Hierbei ist jedoch abweichend zur konventionellen Vorgehensweise die Kerbwirkungszahl über FE-Simulationen aus der Strukturintegralspannung wie folgt zu ermitteln:

- Modellerstellung der zu untersuchenden Geometrie sowie der Standardpressverbindung.
- Beide Modelle sind mit einem Fugendurchmesser von $D_F = 40$ mm sowie gleichen Kontaktrandbedingungen (Übermaß, Reibwert und programmspezifische Einstellungen) aufzubauen.
- Die Diskretisierung beider Modelle muss nicht zwangsläufig gleich sein. Allerdings sollte die Netzdichte im Auswertebereich kleiner 0,1 mm gewählt werden.
- Um den Aufwand bei Biegung gering zu halten, sollten beide Geometrien als Plattenmodell (Bild 73) erstellt werden.

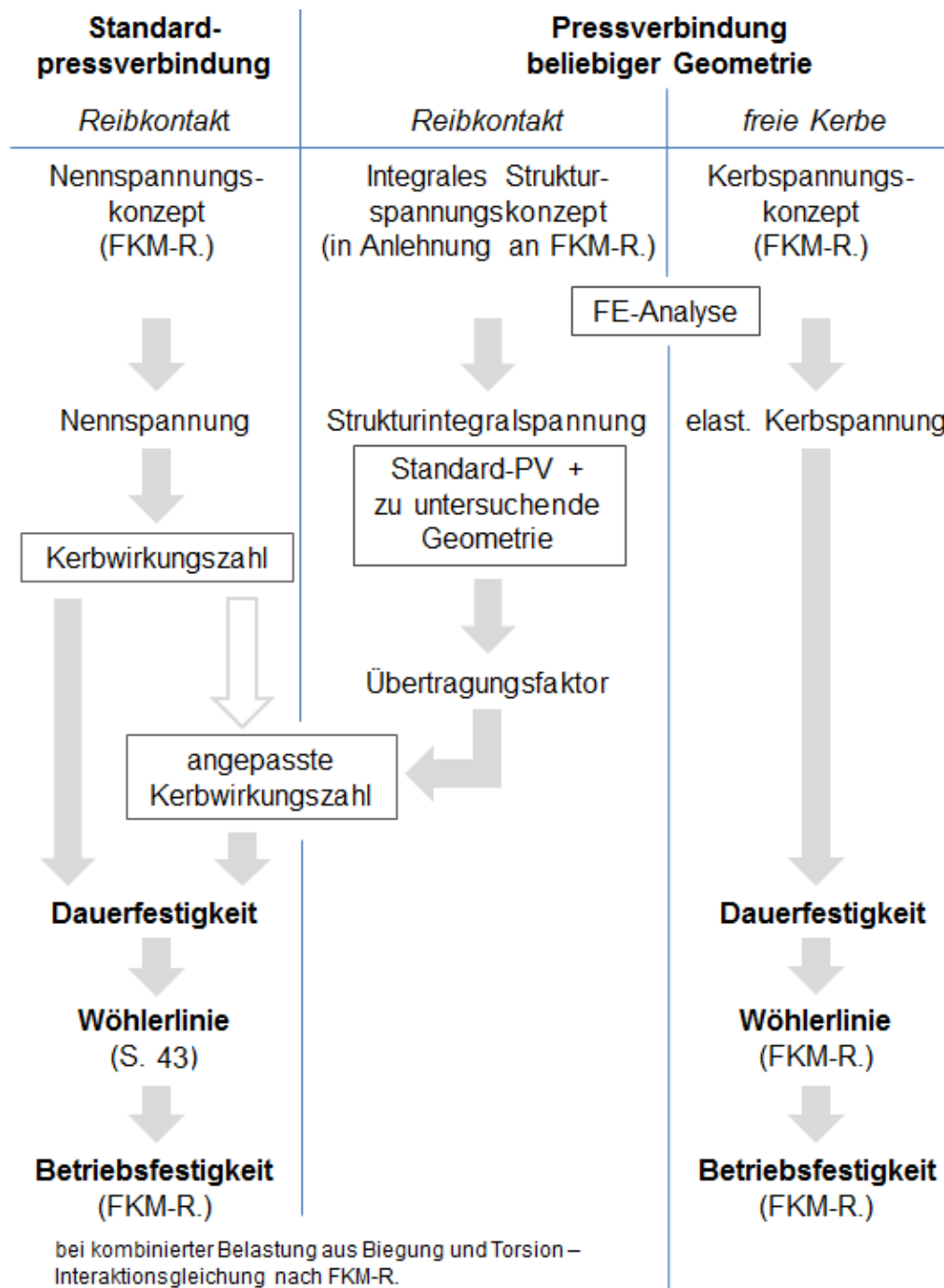


Bild 87: Schematischer Berechnungsablauf zur Festigkeitsberechnung von Pressverbindungen

- Last- und Verschiebungsrandbedingungen sind in beiden Modellen ebenfalls gleich vorzugeben. Die Belastungshöhe ist nicht entscheidend, sollte aber im Bereich der Nenndauerfestigkeit der Standardpressverbindung liegen.
- Die Auswertung bei Biegebelastung erfolgt anhand der axialen Normalspannung und bei Torsionsbelastung anhand der Schub- oder Hauptnormalspannung infolge der rein zyklischen Last.

- Die Strukturintegralspannung entspricht dem Mittelwert aus dem Spannungspfad 0,1 mm unter der Oberfläche über 2 mm in die Fuge, ausgehend von der Nabenkante, vgl. Bild 71.
- Die Änderung der Strukturintegralspannung der zu untersuchenden Geometrie im Vergleich zur Standardpressverbindung ist mit der Kerbwirkungszahl der Standardgeometrie aus den Regelwerken zu verrechnen.

Diese gemittelte Spannung erlaubt eine robuste numerische Betrachtung im Kontakt unabhängig von den eingestellten Simulationsparametern. Die hier vorgestellten Kerbwirkungszahlen der beiden Pressverbindungen mit Absatz und Übergangsradius bzw. Freistich sind zwar nicht gesichert (da experimentell nicht ermittelbar), erscheinen aber plausibel.

Die Übertragung des Verhaltens im Bereich der Dauerfestigkeit kann somit letztlich auch auf den Bereich der Zeit- und Betriebsfestigkeit angewendet werden. In der freien Kerbe sowie im Kontakt können die modernen Konzepte der betriebsfesten Auslegung (FKM-Richtlinie) herangezogen werden. Für die freie Kerboberfläche sind hierbei die Neigungen und Abknickpunkte aus der Richtlinie maßgebend. Im Fall des Kontaktes können die in Kapitel 5 aufgezeigten Kennwerte der Standardpressverbindung Anwendung finden.

Das Übertragungskonzept ist prinzipiell für alle denkbaren Geometrien mit Pressverbindung anwendbar, welche ein ähnliches Ermüdungsverhalten wie konventionelle Kerben aufweisen. Für Verbindungen mit dünnwandigen Hohlwellen oder dünnwandigen Naben ist die Vorgehensweise auch vorstellbar, sollte aber stets experimentell überprüft werden. Auch in der Praxis eingesetzte Pressverbindungen mit Unterschnitt (Verzahnungsauslauf im Kontakt) können nach der in Bild 87 dargestellten Vorgehensweise behandelt werden. Allerdings ist dann die Übertragung mit vereinfachten 2D-Modellen nicht mehr gegeben. Auch bei einsatzgehärteten Pressverbindungen ist die Kerbanalogie vorhanden, indem eine deutliche Steigerung der Ermüdungsfestigkeit mit Zunahme der Werkstofffestigkeit zu erwarten ist. Dies konnte in [55] am Beispiel der Standardpressverbindung und der Pressverbindung mit Absatz und Freistich nachgewiesen werden. Die Berechnung sollte zunächst auf Basis der Kernwerkstofffestigkeit erfolgen. Die grobe Abschätzung der Festigkeitssteigerung infolge der Randhärte und der Druckeigenspannungen kann mit Hilfe der in der FKM-Richtlinie hinterlegten Oberflächenverfestigungsfaktoren erfolgen. Zur Höhe der Faktoren für Pressverbindungen sind erste Anhaltspunkte in [55] zu finden. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass diese Erkenntnisse ausschließlich für Pressverbindungen und nicht für beliebige reibdauerbeanspruchte Bauteile gelten. Beispielsweise weisen Passfederverbindungen, wie bereits in Kapitel 6

erläutert, auch im einsatzgehärteten Zustand keine Festigkeitssteigerung auf, wenn kein Übermaß in der Verbindung vorgesehen wird.

Im Fall von überlagerten Belastungen aus Biegung und Torsion sind für den Kontakt der Pressverbindung die Ergebnisse aus den Einzelbelastungen unter Anwendung der werkstoffspezifischen Interaktionsgleichung zusammenzufassen. Für die freie Kerboberfläche einer benachbarten Pressverbindung kann die kombinierte Belastung über den Gesamtspannungszustand erfasst werden. Im Umgang mit nichtproportionalen Beanspruchungen und drehenden Hauptachsensystemen bestehen derzeit allerdings sowohl im Kontakt als auch in der freien Oberfläche Unsicherheiten.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im ersten Teil der Arbeit wurden ausführliche experimentelle Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Standardpressverbindungen (Pressverbindungen mit glatter Welle) vorgestellt. Im Fokus der Untersuchungen stand die Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit der biege- sowie torsionsbelasteten Verbindung. Auf Basis der erzielten Festigkeiten und Lebensdauerwerte erfolgte anschließend die Ableitung normspezifischer Kennwerte. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Die ermittelten Dauerfestigkeiten respektive Kerbwirkungszahlen stimmen in guter Näherung mit den betrachteten Regelwerken überein.
- Für eine zeitfeste Bemessung oder als Basis für eine Betriebsfestigkeitsberechnung kann für Pressverbindungen generell eine Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden von $k = 4,5$ angenommen werden. Die gemittelten Abknickpunkte betragen für Biegung $N_D = 2 \cdot 10^6$ und für Torsion $N_D = 8 \cdot 10^6$.
- Die Berücksichtigung von Lastkollektiven kann bei Pressverbindungen analog zu gekerbten Bauteilen erfolgen. Für das in dieser Arbeit verwendete gaußverteilte Kollektiv liegt die gemittelte Schadenssumme bei $D = 1$.
- Im Rahmen einer Betriebsfestigkeitsprüfung ist eine Kürzung des Kollektivs um bis zu 75% der erwarteten Dauerfestigkeit zu empfehlen.
- Laststufen, die zu weniger als 10^5 Lastwechsel führen, sind für die Festigkeitsauslegung nicht relevant, da es ohne reibungserhöhende Maßnahmen zum Übertragungsversagen der Verbindung kommt.
- Mit höheren Übermaßen sind in Ein-Stufen-Versuchen zum Teil geringere Lebensdauerwerte zu verzeichnen. Bei veränderlichen Lasten ist der Übermaßeinfluss bei Biegung und bei Torsion gegensätzlich. Insgesamt wird jedoch der Einfluss der Fugenpressung auf die Ermüdungsfestigkeit der Pressverbindung als gering eingestuft.

Im zweiten Teil der Arbeit stand die Übertragung der erzielten Ergebnisse an Standardpressverbindungen auf andere Pressverbindungs-Geometrien im Vordergrund. Hierbei wurde das Verhalten hinsichtlich der Kerbwirkung im Vergleich zu gekerbten Wellen sowie zu anderen reibdauerbeanspruchten Verbindungen untersucht. Weiterhin erfolgte eine ausführliche Analyse simulationsspezifischer Einflussgrößen auf die Beanspruchungshöhe der Pressverbindung. Auf Grundlage dieser Erkenntnisse wurde ein neues Konzept erarbeitet und an Ergebnissen aus der Literatur gespiegelt. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Die Pressverbindung weist eine starke Analogie zur konventionellen scharfen Kerbe auf. Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Ermüdungsfestigkeit ist sehr gering.
- Eine örtliche Festigkeitsberechnung auf Basis absoluter Beanspruchungen aus einer FE-Analyse ist wegen der starken Einflüsse der Modellparameter nicht zielführend.
- Das erarbeitete integrale Strukturspannungskonzept unter Anwendung relativer Beanspruchungen stellt hingegen ein erfolgsversprechendes Verfahren dar. In Kombination mit dem Kerbspannungskonzept kann somit erstmals die Ermüdungsfestigkeit für beliebige Pressverbindungs-Geometrien vollständig und geschlossen abgeschätzt werden.
- Bei Biegung kann die Übertragungs-Simulation mit einfachen Plattenmodellen erfolgen, was den Simulationsaufwand deutlich verringert.

Anhand des vorgestellten Konzeptes können nun speziell für die Normen und Richtlinien Kerbwirkungszahl-Diagramme für häufig vorkommende Pressverbindungs-Geometrien erstellt werden. Somit kann der Anwender auf aufwändige Simulationen verzichten und nach bewährter Form mit dem Nennspannungskonzept die Festigkeitsbewertung ausführen.

In weiteren Untersuchungen sollte das hier entwickelte Übertragungskonzept an unterschiedlichen Geometrien validiert werden. Insbesondere ist die Abgrenzung zu Verbindungen, bei denen die tribologische Schädigung deutlichen Einfluss zeigt, herzustellen. Hierzu müssen erneut umfangreiche Tests mit unterschiedlichen Werkstoffen erfolgen.

9 Literatur

- [1] Zenner, H.; Hinkelmann, K.: Prüfmethodik für Betriebsfestigkeitsversuche in der Fahrzeugindustrie. DVM-Workshop in Zwickau, 2015
- [2] Grubisic, V.; Fischer, G.: Railway axle failures and durability validation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Rail and Rapid Transit, S.518-529, 2012
- [3] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. 2012
- [4] Rennert, R.: FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. 6. Ausgabe, 2012
- [5] DIN 7190: Pressverbände - Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, 2001
- [6] Lamé: Leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides, 1852
- [7] Kollmann, F.G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher Band 32, Springer-Verlag, 1984
- [8] Leidich, E.: Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch. Dissertation, TH Darmstadt, 1983
- [9] Smetana, T.: Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Kegel- und Zylinderpressverbindungen. Dissertation, TU Chemnitz, 2001
- [10] Gropp, H.: Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Preßverbindungen. Habilitation, TU Chemnitz-Zwickau, 1996
- [11] Seefluth, R.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen. Dissertation, TU-Berlin, 1970
- [12] Leidich, E.; Brůžek, B.: Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen. Konstruktion, Ausgabe 10/2010, S. 51-58
- [13] Hofmann, S.; Leidich, E.: Grenzsclupf, Kerbwirkungszahl oder Spannungsinintensität: Bewertung und Vergleich älterer und neuerer Auslegungskriterien von Welle-Nabe-Verbindungen. 6. VDI-Fachtagung WNV, Karlsruhe, 2014
- [14] Funk, W.: Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente. Dissertation, TH Darmstadt, 1968
- [15] Leidich, E.: Einfluss des Schwingungsverschleißes auf die Tragfähigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen. VDI-Bericht 1790, Welle-Nabe-Verbindungen, 2003
- [16] Leidich, E.; Brůžek, B.; Hofmann, S.: Kollektivbelastungen bei Welle-Nabe-Verbindungen. FVA-Abschlussbericht, Heft 1021, 2012
- [17] Schwämmle, T.: Betriebsverhalten von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbänden unter Biegebelast. Dissertation, Universität Stuttgart, 2010
- [18] Hilgermann, J.L.; Thoden, D.: Schlupfmessung an Pressverbindungen mittels Laserinterferometrie. IMW-Institutsmitteilung Nr. 35, 2010

-
- [19] Broszeit, E. et al.: Schwingverschleißprüfung im Reibkufenversuch - zweidimensionale Spannungsanalyse und Reibwegamplituden. *Zeitschrift für Werkstofftechnik* 16(6), 308-313, 1985
 - [20] Fischer, G.: Zum Einfluß der Reibkorrosion auf das Festigkeitsverhalten von Stahl und Stahlguß unter sinusförmiger und zufallsartiger Belastung. Dissertation, TU München, 1987
 - [21] Vingsbo, O.; Söderberg, S.: On Fretting Maps. *Wear* 126(2), 131-147, 1988
 - [22] Ruiz, C. et al.: An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint. *Experimental Mechanics* 24(3), 208-217, 1984
 - [23] Ziaei, M.: Analytische Untersuchung unrunder Profildfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen. Habilitation, TU Chemnitz, 2003
 - [24] Vidner, J.; Leidich, E.: Enhanced Ruiz criterion for the evaluation of crack Initiation in contact subjected to fretting. *International Journal of Fatigue* 29(9-11), 2040-2049, 2007
 - [25] Ding, J. et al.: Simple parameters to predict effect of surface damage on fretting fatigue. *International Journal of Fatigue* 33(3), 332-342, 2011
 - [26] Paysan, G.: Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente. Dissertation TU-Berlin, 2000
 - [27] Hartmann, U.: Neue Erkenntnisse zur Simulation der Reibkorrosionsvorgänge in torsionsbeanspruchten Welle-Nabe-Verbindungen. Dissertation TU Berlin, 2005
 - [28] Njinkeu, J.B.: Verschleiß und Ermüdung reibkorrosionsgefährdeter Pressverbindungen bei Umlauf- und Wechselbiegung. Dissertation, TU Berlin, 2009
 - [29] Luke, M.; Varfolomeev, I.; Lütkepohl, K.; Esderts, A.: Fatigue crack growth in railway axles: Assessment concept and validation tests. *Engineering Fracture Mechanics* 78, S. 714-730, 2011
 - [30] Madia, M. et al.: Stress intensity factor solutions for cracks in railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* 78, S. 764-792, 2011
 - [31] Zerbst, U.; Schödel, M.; Beier, H. TH.: Parameters affecting the damage tolerance behaviour of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* 78, S. 793-809, 2011
 - [32] Hattori, T. et al.: Fretting fatigue life estimations based on fretting mechanisms. *Tribology International*, doi: 10.1016/j.triboint.2010.10.020, 2011
 - [33] Araújo, J.A.; Susmel, L.; Taylor, D.; Ferro, J.C.T.; Mamiya, E.N.: On the use of the Theory of Critical Distances and the Modified Wöhler Curve Method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts. *IJF*, Vol.29, pp. 95-107, 2007
 - [34] Vallelano, C.; Dominguez, J.; Navarro, A.: Predicting the fretting fatigue limit for spherical contact. *Engineering Failure Analysis* 2004 (11), pp. 727-36
 - [35] Fouvry, S.; Elleuch, K.; Simeor, G.: Prediction of crack nucleation under partial slip fretting conditions. *J Strain Anal* 2002, 37(6), pp. 549-64

-
- [36] Zeise, B.: Simulation des Einlaufvorgangs und Festigkeitsbewertung reibkorrosionsgefährdeter Pressverbindungen im Dauerfestigkeitsbereich. Dissertation, TU Berlin, 2015
 - [37] Mertens, H.: Der Mohrsche Kreis und Festigkeitshypothesen für proportionale und nichtproportionale Beanspruchungen. Konstruktion 1/2011, S. 56-66
 - [38] Vidner, J.: Methode zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von reibdauerbeanspruchten Systemen. Dissertation, TU Chemnitz, 2016
 - [39] Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. VDI-Z. 68 (1924) 14, 339-341
 - [40] Miner, M.A.: Cumulative damage in fatigue. J. Appl. Mech. (ASME) 12 (1945) 3, A159-A164
 - [41] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. Auflage Springer, Berlin, 2006
 - [42] Marquardt, C.: Lebensdauerabschätzung schwingend beanspruchter Bauteile mittels Künstlicher Neuronaler Netze. Dissertation, TU Clausthal, 2004
 - [43] Hänel, B. et al.: Verbessertes Berechnungskonzept FKM-Richtlinie. FKM-Abschlussbericht, Heft 306, 2010
 - [44] Zenner, H.: Möglichkeiten der Versuchszeitverkürzung. DVM-Bericht 123, 1997
 - [45] Eulitz, K.-G.; Berner, M.: Lebensdauer von einsatzgehärteten Getriebewellen bei Kollektivbelastung. FVA-Abschlussbericht, Heft 988, 2011
 - [46] Leidich, E.; Brůžek, B.; Hofmann, S.: Kollektivbelastungen bei Welle-Nabe-Verbindungen II. FVA-Abschlussbericht, erscheint demnächst
 - [47] Sonsino, C.M.: „Dauerfestigkeit“ - Eine Fiktion. Konstruktion, Ausgabe 4/2005, S. 87-92
 - [48] Pyttel, B.; Schwerdt, D.; Berger, C.: Very high cycle fatigue - Is there a fatigue limit? International Journal of Fatigue 33(1), 49-58, 2011
 - [49] Entwurf DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile. 2015
 - [50] Müller, C.; Hinkelmann, K.; Masendorf, R.: Zur Treffsicherheit der experimentellen Dauerfestigkeitsschätzung. Technical Report Series TU Clausthal Nr.2, 2014
 - [51] Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. Zeitschrift Materialwissenschaft und Werkstofftechnik Volume 14, S. 406-417, Verlag Chemie GmbH, Weinheim 1983
 - [52] Friedemann, R.: Entwicklung eines Bewertungsverfahrens zur beanspruchungsgerechten Auslegung, Auswahl und Optimierung von Anti-Fretting-Coatings. FVA-Abschlussbericht, Heft 1179, 2016
 - [53] Schlecht, B.; Römhild, I.: Weiterentwicklung von DIN 743. FVA-Abschlussbericht, Heft 799, 2006
 - [54] TGL 19340: Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile. Verl. für Standardisierung, Leipzig, 1983

- [55] Leidich, E.; Brůžek, B.; Hofmann, S.: Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen II. FKM-Abschlussbericht, Heft 320, 2013
- [56] Forbrig, F.: Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Passfederverbindungen. Dissertation, TU Chemnitz, 2007
- [57] Oldendorf, U.: Lastübertragungsmechanismen und Dauerhaltbarkeit von Passfederverbindungen. Dissertation, TU Darmstadt, 1999
- [58] Leidich, E.; Hofmann, S.: Gestaltfestigkeitsuntersuchungen an einsatzgehärteten Passfederverbindungen. FVA-Abschlussbericht, Heft 1146, 2015
- [59] Hauschild, S.; Hofmann, S.; Leidich, E.: Rechnerische Festigkeitsbewertung zur Auslegung von reibdauerbeanspruchten Maschinenbauteilen. DMK Dresden, 2015
- [60] Leidich, E.; Lätzer, M.: Untersuchungen zum Größeneinfluss auf die Gestaltfestigkeit / Kerbwirkungszahlen von Welle-Nabe-Verbindungen. FKM-Abschlussbericht, Heft 325, 2015
- [61] Leidich, E.; Vidner, J.: Entwicklung einer Auslegungsrichtlinie für reibkorrosionsgefährdete Fügeverbindungen. FVV-Abschlussbericht, Heft 984 , 2013
- [62] Leidich, E.; Brůžek, B.; Winkler, M.: Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen. FKM-Abschlussbericht, Heft 305, 2009
- [63] Nishioka, K.; Komatsu, H.: Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Shaft Assembly. Bulletin of JSME Vol. 10, 1967
- [64] Leidich, E.; Hofmann, S.; Brůžek, B.: On the shrink-fit induced multiaxial stress state in adjacent notched shaft geometries. Proceedings ICMFF10, Japan, 2013

10 Anhang

A1 Experimentelle Versuchsergebnisse

Versuch Nr.	Übermaß U [μm]	Spannung S ; T [MPa]	Lebensdauer N	Bemerkung
Dauerfestigkeit				
Umlaufbiegung - C45				
1	40	110	$2,64 \cdot 10^6$	Durchläufer
2	40	105	$1,00 \cdot 10^7$	
3	40	110	$1,72 \cdot 10^6$	
4	40	105	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
5	40	110	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
6	40	115	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
7	40	120	$8,52 \cdot 10^6$	
8	40	115	$2,16 \cdot 10^6$	
Torsion - C45				
9	50	115	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
10	50	120	$9,05 \cdot 10^6$	
11	50	115	$6,84 \cdot 10^6$	
12	50	110	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
13	50	115	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
14	50	120	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
Umlaufbiegung - 42CrMo4				
15	40	190	$3,42 \cdot 10^6$	Durchläufer
16	40	180	$7,70 \cdot 10^5$	
17	40	170	$1,00 \cdot 10^7$	
18	40	180	$1,36 \cdot 10^6$	
19	40	170	$1,32 \cdot 10^6$	
20	40	160	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
Torsion - 42CrMo4				
21	50	120	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
22	50	130	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
23	50	140	$4,28 \cdot 10^6$	
24	50	130	$1,00 \cdot 10^7$	Durchläufer
25	50	140	$4,70 \cdot 10^6$	
Zeitfestigkeit				
Umlaufbiegung - C45				
1	40	120	$1,95 \cdot 10^5$	
2	40	120	$2,91 \cdot 10^5$	
3	40	120	$5,22 \cdot 10^5$	
4	40	120	$7,63 \cdot 10^5$	

Versuch Nr.	Übermaß U [μm]	Spannung S ; T [MPa]	Lebensdauer N	Bemerkung
5	40	140	$1,44 \cdot 10^6$	
6	68	220	$1,88 \cdot 10^5$	
7	68	200	$2,80 \cdot 10^5$	
8	68	180	$5,47 \cdot 10^5$	
9	68	160	$6,24 \cdot 10^5$	
10	68	140	$8,46 \cdot 10^5$	
Torsion - C45				
11	50	180	$9,50 \cdot 10^5$	
12	50	180	$1,65 \cdot 10^6$	
13	50	150	$2,81 \cdot 10^6$	
14	50	140	$3,20 \cdot 10^6$	
Umlaufbiegung - 42CrMo4				
15	40	280	$2,23 \cdot 10^5$	
16	40	260	$2,33 \cdot 10^5$	
17	40	240	$3,99 \cdot 10^5$	
18	40	220	$5,10 \cdot 10^5$	
19	40	200	$8,62 \cdot 10^6$	
20	68	260	$1,80 \cdot 10^5$	
21	68	240	$2,29 \cdot 10^5$	
22	68	220	$4,30 \cdot 10^5$	
23	68	200	$5,15 \cdot 10^5$	
Torsion - 42CrMo4				
24	50	280	$4,71 \cdot 10^5$	
25	50	260	$5,31 \cdot 10^5$	
26	50	240	$6,84 \cdot 10^5$	
27	50	220	$6,96 \cdot 10^5$	
28	50	200	$1,17 \cdot 10^6$	
29	50	180	$2,30 \cdot 10^6$	
30	50	160	$3,14 \cdot 10^6$	
31	68	280	$2,59 \cdot 10^5$	
32	68	250	$4,03 \cdot 10^5$	
33	68	223	$6,88 \cdot 10^5$	
34	68	199	$1,21 \cdot 10^6$	
35	68	178	$1,67 \cdot 10^6$	
36	68	159	$2,66 \cdot 10^6$	

Betriebsfestigkeit

Umlaufbiegung - C45

1	40	200	$2,09 \cdot 10^6$	Omission 75%
2	40	200	$1,82 \cdot 10^6$	Omission 75%

Versuch Nr.	Übermaß U [μm]	Spannung S ; T [MPa]	Lebensdauer N	Bemerkung
3	40	200	$1,61 \cdot 10^6$	Omission 75%
4	40	200	$2,50 \cdot 10^6$	Omission 75%
5	40	200	$2,05 \cdot 10^6$	Omission 75%
6	40	200	$4,63 \cdot 10^6$	Omission 50%
7	40	200	$5,88 \cdot 10^6$	Omission 50%
8	40	200	$3,36 \cdot 10^6$	Omission 50%
9	40	200	$4,61 \cdot 10^6$	Omission 50%
10	40	200	$4,45 \cdot 10^6$	Omission 50%
11	40	200	$7,00 \cdot 10^6$	Omission 25%
12	40	200	$7,86 \cdot 10^6$	Omission 25%
13	40	200	$6,50 \cdot 10^6$	Omission 25%
14	40	200	$9,43 \cdot 10^6$	Omission 25%
15	40	200	$8,27 \cdot 10^6$	Omission 25%
16	50	200	$2,91 \cdot 10^6$	Omission 75%
17	50	200	$2,34 \cdot 10^6$	Omission 75%
18	50	200	$2,74 \cdot 10^6$	Omission 75%
19	50	200	$2,75 \cdot 10^6$	Omission 75%
20	50	200	$2,43 \cdot 10^6$	Omission 75%
21	68	200	$3,58 \cdot 10^6$	Omission 75%
22	68	200	$3,37 \cdot 10^6$	Omission 75%
23	68	200	$3,13 \cdot 10^6$	Omission 75%
24	68	200	$4,00 \cdot 10^6$	Omission 75%
25	68	200	$2,90 \cdot 10^6$	Omission 75%
26	68	200	$5,53 \cdot 10^6$	Omission 50%
27	68	200	$8,46 \cdot 10^6$	Omission 50%
28	68	200	$9,17 \cdot 10^6$	Omission 50%
29	68	200	$6,41 \cdot 10^6$	Omission 50%
30	68	200	$9,68 \cdot 10^6$	Omission 50%
31	68	200	$1,73 \cdot 10^7$	Omission 25%
32	68	200	$1,19 \cdot 10^7$	Omission 25%
33	68	200	$1,67 \cdot 10^7$	Omission 25%
34	68	200	$1,16 \cdot 10^7$	Omission 25%
35	68	200	$1,29 \cdot 10^7$	Omission 25%
Torsion - C45				
36	50	239	$8,43 \cdot 10^6$	Omission 75%
37	50	239	$9,54 \cdot 10^6$	Omission 75%
38	50	239	$7,90 \cdot 10^6$	Omission 75%
39	50	239	$6,54 \cdot 10^6$	Omission 75%
40	50	239	$7,24 \cdot 10^6$	Omission 75%
41	68	239	$5,16 \cdot 10^6$	Omission 75%
42	68	239	$5,65 \cdot 10^6$	Omission 75%
43	68	239	$3,54 \cdot 10^6$	Omission 75%
44	68	239	$4,67 \cdot 10^6$	Omission 75%

Versuch Nr.	Übermaß U [μm]	Spannung S ; T [MPa]	Lebensdauer N	Bemerkung
45	68	239	$4,38 \cdot 10^6$	Omission 75%
Torsion - 42CrMo4				
46	50	318	$7,08 \cdot 10^6$	Omission 75%
47	50	318	$5,45 \cdot 10^6$	Omission 75%
48	50	318	$6,51 \cdot 10^6$	Omission 75%
49	50	318	$7,39 \cdot 10^6$	Omission 75%
50	50	318	$9,22 \cdot 10^6$	Omission 75%
51	50	318	$1,22 \cdot 10^7$	Omission 50%
52	50	318	$1,41 \cdot 10^7$	Omission 50%
53	50	318	$1,74 \cdot 10^7$	Omission 50%
54	50	318	$1,58 \cdot 10^7$	Omission 50%
55	50	318	$1,11 \cdot 10^7$	Omission 50%
56	50	318	$1,57 \cdot 10^7$	Omission 25%
57	50	318	$1,91 \cdot 10^7$	Omission 25%
58	50	318	$1,31 \cdot 10^7$	Omission 25%
59	50	318	$2,60 \cdot 10^7$	Omission 25%
60	50	318	$1,95 \cdot 10^7$	Omission 25%
61	68	318	$5,39 \cdot 10^6$	Omission 75%
62	68	318	$6,31 \cdot 10^6$	Omission 75%
63	68	318	$4,82 \cdot 10^6$	Omission 75%
64	68	318	$5,11 \cdot 10^6$	Omission 75%
65	68	318	$5,37 \cdot 10^6$	Omission 75%
66	80	318	$3,57 \cdot 10^6$	Omission 75%
67	80	318	$4,45 \cdot 10^6$	Omission 75%
68	80	318	$6,76 \cdot 10^6$	Omission 75%
69	80	318	$6,05 \cdot 10^6$	Omission 75%
70	80	318	$4,77 \cdot 10^6$	Omission 75%

A2 Zeichnungen der Versuchsproben

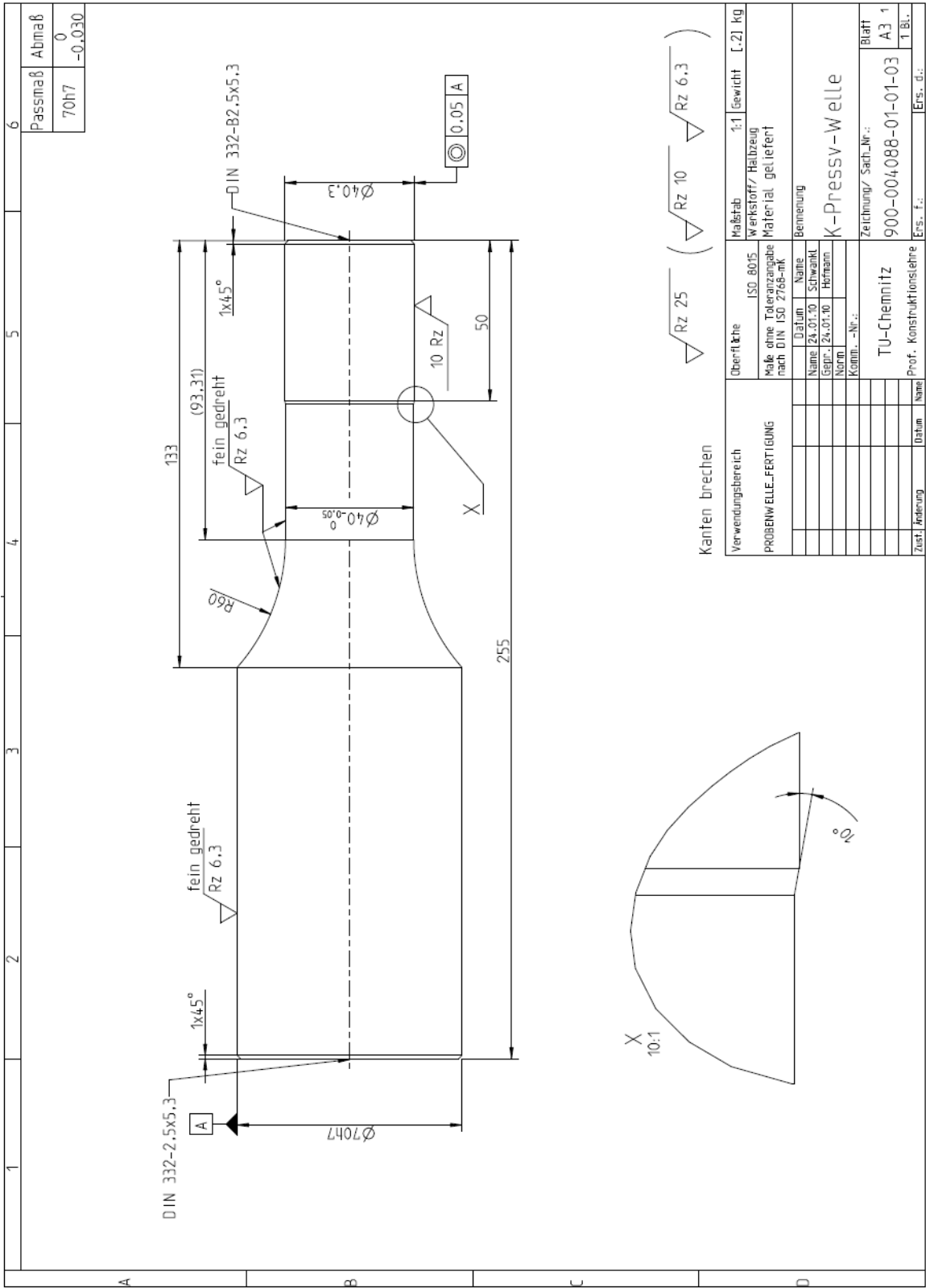


Bild 88: Zeichnung der Welle

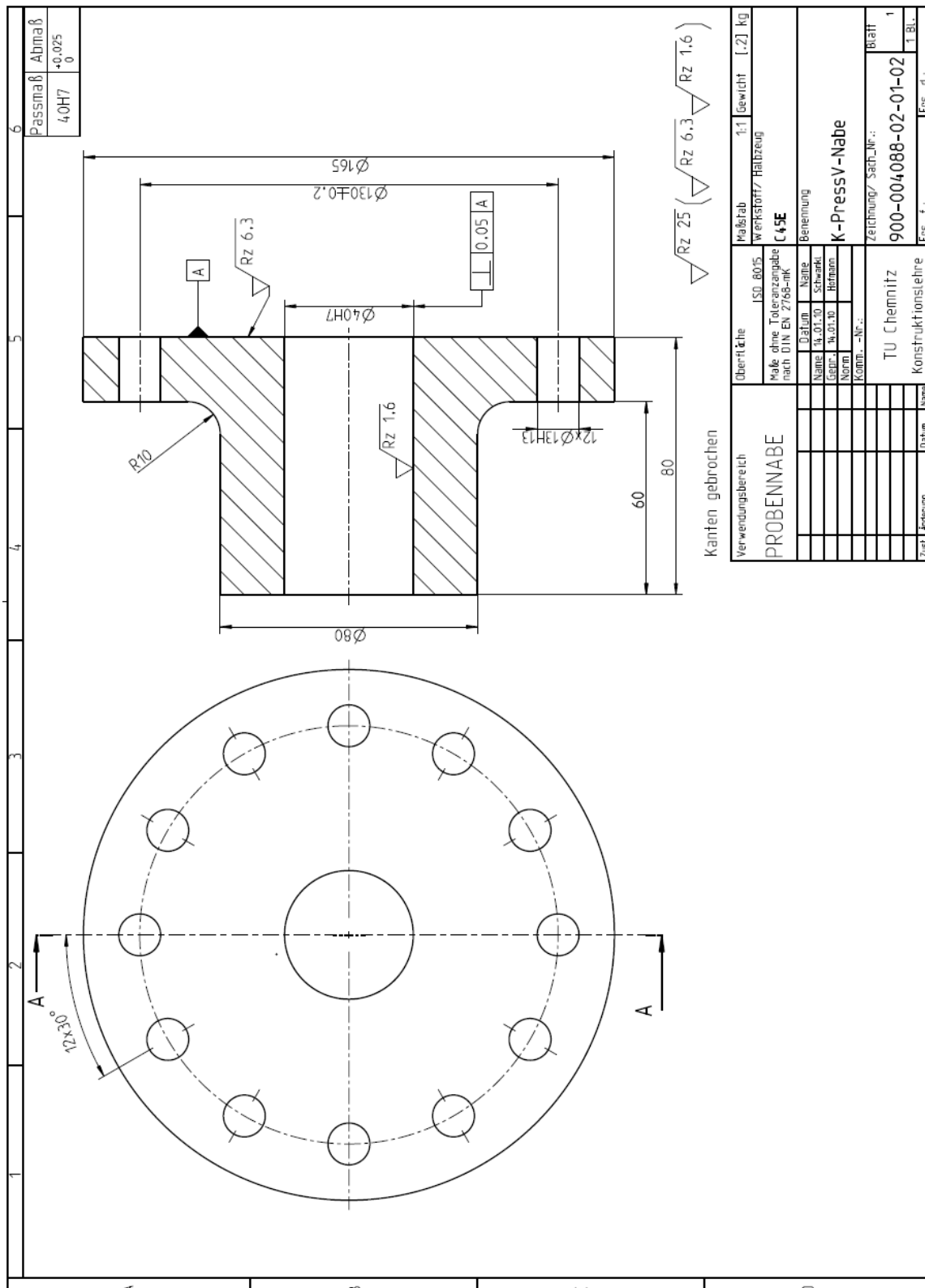


Bild 89: Zeichnung der Nabe

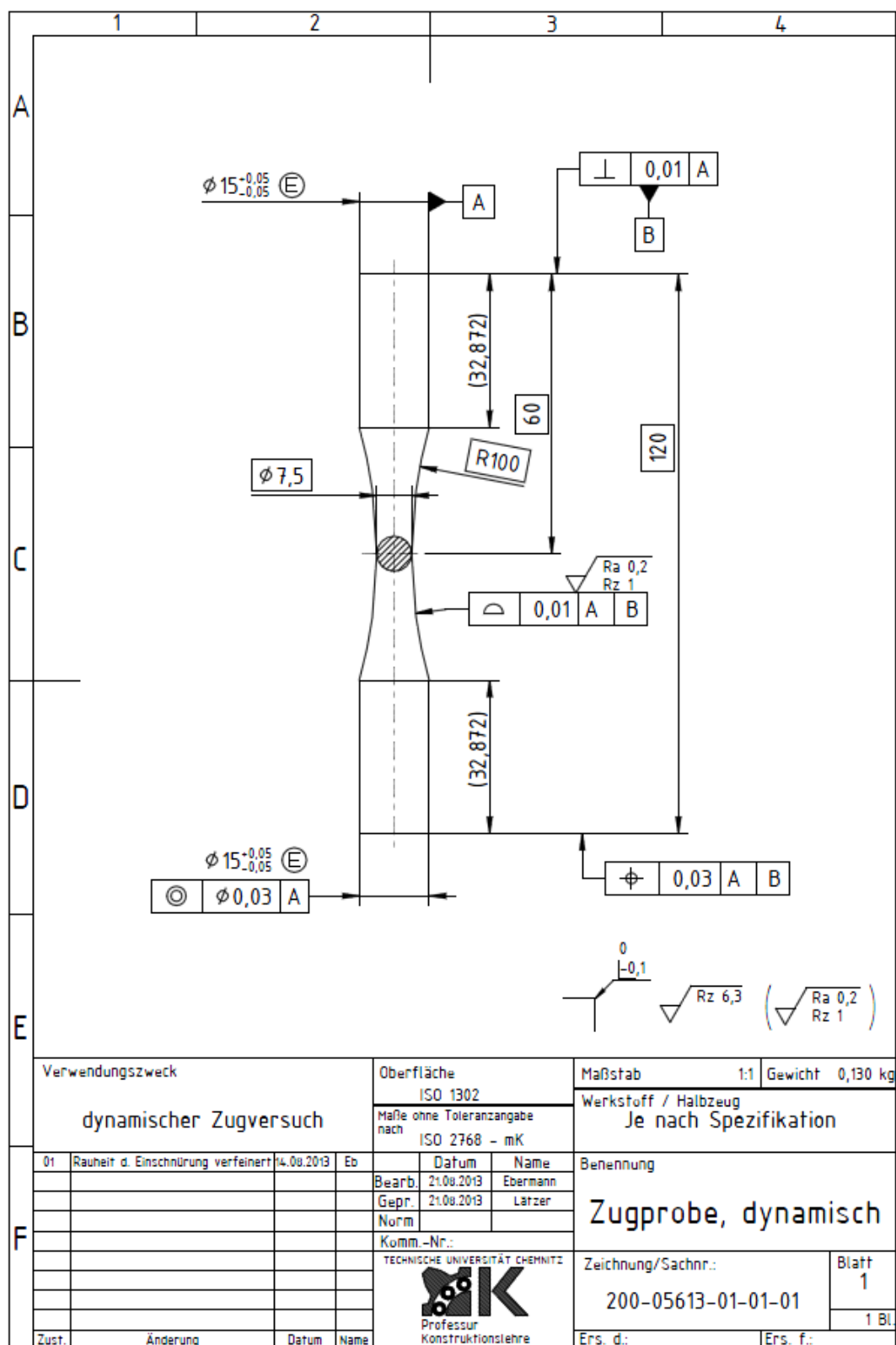


Bild 90: Zeichnung der Zugprobe